

14. MAGDEBURGER MASCHINENBAUTAGE 2019

- MAGDEBURGER INGENIEURTAGE -

24. und 25. September 2019

Tagungsband



OTTO v. GUERICKE
1602 - 1686

14. Magdeburger Maschinenbautage 2019

MAGDEBURGER INGENIEURTAGE

*Unter der Schirmherrschaft des Ministeriums
für Wirtschaft, Wissenschaft und
Digitalisierung des Landes Sachsen-Anhalt*



SACHSEN-ANHALT

14. Magdeburger Maschinenbautage 2019

MAGDEBURGER INGENIEURTAGE

Herausgeber

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Prof. Dr.-Ing. Ulrich Gabbert

Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinz Grote

Prof. Dr.-Ing. Roberto Leidhold

Prof. Dr.-Ing. Andreas Lindemann

Prof. Dr. rer. nat. Michael Scheffler

Dr.-Ing. Michael Klaeger

und weitere Autoren

Die Wiedergabe von Handelsnamen, Gebrauchsnamen, Warenbezeichnungen und dergleichen berechtigt nicht zu der Annahme, dass solche Namen ohne weiteres von jedermann benutzt werden dürfen. Es handelt sich vielmehr oft - auch ohne besondere Kennzeichnung - um gesetzlich eingetragene Warenzeichen.

Das Werk, einschließlich aller seiner Teile, ist urheberrechtlich geschützt. Alle dadurch begründeten Rechte, insbesondere die des vollständigen oder auszugsweisen Nachdrucks, der Übersetzung, aller Arten der Vervielfältigung, der Speicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen, bleiben vorbehalten.

© 2019 Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Fakultät Maschinenbau, Institut für Mobile Systeme – Lehrstuhl Mechatronik

Alle Rechte vorbehalten.

ISBN: 978-3-944722-81-8

<http://dx.doi.org/10.25673/13731>

VORWORT

Digitalisierung, Elektromobilität, Autonomes Fahren sowie neue Werkstoffe und Simulationsverfahren führen zu einer weiteren Vernetzung des Wissens und einer Neustrukturierung der Märkte und somit zu einer durchgängigen Transformation der wissenschaftlichen und wirtschaftlichen Basis. Neben dem Maschinenbau sind weitere Ingenieurdisziplinen gefordert, schlagkräftige Antworten auf diese fundamentalen Herausforderungen zu geben.

Die Magdeburger Maschinenbautage/-Ingenieurtage erweitern und ergänzen entsprechend den bisherigen maschinenbaulichen Fokus auf weiter gefasste ingenieurwissenschaftliche Schwerpunkte.

Vernetzte Sensorik und Aktorik, gesteuert durch dezentrale Prozessorleistung kann in Verbindung mit neuen Werkstoffen und Produktionsprozessen diese neuen und äußerst komplexen Aufgaben effizient und ressourcenschonend bearbeiten.

Dank neuer Antriebe, Energiespeicher und Energieübertragungsverfahren werden Maschinen mobil, verhalten sich im Einsatz flexibel und adaptiv und wachsen mit klassischen Transportsystemen zusammen.

Diese Eigenschaften werden durch einen ganzheitlichen Prozess über den gesamten Produktlebenszyklus, beginnend bei Forschung & Entwicklung über Herstellung, Verteilung und Nutzung bis zur Wiederverwertung erzielt. Der Mensch ist in unterschiedlichen Rollen als Forscher & Entwickler, als Produzent, Verkäufer sowie Verbraucher und schließlich als Verwerter eingebunden.

Im Herbst 2019 bieten die Magdeburger Maschinenbautage/-Ingenieurtage als Treffpunkt von Wissenschaft und Wirtschaft wieder einen gemeinsamen Rahmen für den Austausch neuester wissenschaftlicher Erkenntnisse und aktueller praktischer Erfahrungen, die als Anstoß für künftige Innovationen dienen können.

Wichtige Partner für diesen Austausch sind auch in diesem Jahr der Cluster Sondermaschinen- und Anlagenbau Sachsen-Anhalt, das Institut für Kompetenz in AutoMobilität - IKAM, der Cluster MAHREG Automotive Sachsen-Anhalts sowie der Forschungs- und Transferschwerpunkt Automotive der Otto-von-Guericke Universität Magdeburg. Die Tagung wendet sich an alle Beteiligten am Produktentstehungsprozess, die in Forschung, Entwicklung und Produktion an Universitäten und Forschungseinrichtungen, als Hersteller oder als Zulieferer tätig sind. Willkommen sind grundlagen- und anwendungsorientierte Beiträge zu umseitig aufgeführten Themen.

Roland Kasper

Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper

Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

TAGUNGSORT

*Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Gebäude 40 | Zschokkestraße 32 | 39104 Magdeburg*

TAGUNGSLEITUNG

*Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Mobile Systeme - Lehrstuhl Mechatronik
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
Sekretariat Frauke Heiduk
Telefon: +49 391 / 67 58606
Mail: frauke.heiduk@ovgu.de*

TAGUNGSORGANISATION

*Angela Dörge
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Institut für Mobile Systeme - Lehrstuhl Mechatronik
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
Telefon +49 391 / 67 58600
Mail: mmt@ovgu.de*

FACHLICHE BERATUNG

*Jun.-Prof. Dr.-Ing. Stephan Schmidt
Institut für Mobile Systeme - Lehrstuhl Mechatronik
Universitätsplatz 2, 39106 Magdeburg
Telefon +49 391 / 67 52084
Mail: stephan.schmidt@ovgu.de*

TAGUNGSSPRACHEN

deutsch, englisch

PROGRAMMAUSSCHUSS

<i>Prof. Holm Altenbach</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>apl. Prof. Dirk Bartel</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Rüdiger Bähr</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Ulrich Gabbert</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Karl-Heinrich Grote</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Thorsten Halle</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Daniel Juhre</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Ulrich Jumar</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Sven Jüttner</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Roland Kasper</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Dr. Michael Klaeger</i>	<i>tti Technologietransfer und Innovationsförderung Magdeburg GmbH</i>
<i>Prof. Roberto Leidhold</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Andreas Lindemann</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>apl. Prof. Arndt Lüder</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Hermann Rottengruber</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Michael Scheffler</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Michael Schenk</i>	<i>Fraunhofer IFF Magdeburg</i>
<i>Prof. Ulrich Schmucker</i>	<i>Fraunhofer IFF Magdeburg</i>
<i>Dr.-Ing. Stefan Schünemann</i>	<i>Institut für Kompetenz in AutoMobilität - IKAM GmbH</i>
<i>Dr.-Ing. Gerd Schramm</i>	<i>Ministerium für Wirtschaft, Wissenschaft und Digitalisierung des LSA</i>
<i>Jun.-Prof. Stephan Schmidt</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Dr.-Ing. Florian Welzel</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Jun.-Prof. Elmar Woschke</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>
<i>Prof. Georg Rose</i>	<i>Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg</i>

INHALTSVERZEICHNIS

A1-1	<i>Trajectory Planning for Cooperative Autonomous Valet Parking Dr.-Ing. Reza Dariani, Thomas Lobig, Jan Lauermann, Jonas Rieck, Julian Schindler</i>	1-10
A1-2	<i>CAD-Integration fahrfremder Tätigkeiten in die frühe Konzeptphase automatisierter Fahrzeuge Niko Seebach, Michael Colleselli, Frank Arlt, Beate Bender</i>	11-18
A1-3	<i>Entwicklung eines Lenk- und Bremssystems für automatisierte Lastenräder M.Sc. Lars Junge, M.Sc. Michael Schmidt, Prof. Dr. Sebastian Zug, Jun.-Prof. Sebastian Schmidt</i>	19-28
A2-1	<i>Dynamische Radkraftmessung am PKW im Fahrbetrieb mittels DMS Applikation am Felgenkörper Dr.-Ing Christian Daniel, Jun. Prof. Dr.-Ing Elmar Woschke</i>	29-36
A2-2	<i>Modellierung und Identifikation der dynamischen Radlasten des Elektrofahrzeugs BugEE M.Sc. Hannes Heidfeld, Dr.-Ing. Martin Schünemann, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper</i>	37-46
A2-3	<i>Nutzbarkeitsuntersuchung der Messdaten eines Komponenten-Messrades für die Parameteridentifikation mathematisch-empirischer Reifenmodelle am Beispiel des Forschungsfahrzeugs Editha M.Sc. Hannes Heidfeld, Dipl.-Ing. Sebastian Koch, Dr.-Ing. Martin Schünemann, Dr.-Ing. Christian Daniel, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke</i>	47-56
A3-1	<i>Exotherme Reaktionen bei Lithium-Ionen Batterien Dr.-Ing. Sarah-K. Hahn, M.Sc. Alexander Saupe</i>	57-63
A3-2	<i>Bestimmung der optimalen Batteriekapazität eines Brennstoffzellen-Fahrzeuges M. Sc. Swantje Konradt, Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber</i>	64-74
A3-4	<i>Einfacher Aufbau und Rekonfigurierbarkeit von modularen HV-Speichern für mobile Anwendungen M.Sc. Robert Kretschmann, Dipl.-Wirtsch.-Ing. Stefan Lüdecke, Dipl.-Ing. Gerd Wagenhaus</i>	75-84
A4-1	<i>Skriptbasierte FEM Modellbildung und messtechnische Auswertung eines Wassergenerators mit Kombinationswicklung Prof. Dr. Roland Kasper des, M.Sc. Martin Schmidt, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann</i>	85-94
A4-2	<i>Einfluss der Kühlkanalgeometrie und der Thermal Interface Materials auf die thermische Belastung eines Elektromotors mit Luftspaltwicklung Dr. Jörg Sauerhering, Dr. Gunar Boye, Prof. Dr. Frank Beyrau, M.Sc. Olena Stamann, M.Sc. Sergey Perekopskiy</i>	95-104
A5-1	<i>Hochlaufsimulation eines semi-floating gelagerten ATL-Rotors mit schwimmender Axiallagerscheibe M. Sc. Christian Ziese, Dr.-Ing. Christian Daniel</i>	105-112
A5-2	<i>Außermotorische Feinstaubemissionen an Kraftfahrzeugen – Stand und Entwicklungstendenzen Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg, M.Eng. David Hesse, M.Sc. Christopher Hamatschek</i>	113-125
A5-3	<i>Untersuchung zukünftiger wasserstoffbasierter Nutzfahrzeugantriebe M. Sc. Kevin Klepatz, Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber, M. Sc. Robin Tempelhagen, M. Sc. Swantje Konradt</i>	126-137
A6-1	<i>On the question of orientation of a rigid solid in the space Viktor Dodonov, Prof. Mikhail Yushkov</i>	138-142
A6-2	<i>Damping the oscillation of a load carried by a bridge crane with the help of the control by the carrier acceleration Timofei Shugailo, Prof. Shervani Soltakhanov, Prof. Mikhail Yushkov</i>	143-150

A6-3	<i>Low cost artificial cortex phantom for the early-stage evaluation of microelectrode arrays</i> Sanchit Rath, Martin Deckert, Dr. Michael Lippert, Prof. Dr. Frank W. Ohl, Prof. Dr. Michael Brosch, Prof. Dr. Bertram Schmidt	151-155
A7-1	<i>The Laser as the right Tool for E-Drive Production – Self-Controlled Copper Welding Process for Hairpin- Type E-Drives as Enabler for Mass Production</i> B.Eng./IWE Matthias Beranek, Dipl.-Ing. Oliver Bocksrocker	156-161
A7-2	<i>Untersuchung von doppelseitig klebenden Elektroisierfolien mit wärmeleitfähigen Klebstoffschichten zum Fügen der Luftspaltwicklung von Leichtbau-Elektroantrieben</i> M.Sc. Olena Stamann, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner, Dr. Jörg Sauerhering, Dipl.-Ing. Andreas Zörnig, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper	162-171
A7-3	<i>Wickeltechnologie für Wassergenerator mit Kombinationswicklung</i> Dipl.-Ing. Ralf Hinzemann, Dipl.-Ing. Falk Höhne, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper	172-181
A7-4	<i>Einfluss von Isolierstoffen auf die Mehrfachbestromung mit unterschiedlichen Kathodengeometrien im elektrochemischen Anwendungsfall</i> Mathias Herzig, Felix Reinhardt, Dr. Ing. Hans-Peter Schulze, Oliver Kröning, Rigo Geithe	182-189
B1-1	<i>Modern Cast Iron Alloys for Lightweight Automotive Applications</i> M. Ahmed, R. Baehr, A. Nofal	190-197
B1-2	<i>Simulative und experimentelle Bestimmung der Bauteilschwindung von extrusionsblasgeformten Kunststoffhohlkörpern</i> Patrick Michels, Dr.-Ing. Olaf Bruch, Bernd Evers-Dietze, Esther Ramakers-van Dorp, Prof. Dr.-Ing. habil. Holm Altenbach	198-208
B1-3	<i>Leichte Strukturen in Werkzeugmaschinen für die Optimierung von Zerspanprozessen</i> Sandra Misch, Dr.-Ing. Florian Welzel, Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring, Matthias Müller, Dr.-Ing. Jens Krieger, Jörg Multhoff, Jesper de Wit, Christian Plagge	209-217
B2-1	<i>Untersuchung eines Verfahrens zur optischen in-situ Wulstdetektion beim Rotationsreibschweißen im Rahmen der Qualitätssicherung</i> M. Sc. Iwan Schischin, Dipl.-Ing. Markus Körner, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner	218-229
B2-2	<i>Das Plasma-elektrolytische Polieren von Werkstücken für den medizintechnischen Einsatz</i> Dipl.-Ing. Oliver Kröning, Dr.-Ing. H.-P. Schulze, Prof. Dr.-Ing. Henning Zeidler, M.Sc. Christian Kranhold	230-237
B2-3	<i>Geometriebasierte zerstörungsfreie Vorhersage der Qualität von MSG-Schweißnähten</i> Dipl.-Ing. Benjamin Schlosser, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner	238-246
B3-1	<i>Superfinishen mit starren kraftgeregelten Systemen</i> Burghard Genz (M.Sc.), Prof. Dr.-Ing. Harald Goldau	247-259
B3-2	<i>Bearbeitung einer gekoppelten Knieendoprothese durch die kombinierte Finishtechnologie auf einem mehrachsigen CNC-Bearbeitungszentrum</i> M.Sc. Tobias Tute, Prof. Dr.-Ing. Harald Goldau, M.Sc. Arvid Goldau, M.Sc. Erik Lewin, M.A. Carlo Bzdok	260-268
B3-3	<i>Optimierung des Widerstandspunktschweißens auf Basis einer Prozessdatenanalyse</i> M.Sc. M. Wohner, M.Sc. N. Mitzschke, M. Ullrich, Prof. Dr.-Ing. S. Jüttner	269-279
B4-1	<i>Virtualization of the Meisterbock Process Using Numerical Simulation</i> Andreas Händler, Daniel Juhre, Santiago Bernal Martínez, Hennadiy Netuzhylov	280-290
B4-2	<i>Untersuchungen zur Formoptimierung strömungsdynamischer Profile durch eine direkte und flexible Netz-Kontur-Kopplung</i> M.Sc. Stephan Trautsch, Prof. Dr.-Ing. Heike Mrech, Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinrich Grote	291-299

B4-3	<i>Datenbasierte Simulationsumgebung für das Training autonomer, maschineller Regelungssysteme</i> M. Sc. Martin Schiele, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg	300-309
B5-1	<i>Testpriorisierung im Rahmen eines modellbasierten Testprozesses am Beispiel einer virtuellen Inbetriebnahme</i> M.Sc. Martin Reider, Dr.-Ing. Anton Strahilov, B.Sc. Thorsten Schmitz, Dipl.Inform. Karsten Meinecke	310-319
B5-2	<i>Laborversuch zur Validierung der Nutzerfreundlichkeit eines digitalen Assistenzsystems für den Einsatz in der mobilen Instandhaltung</i> Eric Mewes, Stefan Waßmann, Annemarie Minow, Simon Adler, Sonja Schmicker	320-329
B5-3	<i>I4.0 Gateway zur Erfassung, Auswertung und Bereitstellung von Maschinendaten nach den aktuellen Spezifikationen der Plattform Industrie 4.0</i> Holger Zipper	330-337
B6-1	<i>Untersuchungen zur $t_{12/8}$-Abkühlzeit für verschiedene Prozessmodifikationen beim UP-Schweißen von Duplexstahl</i> M. Sc. Juliane Stützer, Dr.-Ing. Manuela Zinke, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner	338-347
B6-2	<i>A Phase Field Model for the Evolution of Martensitic Microstructures in Austenitic Carbon Steels</i> M.Sc Ehsan Borzabadi Farahani, Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre	348-356
B6-3	<i>Metallschaum, Faserverbunde und Hybride im Einsatz im Maschinen- und Fahrzeugbau</i> Dr. Thomas Hipke, Dipl.-Ing. Robert Meltke, Dipl.-Ing. Markus Grünert	357-365
B7-1	<i>Numerische Untersuchung eines Versuchsaufbaus zur frequenzabhängigen Materialcharakterisierung</i> Dr.-Ing. Fabian Duvigneau	366-377
B7-2	<i>Finite Zellen Methode: Effizienzsteigerung der numerischen Integration</i> M.Sc. Márton Pető, Dr.-Ing. Sascha Duczek, Dr.-Ing. Fabian Duvigneau	378-388
B7-3	<i>Adaptive phase-field model of mixed mode fracture in compression and its experimental verification</i> M.Sc Zhengkun Liu, Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre	389-398
PS-1	<i>Einblicke in die thermomechanische physikalische Werkstoffsimulation</i> Teil 1: Einfluss der Probengeometrie auf das Simulationsergebnis M.Sc. Martin Dieckmann, Tobias Bähr, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner	399-408
PS-4	<i>Kombinierte Siede-Wasserkühlung für die Hochspannungselektronik</i> Andreas Schulz	409-412
PS-5	<i>FE-Implementierung für die elektrodynamische Analyse von E-Maschinen</i> Sebastian Koch, Fabian Duvigneau, Sascha Duczek, Elmar Woschke	413-425

WIR BEDANKEN UNS FÜR DIE FREUNDLICHE UNTERSTÜTZUNG

*beim Ministerium für Wirtschaft,
Wissenschaft und Digitalisierung
des Landes Sachsen-Anhalt*



SACHSEN-ANHALT



Trajectory Planning for Cooperative Autonomous Valet Parking

Dr.-Ing. Reza Dariani ¹⁾, Thomas Lobig ¹⁾, Jan Lauer mann¹⁾, Jonas Rieck¹⁾, Julian Schindler ¹⁾

¹⁾Institute of Transportation Systems, German Aerospace Center (DLR), Germany, reza.dariani@dlr.de, 0531-295-3436

Abstract

This paper presents the concepts and implementation of an automated valet parking algorithm with major focus on the trajectory planner and its cooperation with a parking management system. Trajectory planner approaches for parking and autonomous driving are explained and validated with simulation and experimental tests.

Keywords: Trajectory planning, autonomous driving, valet parking, parking management

1. Introduction

Modern cars are equipped with high number of driver assistance systems to increase the safety, comfort and reduce driver stress level [1]. A parking assistance system or **Automatic Parking Assist System (APAS)** has been implemented for the first time in 2003 by Toyota and now exists in some cars in which the system maps the environment and detects an existing accessible parking place and parks the car into. The focus of this paper is to go one step further and develop an automated valet parking system. The general scenario of an automated valet parking system is explained in . As it is shown in panel (a), the driver transitions control to the vehicle at the drop off position, e.g. at an airport, train station, etc.. The vehicle then navigates to the parking area and drives fully automated to a free parking spot and park there (b). A free parking spot can either be directly found, using the vehicle's sensors, or received from a parking management system, e.g. via V2I communication. When the driver wants the vehicle returned, as shown in (c), he can communicate this to the vehicle via a HMI, e.g. on a smartphone. Subsequently the vehicle leaves parking spot out and drives fully automated back to a designated pick up position (d). During fully automated driving, the vehicle drives safely, regards obstacles such as other vehicles or pedestrians.

The Trajectory planner for valet parking is divided into two parts, the parking planner and the autonomous driving planner. Trajectory planners for parking are mostly based on geometric curves [2] which mostly deal with standard situations like parallel parking and perpendicular parking or they are graph-based [3]. Graph-based approaches have the possibility of solving any parking situation but they may suffer from large number of states in the graph.

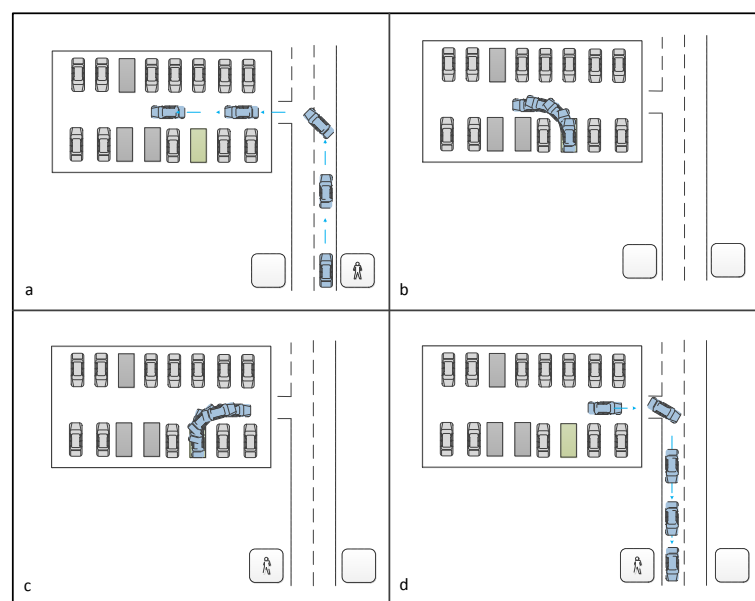


Figure 1: Automated valet parking scenario

As this paper focuses on standard parking, the geometric curves, has been chosen. Based on the vehicle position, the parking spot position and vehicle steering abilities, a set of turning radii is calculated and one which is collision free is chosen. This turning radius then is converted to vehicle inputs in real-time, employing a single-track vehicle model.

For the autonomous driving part, unlike classical approaches such as rules and maneuver based approaches [4], an optimal control based approach is used. In this approach an optimization problem is formulated and a Sequential Quadratic Programming (SQP) based solver using the quasi-newton method solves the optimization problem.

The functionality of these planners is validated using simulations and physical driving experiments.

2. Trajectory planner

As mentioned in the introduction, a geometric approach is used to plan a trajectory for parking and an optimal control based approach is used to plan a trajectory for autonomous driving mode. Both planners are explained below.

2.1 Parking planner

Based on the approach presented in [5], by considering the vehicle possible kinematic turning radius, parking trajectory is generated. In this work we focus only on a perpendicular parking scenario, but the approach works for parallel parking as well, for more details see [5].

In case of perpendicular parking, front and side collisions as possible collision points are considered. Turning to the parking lot may result in side collision with the car beside the parking spot (side of the vehicle and a parked car). Another collision could occur with the front end of the vehicle with vehicles parked in front or any barrier. To avoid these collisions the turn maneuver must be done with a safe turning radius. To satisfy this situation, a forward trajectory from the desired parking spot is planned to the vehicle's current position. The boundary of the turning radius for the first collision R_{fc} and the boundary of the turning radius for the second collision R_{sc} will be derived as functions of the step forward distance s .

The boundary value of turning radii R_{fc} and R_{sc} for the vehicle's cg (center of gravity) can be simply derived including the parameter of the step forward distance, s , equation (1) and (2) respectively.

$$R_{fc} \geq \sqrt{\left(\frac{(s - b_2 + k_r)^2 + b_1^2 + b_1 \cdot W}{2b_1}\right)^2 + L_r^2} \quad (1)$$

$$R_{sc} \leq \sqrt{\left(\sqrt{(s - b_3)(s - b_3 - 2K_f - 2L) - \frac{W}{2}}\right)^2 + L_r^2} \quad (2)$$

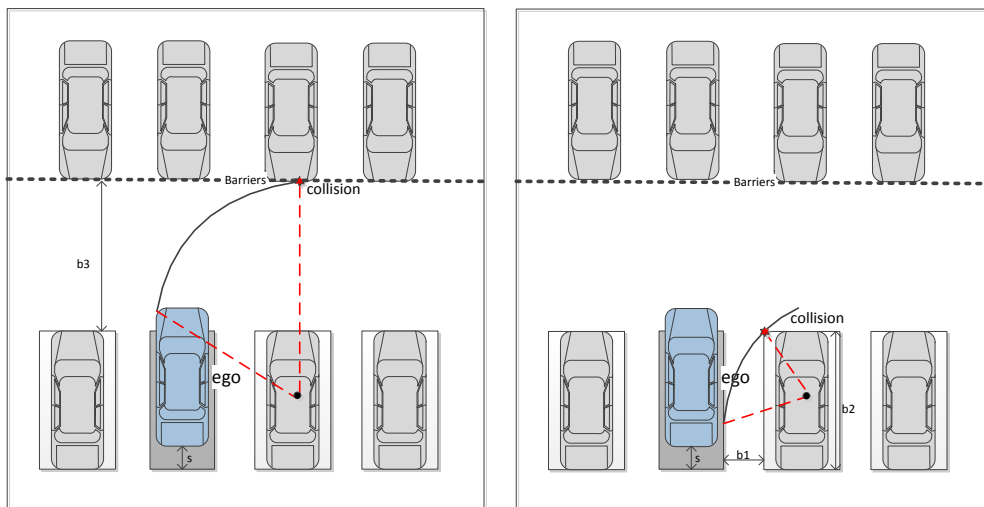


Figure 2: Two possible collisions. Left: Front collision. Right: Side collision

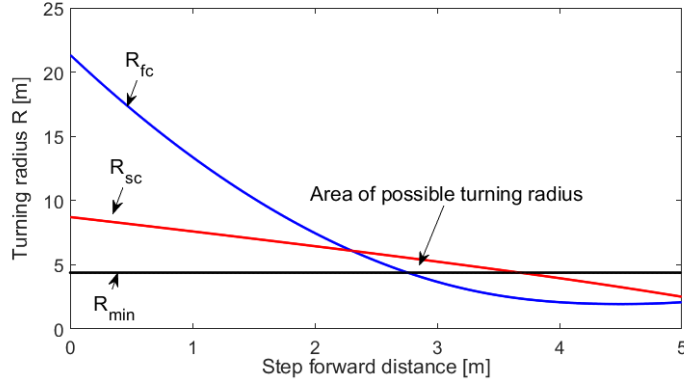


Figure 3: Turning radius and area of possible turning radius R during perpendicular parking

Where $L = L_r + L_f$ is the wheel base length, K_f is the distance between the corner of the car and the front wheel, W is width of the car, b_1 is the distance to the next parking space, b_2 is the length of the obstacle to the side and b_3 is the distance to the front obstacle.

The area of possible turning radius R is shown in as a function of step forward distance s .

Based on vehicle position and the collision free geometric curve, as result of collision free possible turning radii, a set of discrete points $\{x_p, y_p, \psi_p\}$ which connect the parking spot to the vehicle position is generated and by using Schoenberg and Reinsch smoothing spline approach [6] it is converted in third order splines. An optimization module containing a single track vehicle model has been used in order to convert the parking trajectory (third order splines) to vehicle actuator values. The optimization problem has the following objective function, equation (3), in which the goal is to find the vehicle actuator values which minimize the deviation of vehicle's travelled trajectory, equation (4), to the reference planned trajectory. \mathcal{W} in (3) is a diagonal matrix containing weighting coefficients of each component.

$$\min J(\underline{x}) = \int_{t_0}^{t_f} \mathcal{W} (\underline{X} - \underline{X}_{ref})^2 dt \quad (3)$$

$$\underline{X} = \{x, y, \psi\} \quad (4)$$

2.2 Autonomous driving planner

The autonomous driving trajectory planner consists of different components such as the non-linear optimal control problem as core component with its objective function defining driving behaviour; the vehicle model and the initial solution planner. A ‘‘Tactical decision’’ module is designed on top of the planner which defines the driving task for the planner and ‘‘Trajectory Tracking’’ module. This module is called ‘‘High-level controller’’ and it guarantees that vehicle follows the planned trajectory, see Figure 7.

Initial solution:

Optimization method used in SQP is quasi-newton based which requires a starting point also called initial solution. As the road geometry is known, planning an initial solution can be done based on the information delivered via digital map. Therefore without considering any obstacle at this stage, the shortest path is equal to driving at the center line of the road and it can be extracted directly from the digital map as a set of discrete points (x_{sp}, y_{sp}) . Based on the shortest path and a kinematic single-track model, control values as initial solution can be calculated.

Optimal control problem:

In general the nonlinear optimization problem is defined as (5):

$$\min J(\underline{x}, \underline{u}) \quad (5)$$

with differential equation modelling the vehicles dynamics (6) and nonlinear constraints (7)

$$\dot{\underline{x}} = f(\underline{x}, \underline{u}) \quad (6)$$

$$\underline{g}_l \leq g(\underline{x}, \underline{u}) \leq \underline{g}_u \quad (7)$$

as well as states (8) and inputs boundaries (9)

$$\underline{x}_l \leq \underline{x} \leq \underline{x}_u \quad (8)$$

$$\underline{u}_l \leq \underline{u} \leq \underline{u}_u \quad (9)$$

The non-linearity and high length of the planning course make the optimal control problem numerically difficult to solve and also it requires high computational time. A possibility to deal with this problem is using Moving-Horizon approach *MHA* [7]. In this approach, the global optimization problem covering the complete driving task is portioned into several local optimal sub-problems of τ second, or planning horizon, which are comparatively easier to solve. The local optimal control problem structure is similar to the global problem with the difference that not the whole driving course is considered. Also in real driving scenario, the driver has limited information about road and knows only about the road ahead. The moving-horizon approach also updates the optimal control problem by saving the solution for a part of problem, named increment as a portion of horizon ξ , and it is used as the starting point for the next optimal sub-problem, see .

Vehicle model:

To describe vehicle dynamics, the single track model [8] is used. The vehicle is regarded as a rigid body moving in the xy-plane and combines both wheels per axle into one. In the vehicle model roll and pitch angles are neglected and the tire dynamics are approximated by linear tire characteristic with saturation [9]. The vehicle model (6) has the following state vector \underline{x} (10) and control vector \underline{u} (11).

$$\underline{x} = [x \ y \ \psi \ \dot{\psi} \ v \ \beta \ \delta \ \dot{\delta}] \quad (10)$$

$$\underline{u} = [\ddot{\delta} \ F_x] \quad (11)$$

The states variables are vehicle position in global coordinates $[x, y]$, vehicle yaw angle ψ and yaw rate $\dot{\psi}$, vehicle velocity v , vehicle chassis sideslip angle β , steering angle δ and steering rate $\dot{\delta}$. The control variables are steering angle acceleration $\ddot{\delta}$ to guarantee that the vehicle applied steering angle δ is smooth (two times continuous differentiable) and longitudinal force F_x . For further details about the vehicle models see [10]. The systems differential equation is discretized by applying Runge-Kutta integration of fourth order as numerical integrator with step size of Δt and planning horizon of $\tau = N \cdot \Delta t$, where N is the number of integration step, see .

Objective function:

The desired driving behaviour is the result of objective function definition of the optimal control problem. Therefore the planned trajectory, as result of the defined objective function, must be collision free and comfortable for vehicle users. Objective function can be written as (12)

$$J(\underline{x}, \underline{u}) = J_{\mathcal{L}}(\underline{x}, \underline{u}) \quad (12)$$

Index \mathcal{L} stands for Lagrange term, equation (13) which is an additional state inside **Ordinary Differential Equation ODE** of vehicle model (6). Steering rate $\dot{\delta}$ and steering acceleration $\ddot{\delta}$ are inside the objective function to make the steering behavior smooth and avoid uncomfortable steering wheel impulse. Δv is the difference between desired speed and vehicle current speed. Δd is the vehicle distance to the center line. \ddot{X} and \ddot{Y} are acceleration and jerk in the transverse and longitudinal direction as comfort parameter. The last two terms will not prevent rapid change of direction therefore $\dot{\psi}$ is introduced to attenuates high yaw rates. And \mathcal{W} is a diagonal matrix containing weighting coefficients of each component.

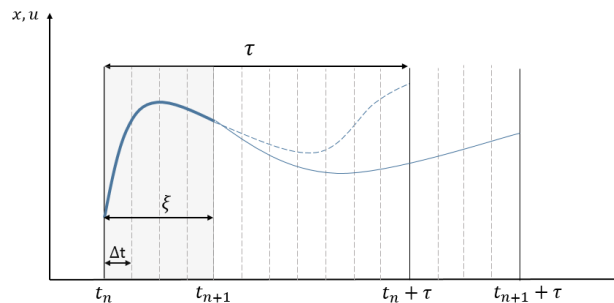


Figure 4: Moving horizon approach

$$J_L(\underline{x}, \underline{u}) = \mathcal{W} \int_{t_n}^{t_{n+\tau}} \mathcal{L}(\delta, \dot{\delta}, \Delta v, \Delta d, \dot{x}, \ddot{x}, \psi) dt$$

Tactical decision:

Minimizing centrifugal acceleration, keeping safe distance to the vehicle in ahead and etc. can be formulated inside the objective function of the optimal control problem. Optimizing the above mentioned parameters in *OCP* increases the complexity of the optimization problem and calculation time. Tactical decision defines a task for trajectory planner such as driving with a given velocity or driving in a given lane module by analyzing the road geometry and predicting the future trajectory of the relevant obstacles and their intention.

Trajectory tracking:

Despite low velocity, drive in parking areas and park in a parking spot, with possible dynamic and static obstacles such as parked cars and pedestrians require precise trajectory tracking. The trajectory tracking, also called “high-level controller” must minimize the deviation between the planned trajectory and the vehicle driven trajectory and rapidly reacts to the disturbances.

To better control in case of disturbances in the system a control reserve is considered and the full kinematic vehicle ability (ex. steering angle) is not used by the trajectory planner, see (9). As the driving velocity is low, the vehicle model can be approximated linearly.

Equation (14) and (15) present the lateral controller and longitudinal controller respectively. In (14) the lateral error with e_y , heading error with e_ψ and planned steering angle with δ_{tp} are shown. In (15) the longitudinal error with e_x , the velocity error with e_v and planned acceleration with a_{tp} are shown.

$$\delta_u = \delta_{tp} - K_y e_y + K_\psi e_\psi \quad (14)$$

$$a_u = a_{tp} - K_x e_x - K_v e_v \quad (15)$$

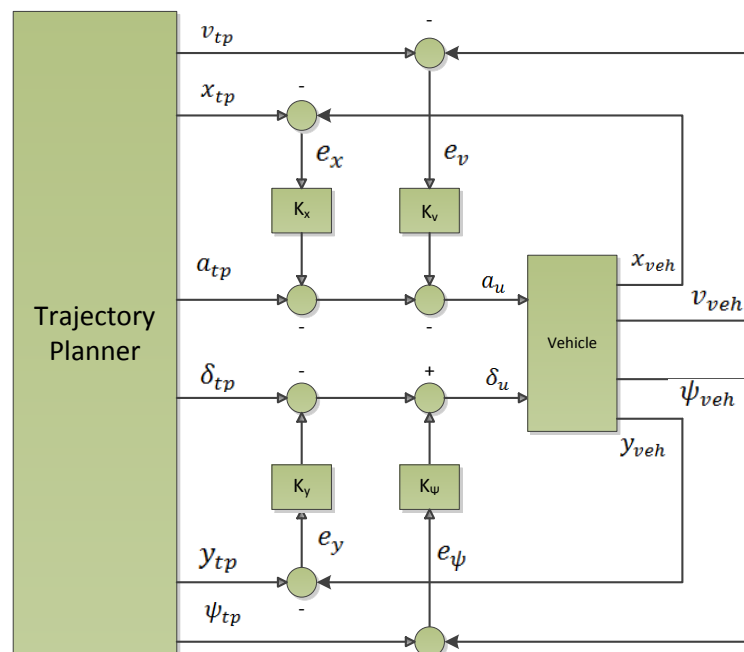


Figure 5: Trajectory tracking concept

3. Automation Software Stack

The presented trajectory planner is one module of the full automation stack used for simulation and physical driving experiments, Figure 6. This stack was developed at the DLR’s Institute for Transportation Systems and is called Cooperative Safe Automation (CSA).

The main parts are represented in different libraries:

- ENV – classes and functions for environment representation
- VIEW – different views on the environment data for different purposes
- FUN – a library of classes and functions for autonomous driving functions
- MAD – a library of mathematical functions and representations used by the other libraries
- Ifmiddleware – an interface specific to an IPC middleware, to decouple the automation framework from the middleware in use.

The IPC middleware used is called Dominion [11], also developed at DLR is currently propriety software. Figure 7 presents the automated valet parking vehicle automation concept.

The logical function ordering into different modules, called apps in Dominion is as follows:

- Function Manager – coordinating communication of the car and the infrastructure and higher level decision making
- Map Provider – loading map data (OpenDrive format) into the environment representation
- Trajectory planner – separate planner for normal road driving and parking
- Highlevel Controller – a controller to have the car follow the planned trajectory

The planning method can be described by an easy meta planning, based on user intent, i.e. the command to park at a specific parking slot. The Function Manager, Figure 8, employs a simple state machine with a stack of two layers for goal management. There are three separate trajectory planners, one for normal on road autonomous driving (AD) and two different states of parking planer, one to park in a parking spot and one to leave the parking spot. If the desired goal (e.g. go to pick up) is not directly satisfied in the current state (e.g. parking in parking spot) then it is saved as “long-term goal” and an intermediate “current goal” (e.g. park out of parking spot) is planned, which brings the car closer to the long-term goal.

4. Parking Management

In the evaluation of the parking planner the basic use case was the following: a user with a smartphone issues the parking of a car using an app on the smartphone and later recalls the car to continue the ride. The first part is called “drop-off” scenario, where the car is dropped off to park autonomously. The second part is called “pick-up” scenario, when the car is picked up again by the user. While the car has the necessary information to move on the parking lot, in these scenarios we assume that it has no information about available parking spots and no intrinsic behavior to choose when to park and when to go back to pick up.

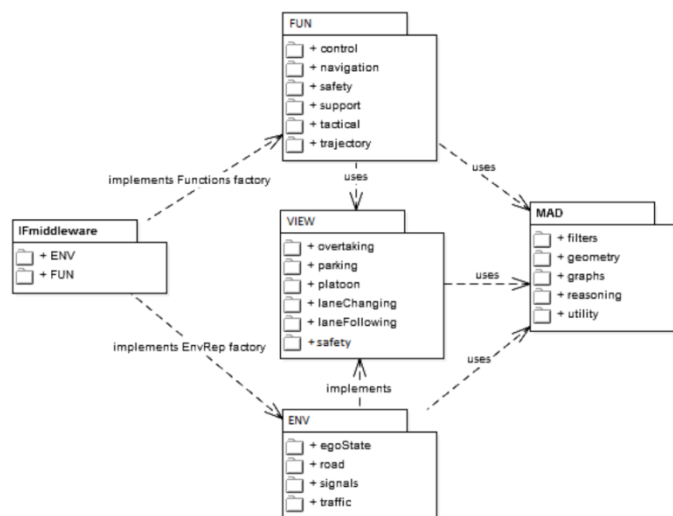


Figure 6: DLR automation software stack

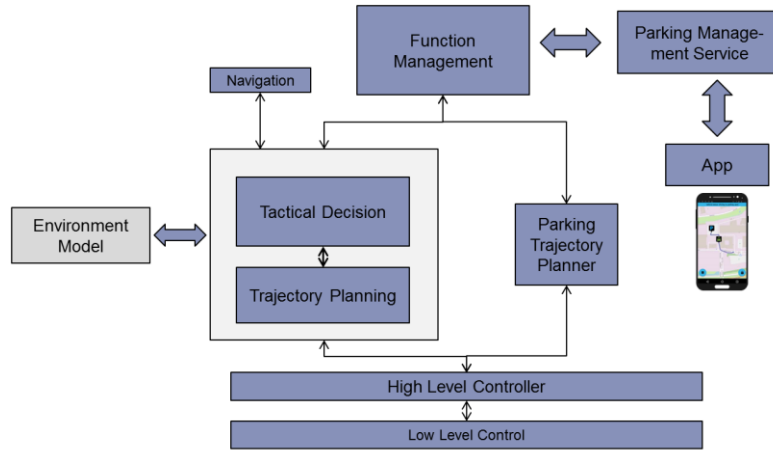


Figure 7: AVP vehicle automation architecture

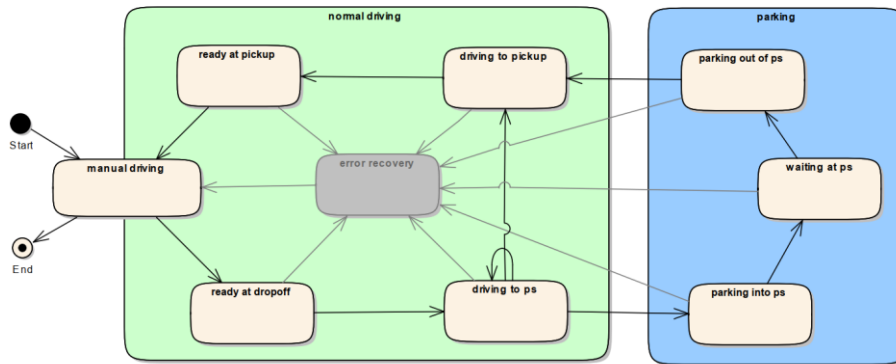


Figure 8: Function manager state machine

Therefore a backend parking management service was used. This service manages parking slot availability and brokers commands issued by the smartphone app to the respective automated car. A specific parking command is sent by the service containing all data that might be of interest concerning the given task: Parking slot dimensions and position, a suggested route to take and some more meta data. This information is used by the “Function Manager” module to control the scenario on an abstract level. While the car is using the parking lot and thus the parking service, it periodically sends status information to the parking system. Thus this system is able to manage parking spot availability, obstacles and congestion. This is however outside the scope of this paper.



Figure 9: A screen shot of parking management mobile application

5. Simulation and experiment results

5.1 Demonstrator vehicle

For demonstrating the described scenario, DLR runs demonstrator vehicles with the ability to drive highly automated. In this case the vehicle named “FASCarE” was used.

The basic car is a VW eGolf and was modified to accept motion commands from the mentioned high-level-controller, see Figure 10. Therefore an interface was installed which accepts inputs for longitudinal acceleration, deceleration and steering angle. The installation utilizes the serial abilities of the stock car by using the Adaptive Cruise Control (ACC) control unit for longitudinal commands and the parking assistant for lateral commands. Therefore no additional actuator had to be installed to control the movement of the steering wheel for example.

For closing the loop of controlling the cars movement a high precision GNSS location system is installed in the car. The GNSS System uses differential GPS together with a precise inertial measurement unit (Novatel IMU).

The accurate vehicle position is sent back to the DLR middleware and is used by the planner and the controller. The DLR middleware (Dominion) runs on the car-PCs in the trunk as well as the planning and controlling algorithms, which runs inside the DLR middleware. The interface to the car commands is done with a dSPACE MicroAutoBox (dSPACE MABXII), which translates the commands from the middleware to the car internal CAN protocol. On this device safety checks are executed prior to setting the car in motion. It is also ensured that the driver is present and that the automation activation is done by the safety driver.

For perceiving the environmental situation, the car is equipped with laser scanner. With the gathered data from the laser scanner, objects within the planned trajectory can be recognized and collisions can be avoided.

5.2 Simulation and experiment results

Figure 11 illustrates the simulation results of “Drop-off” scenario simulated in Dominion. At (a) vehicle is at drop-off position and the driver gives the control to the vehicle. Then the vehicle receives free-parking spot information from parking management and drives autonomously till vicinity of parking spot (b). At this level first a route is planned from vehicle current position to the vicinity of the parking spot and the center line of this route is converted to the initial solution of the optimal control planner. Then based on a given objective function and the task defined by tactical decision a real-time trajectory is planned. When the vehicle reaches the vicinity of the parking spot, the function management activates the parking planner and as shown a smooth trajectory to park the vehicle is planned (c). To plan such trajectory, the parking spot information and vehicle kinematic steering abilities are used. The planned trajectory is converted to the vehicle actuators by using a real-time algorithm containing the vehicle model. Then the vehicle drives backward in order to park in the given parking spot (d).

Figure 12 illustrates the same scenario with FASCarE done in the automotive campus in Helmond the Netherlands. The scenario order is like simulation as follows. At (a) the vehicle is at drop-off position and driver gives the control to the vehicle. Then vehicle drives fully autonomous to the vicinity of the desired parking spot which is shown with traffic cones (due to the safety measures traffic cones are used instead of parked vehicles) (b). Then function management activates the parking planner and after planning a parking trajectory the vehicle drives to parking spot (c) and after reaching the desired position inside the parking spot, the vehicle stops (d).



Figure 10: Left: Sensors of FASCarE. Right: Trunk installments of FASCarE

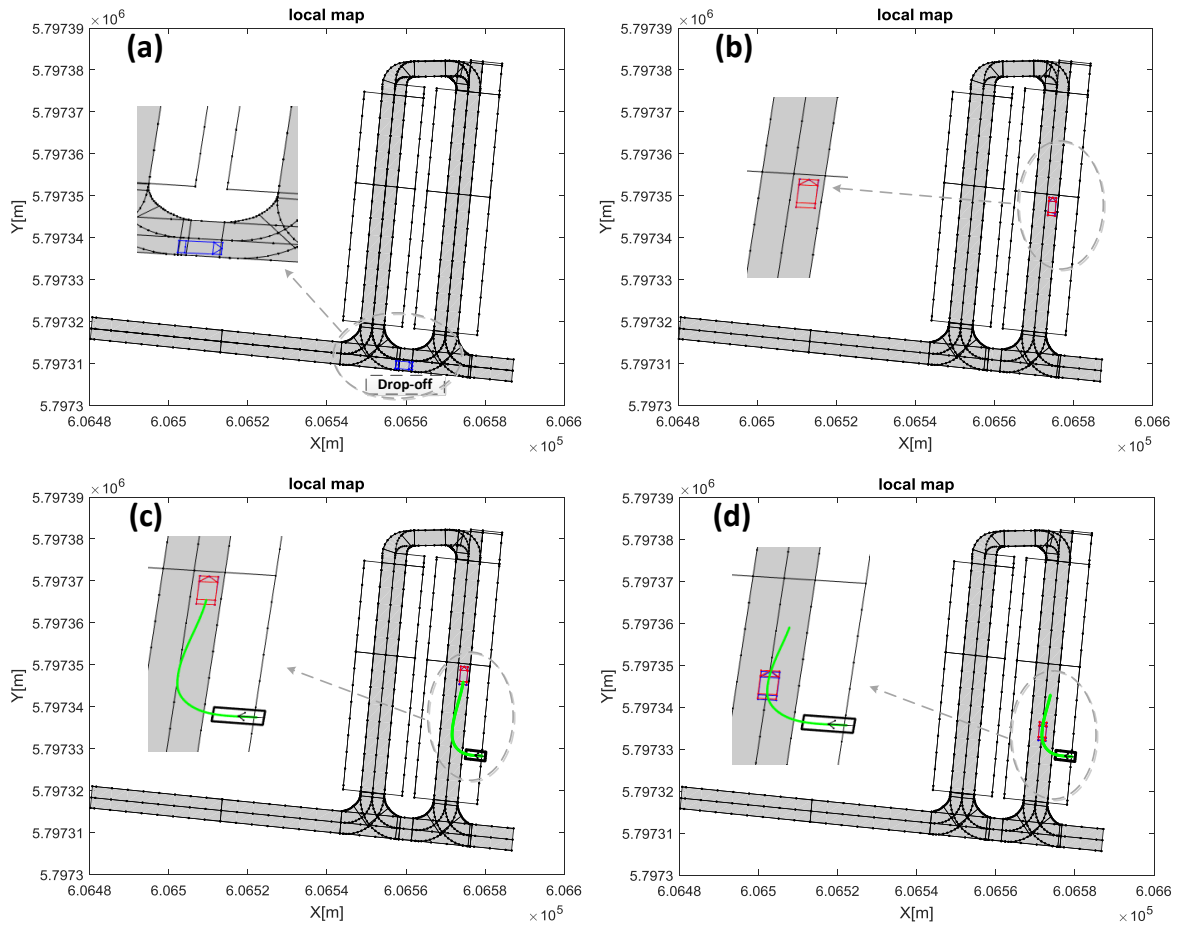


Figure 11: Drop-off scenario in simulation

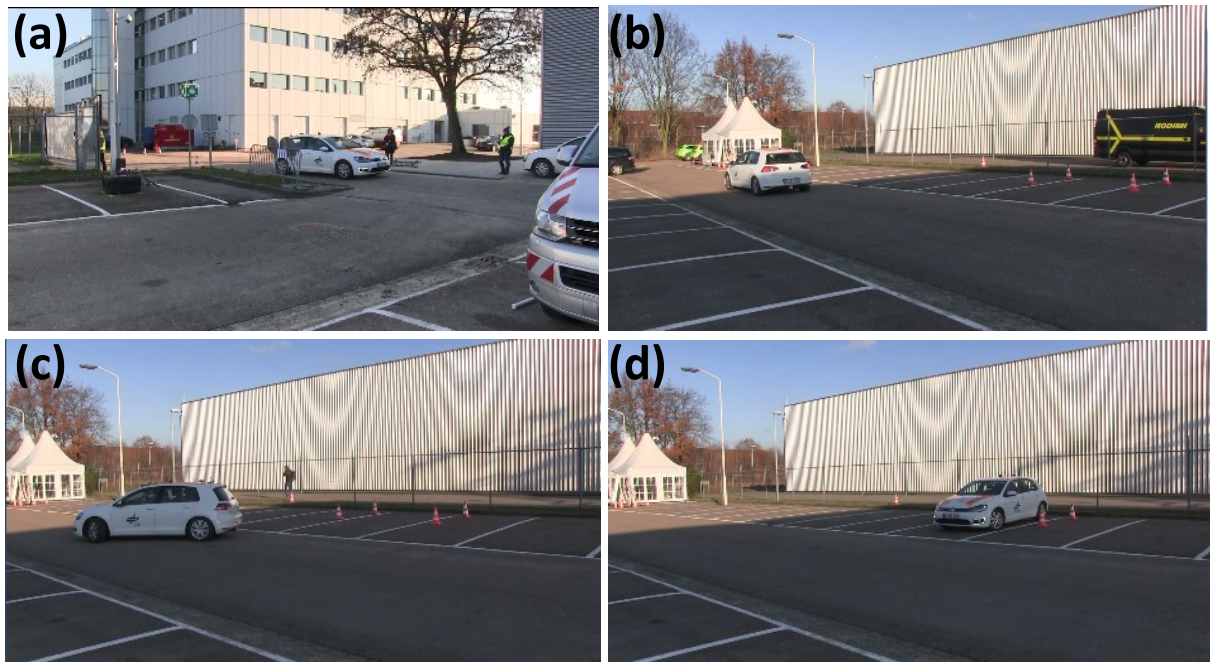


Figure 12: Drop-off scenario with FASCAR

6. Conclusion

In this paper, the DLR vehicle automation concept for automated valet parking by focusing on the trajectory planning approach has been explained. Parking planner and autonomous driving planner have been explained separately. Function management state machine and parking management system have been briefly presented and the functionality of the whole system has been proven in simulation as well as driving experiments with DLR FASCarE.

7. Bibliography

- [1] R. Bryan, B. Mehler und J. F. Coughlin, „An evaluation of driver reaction to new vehicle parking assist technologies developed to reduce driver stress,“ *MIT University Transportation Centre*, pp. 1-26, 2010.
- [2] H. Vorobieva, N. Minoiu-Enache, S. Glaser und S. Mammad, „Geometric continuous-curvature path planning for automated parallel parking,“ *Intern. Conf. on Networking, Sensing and Control (ICNSC)*, pp. 418-423, 2013.
- [3] J. Ziegler, P. Bender, T. Dang und C. Stiller, „Trajectory planning for Bertha- a local, continuous method,“ *IEEE Intelligent Vehicles Symposium Proceedings*, pp. 450-457, 2014.
- [4] A. Kelly und A. Stentz, „Rough terrain autonomous mobility-Part 1: A theoretical analysis of requirements,“ *Autonomous Robots* 5, pp. 129-161, 1998.
- [5] J. Moon, I. Bae, J.-g. Cha und S. Kim, „A trajectory planning method based on forward path generation and backward tracking algorithm for automated parking systems,“ *2014 IEEE 17th International Conference on Intelligent Transportation Systems (ITSC)*, 8-11 October 2014.
- [6] C. d. Boor, *A practical guide to splines*, Springer-Verlag Newyork.
- [7] M. Gerdtz, „A moving horizon technique for the simulation of automobile test drives,“ *Journal of applied mathematics and mechanics*, pp. 147-162, 25 February 2003.
- [8] R. Mayr, „Verfahren zur Bahnfolgeregelung für ein autonom geführtes Fahrzeug,“ University of Dortmund, Dortmund, 1991.
- [9] H. B. Pacejka, *Tire and vehicle dynamics*, SAE International and Butterworth Heinemann, 2012.
- [10] R. Dariani, „Hierarchical concept of optimization based path planning for autonomous driving,“ Otto-von-Guericke University of Magdeburg, Magdeburg, 2016.
- [11] B. Hendriks, C. Harms und M. Kürschner, „Dominion- A realtime middleware for connecting functions in highly automated vehicles,“ *Internationales Verkehrswesen* 71, pp. 29-33.

CAD-Integration fahrfremder Tätigkeiten in die frühe Konzeptphase automatisierter Fahrzeuge

Niko Seebach ^{1,2)}, Michael Colleselli ¹⁾, Frank Arlt ¹⁾, Beate Bender ²⁾

¹⁾ BMW AG, München, Deutschland, Niko.Seebach@bmw.de, +49-151-601-76533

²⁾ Lehrstuhl für Produktentwicklung, Ruhr-Universität Bochum, Deutschland, Niko.Seebach@rub.de

Zusammenfassung

Durch die Technologie des automatisierten Fahrens, wird der Nutzer temporär von der Fahraufgabe befreit und erhält Zeit für fahrfremde Tätigkeiten (FFT), wie Schlafen oder Arbeiten. Ziel dieses Beitrages ist es, die FFT über ein parametrisch assoziatives CAD-Modell in die geometrische Konzeption automatisierter Fahrzeuge einzubeziehen. Hierfür wurde eine Literaturanalyse bestehender Fahrzeugkonzeptionsansätze und FFT Studien sowie Interviews mit n=15 Experten aus der Konzeptabteilung durchgeführt, um die wichtigen Konzeptmaße für die Fahrzeuge und die fahrfremden Tätigkeiten zu bestimmen. Auf Basis dieser Eingangsparameter wurde anschließend ein parametrisch assoziatives CAD-Modell entwickelt, welches die beiden Eingangsgrößen „Art der FFT“ und „Fahrzeugtyp“ mit ihren zugehörigen Parametern beinhaltet. Durch diese geometrische Kopplung der Fahrzeugabmessung und der nutzerzentrierten Maße der FFT erhält der Entwickler die Möglichkeit, transparent Untersuchungen innerhalb des Packages durchzuführen. Durch die Variabilität des Systems, lassen sich schnell verschiedene Varianten und Kombinationen von Fahrzeugkonzepten und FFT erstellen, so dass die Einflüsse und Wechselwirkungen sichtbar werden. Der Ansatz wird anhand Anwendungsbeispiels eines klassischen Limousinen Fahrzeugkonzeptes und der FFT Entspannen verdeutlicht.

Schlüsselwörter: Automatisiertes Fahren, Fahrfremde Tätigkeiten, Fahrzeugkonzepte, frühe Entwicklungsphase, CAD-Tools

1. Einleitung

Automatisierte Fahrzeuge, die mindestens einen Automatisierungslevel 4 aufweisen, ermöglichen den Entfall der Fahrtätigkeit für den Nutzer in den automatisierten Fahrbereichen. Durch diesen Entfall kann der Fahrer seine Zeit für die Ausübung fahrfremder Tätigkeiten (FFT) wie Schlafen, Filme Schauen oder Arbeiten nutzen [1]. Die Relevanz der FFT wird steigen, da die Anzahl der erschlossenen automatisierten Fahrbereiche durch die fortschreitende Entwicklung der Technologie zunimmt. Dies bedingt, dass die FFT bereits in der frühen Phase des Fahrzeugentwicklungsprozesses insbesondere bei Ausgestaltung des Innenraums zu berücksichtigen und einzubinden sind [2]. Durch die hohe Anzahl der potentiell ausführbaren FFT und die unterschiedlichen geometrischen Anforderungen, die diese mit sich bringen, wird die Anordnung der Fahrzeugkomponenten und Insassen, das sogenannte Package, deutlich komplexer als bei konventionellen Fahrzeugen. Um zielgerichtete Untersuchungen innerhalb des Packages durchzuführen, ist es erforderlich die geometrischen Beziehungen zwischen den FFT und dem jeweiligen Fahrzeugkonzept zu kennen und transparent darzustellen.

1.1 Motivation und Relevanz

Um die Relevanz des Beitrages zu verdeutlichen sowie die Ergebnisse genauer in einen wissenschaftlichen und sowie industriellen Kontext einzuordnen, wird nachfolgend die Motivation weiter detailliert. Die Entwicklungsstufe eines automatisierten Fahrzeugs wird nach der Society of Automotive Engineers (SAE) in sechs Level des automatisierten Fahrens unterteilt, was in Bild 1 dargestellt wird [3].

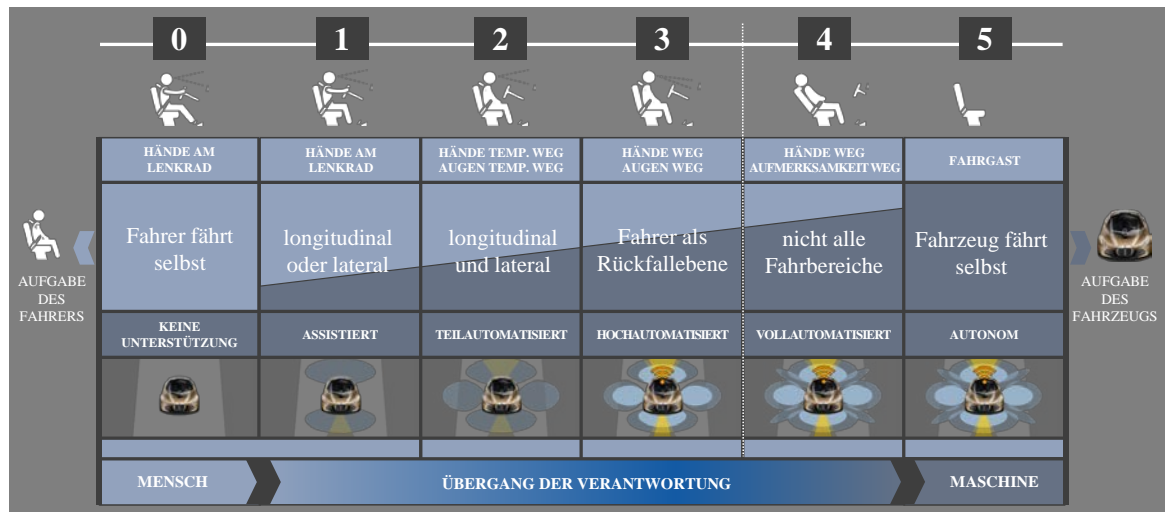


Bild 1: Die sechs Level der Automatisierung nach [3]

Fokus für diesen Beitrag ist Level 4, dessen Umsetzbarkeit für Jahr 2025 prognostiziert wird – eine grundlegende Realisierung von Level 5 ist aktuell umstritten und wird frühestens im Jahr 2035 erwartet [4]. Bei einem Level 4 Fahrzeug kann der automatisierte Modus nur in genau definierten Fahrsituationen vom Nutzer verwendet werden. Diese Fahrsituationen sind von externen Faktoren wie der Fahrzeuggeschwindigkeit, den Witterungsbedingungen, dem Straßentyp oder der Tageszeit abhängig. Daher ist es erforderlich, dass der Fahrer die Fahraufgabe in den anderen Fahrsituationen immer noch selber ausführen muss. In den vom automatisierten Modus abgedeckten Fahrsituationen kann sich der Fahrer jedoch ohne die Beachtung eines zeitkritischen Übernahmeszenarios (Level 3) vollständig von der Fahrtätigkeit abwenden. Alle fahrbezogenen Tätigkeiten wie Navigieren, Stabilisieren, Aufblenden, Hupen oder Wischen werden demnach vom Fahrzeug ausgeführt. Daher bleiben für den Fahrer nur die Tätigkeiten übrig, die nicht mit der Fahraufgabe zusammenhängen, wie beispielweise das Handy zu bedienen oder Sitzeinstellungen zu verändern. Daher sind auch diese Tätigkeiten für die Definition des Konstruktionsraums für den Fahrer im automatisierten Modus relevant. Neben den Tätigkeiten die bereits bei der Nutzung eines nicht automatisierten Fahrzeugs (Level 0) auftreten, kommen die FFT Tätigkeiten hinzu. Dadurch, dass beide Fahrmodi, regulär und automatisiert, bei einem Level 4 Fahrzeug auftreten, müssen sowohl die FFT als auch die aktuellen Vorstellungen von Fahrzeugkonzepten berücksichtigt werden. Zur Verdeutlichung zeigt Bild 2 ein Beispiel in dem der Fahrer im regulären Modus die Fahrtätigkeit ausführt und im automatisierten Modus die FFT „Entspannen“.

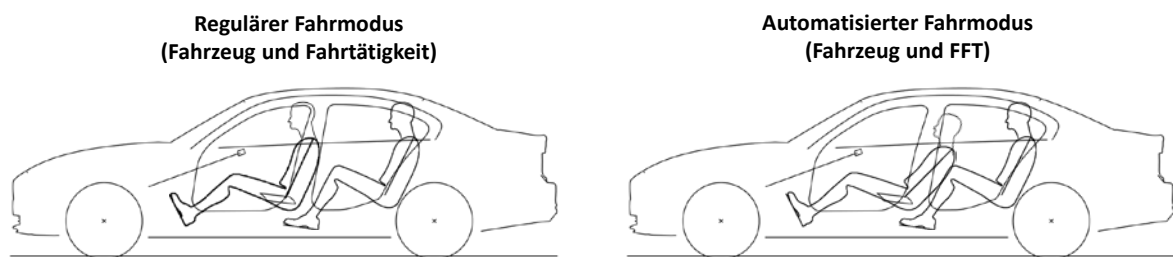


Bild 2: Regulärer und automatisierter Modus in einem Level 4 Fahrzeug

Bei dieser Kombination von FFT „Entspannen“ und dem gewählten Fahrzeugkonzept entsteht eine Überschneidung zwischen des geometrisch erforderlichen Raums der ersten und zweiten Sitzreihe. Für die Ermittlung dieser Überschneidung ist es erforderlich, dass die Fahrfremde Tätigkeit sowie das Fahrzeugkonzept korrekt und adaptiv erstellt werden können. Die hohe Relevanz für diese geometrischen Untersuchungen der FFT und der Gestaltung insbesondere des Innenraums liegt darin begründet, dass der Anteil der FFT an der Fahrzeit mit zunehmender Erschließung der Fahrsituationen immer weiter steigen wird [1], [5].

Im Hinblick auf die Produktentwicklung und den Produktentstehungsprozess ergibt sich die Relevanz des Beitrages aus der zentralen Rolle, der Konzeptphase, welche in Standardwerken wie dem Pahl/Beitz erläutert ist [6]. Während dieser frühen Phase innerhalb des Entwicklungsprozesses werden die maßgeblichen Produktmerkmale festgelegt, weswegen Ansätze zur effizienteren Gestaltung dieser Phase von hoher Bedeutung sind. Denn bereits in dieser frühen Phase wird ein großer Anteil der Kosten festgelegt. Außerdem wird es mit fortlaufendem Entwicklungsprozess immer schwieriger und kostenaufwändiger Änderungen einzusteuern und

umzusetzen. Das Paradoxe an diesem Entwicklungsprozess ist jedoch, dass zu Beginn der Entwicklung nur ein geringer Wissensstand für das zu entwickelnde Produkt vorliegt [7].

Damit auch neben dem wissenschaftlichen Aspekt die Relevanz für Industrie aufgezeigt wird, wird nachfolgend der Fahrzeugentwicklungsprozess vorgestellt. Dabei beschreibt die Konzeptphase alle Aufgaben, die notwendig sind, um einen ersten in sich konsistenten ersten Entwurf darzustellen [8], [9]. Die Konzeptphase befindet sich innerhalb der ersten Phase, der Produktdefinition. Nach dieser ersten Phase folgen die Produktentstehung und die Serienbetreuung, vgl. Bild 3.

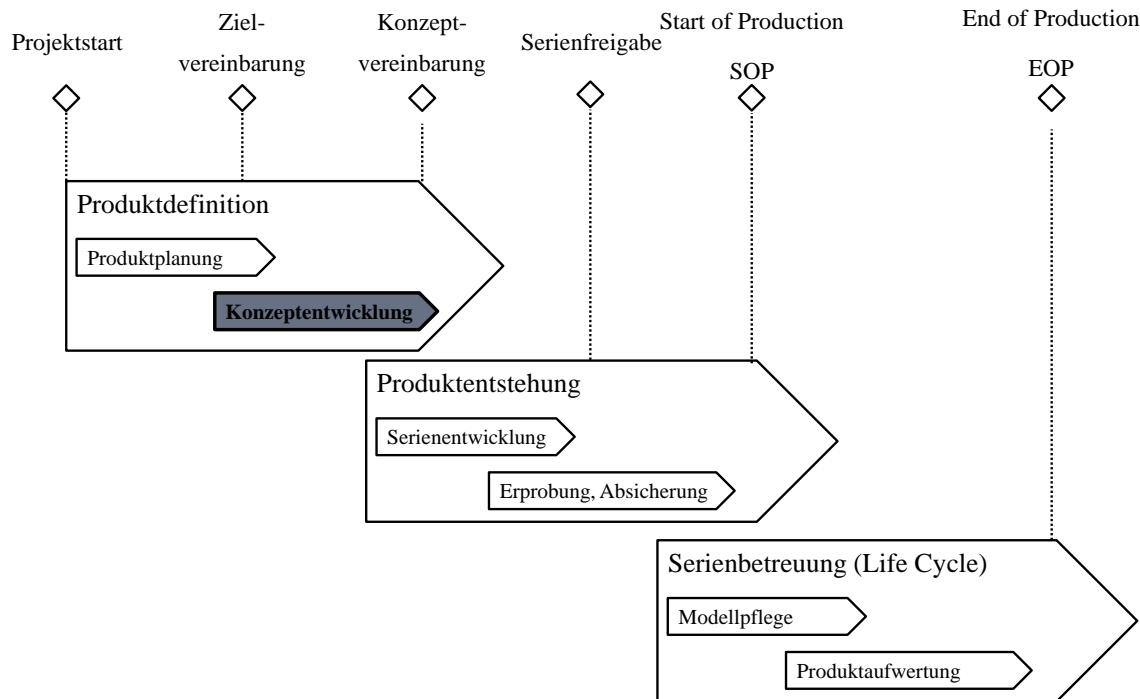


Bild 3: Der Produktentstehungsprozess der Automobilindustrie

Vor der Konzeptphase findet innerhalb der Produktdefinition noch die Produktplanung statt. Dabei wird zu einem großen Anteil der Fahrzeug Fahrzeugcharakter bzw. Typ aufgrund von Eingangsgrößen wie Kundenwünschen, Studien, Herstellerimage, Marktuntersuchungen, Wettbewerb und Trends bestimmt. Für eine Übergabe der Produktplanung an die Konzeptphase werden basierend auf den Eingangsgrößen Ziele für das Fahrzeug definiert. Anschließend werden diese durch die Konzeptentwicklung bearbeitet und in regelmäßigen Abstimmterminen auf Gesamtfahrzeugebene abgestimmt. Dabei nimmt die geometrische Gestaltung, das sogenannte Package, einen großen Anteil an der frühen Konzeptentwicklung ein. Es werden die groben Abmessungen der unterschiedlichen Fahrzeugkomponenten und Insassen zueinander untersucht und kollisionsfrei angeordnet. Zwar werden bereits Trend und Marktforschung zu den FFT durchgeführt, jedoch fehlen in der geometrischen Gestaltung Ansätze zur systematischen Betrachtung und Integration der FFT.

1.2 Stand der Forschung, Forschungsfrage und –Ziel

Im Stand der Forschung bestehen Ansätze, um die Fahrtätigkeit in die geometrische Fahrzeugkonzeption einzubinden [10]. Dabei finden parametrisch assoziative CAD-Modelle Anwendungen, die sich ausschließlich auf die Fahrtätigkeit beziehen, bei welcher der Nutzer eine konstante Fahrerposition bzw. -haltung einnimmt, um zum einen notwendige Sichtverhältnisse für die Ausführung der Fahraufgabe zu schaffen und zum anderen das Lenkrad für die laterale Steuerung und das Fahrpedal für die longitudinale zu bedienen. Auf Basis dieser ergonomischen Grundgegebenheiten und bereits entwickelter Fahrzeugtypen, wurden Systeme entwickelt, die es ermöglichen ähnliche Fahrzeugtypen schnell weiterzuentwickeln und abhängig vom Segment des Fahrzeugs anzupassen [11], [12]. Bild 4 zeigt die Vorgehensweise von Raabe, der ein rechnergestütztes Werkzeug zur Generierung konsistenter PKW-Maßkonzepte und parametrischer Designvorgaben erstellt hat. Dabei werden vom Nutzer Werte für ein Fahrzeugkonzept eingegeben, welche anschließend zum einen über Maßketten auf ihre Konsistenz geprüft und zum anderen auch in einem parametrischen CAD-Modell visualisiert werden. Dadurch hat der Nutzer sowohl die Möglichkeit über die Maßketten zu erkennen, welche Maße er bei Inkonsistenzen anzupassen hat und zum anderen, wie sich die Verhältnisse in der geometrischen Darstellung verhalten.

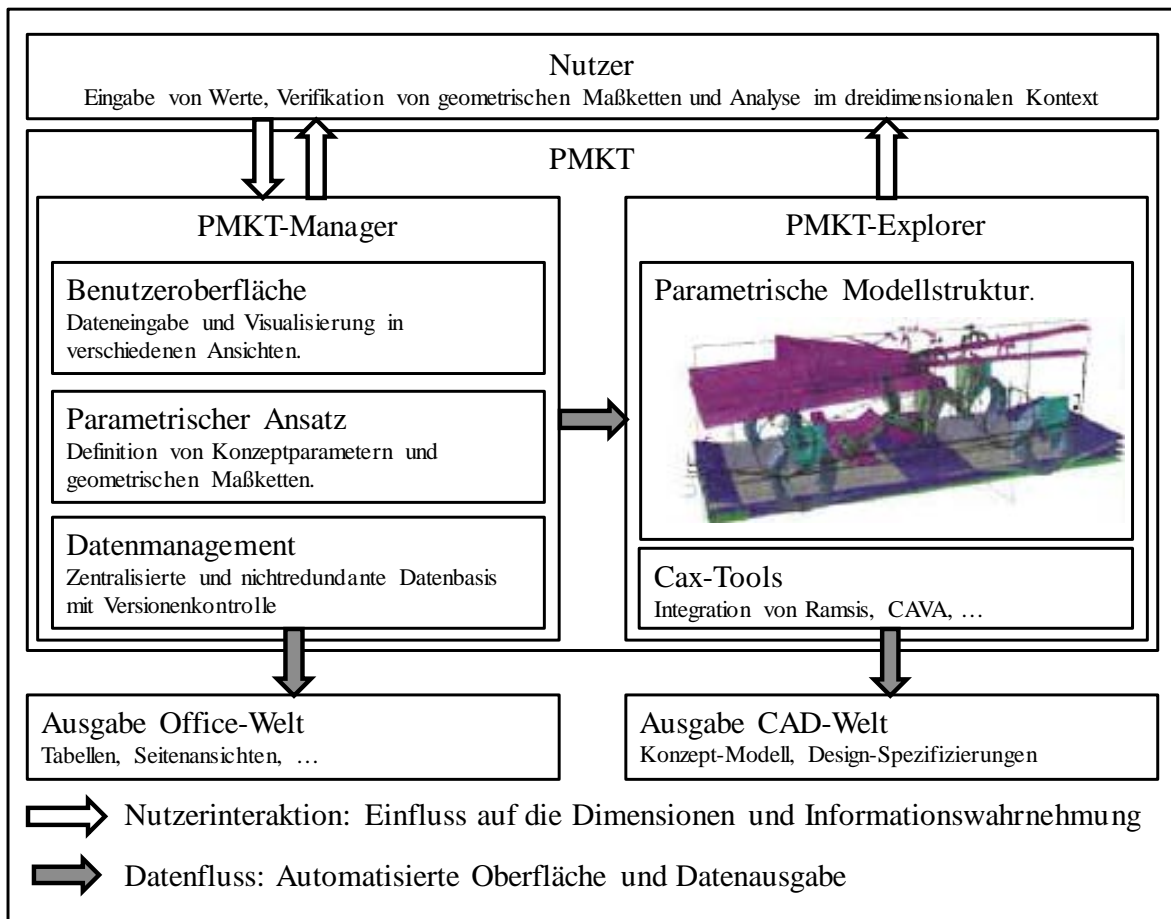


Bild 4: Modularer Aufbau des Parametrischen Maßkonzept Tools nach [11]

Diese Herangehensweise ist für automatisierte Fahrzeuge nicht zielführend, da die Übertragbarkeit des Vorgehens für andere Tätigkeiten als die Fahrtätigkeit konzeptionell nicht vorgesehen ist. Daher versucht der Beitrag die Verbindung zwischen in Zukunft auftretenden FFT und aktuellen Fahrzeugkonzepten herzustellen.

Im Sinne einer nutzerzentrierten Fahrzeugkonzeption lässt sich daher folgende Forschungsfrage formulieren: Wie lassen sich FFT über ein parametrisch, assoziatives CAD-Modell in die geometrische Fahrzeugkonzeption einbinden?

2. Methode

Um die Forschungsfrage zu beantworten, wurde ein zweistufiger Prozess durchgeführt. Zuerst wurden mithilfe einer Literaturanalyse von bestehenden Fahrzeugkonzeptionsansätzen und einer mündlichen, partiell strukturierten und offenen Befragung von n=15 Experten aus der Konzeptentwicklungsabteilung eines Automobilherstellers, die in der frühen Phase wichtigen geometrischen Fahrzeugkonzeptmaße bestimmt sowie bestehende parametrische Systeme analysiert [11], [12], [13], [14], [15], [16]. Außerdem wurden für die FFT nutzerzentrierte geometrische und ergonomische Maße herangezogen, die eine Entwicklung mit Fokussierung auf den Nutzer ermöglichen und direkten Bezug zu dem jeweils entwickelnden Fahrzeugkonzept haben [8], [17], [18], [19], [20]. Auf Basis dieser Eingangsparameter wurde anschließend ein parametrisch assoziatives CAD-Modell entwickelt, welches die beiden Eingangsgrößen „Art der FFT“ und „Fahrzeugtyp“ mit ihren zugehörigen Parametern beinhaltet. Dabei gliedert sich das Modul FFT in die Themenfelder der anthropometrischen Ergonomie Haltung, Orientierung, Raumbedarf, Sicht und Erreichbarkeit. Dadurch lassen sich alle geometrischen Anforderungen die aus der jeweiligen FFT resultieren beschreiben und darstellen. Für das Fahrzeugmodul lässt sich eine grobe Gliederung in Fahrzeugaußenhaut, Türen, Dach, Boden, Instrumententafel, Sitz und Tunnel vornehmen, so dass alle Hauptelemente innerhalb des Innenraums dargestellt werden. Diese Elemente sind zum einen möglichst abstrakt abgebildet, um die Komplexität und die Anzahl der einzustellenden Parameter möglichst gering zu halten und zum anderen trotzdem so explizit konstruiert, dass die Wechselwirkungen zu den FFT und den jeweiligen anthropometrischen Themenfelder analysierbar sind.

3. Ergebnisse

Als Ergebnis der ersten Untersuchung durch die Literaturanalyse und die Expertengespräche wurden insgesamt 91 geometrische Eingangsparameter der FFT und des Fahrzeugtyps eingebunden. Bild 5 zeigt die grundsätzliche Anwendung des parametrisch assoziativen CAD-Modells an einem konsistenten CAD-Modell bei dem der Nutzer in der oberen Hälfte eine FFT „Entspannen“ in Kombination mit einem Fahrzeugkonzept aus dem Segment des mittelgroßen 3-Box-Designs gewählt hat. In der unteren Hälfte wurde dasselbe Fahrzeugkonzept mit der FFT „Schlafen“ dargestellt.

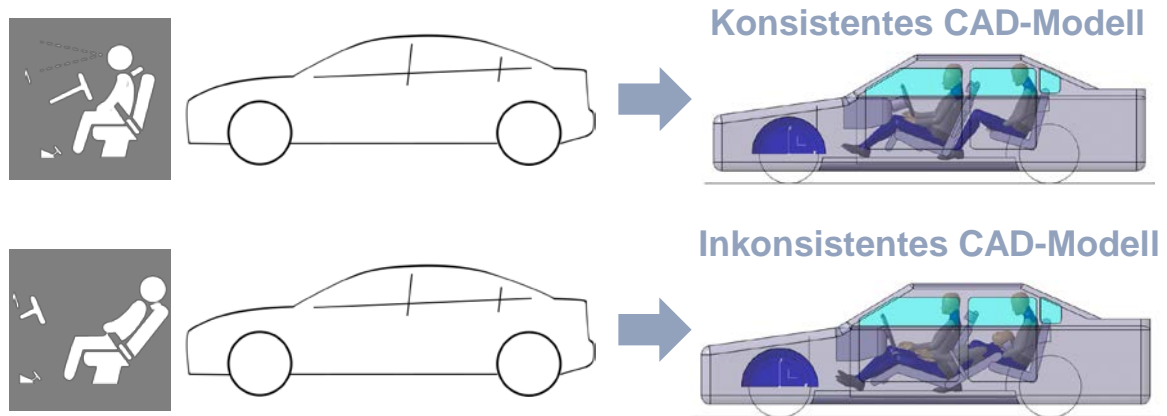


Bild 5: Grundsätzliche Anwendung des CAD-Modells zur Integration fahrfremder Tätigkeiten

3.1 Aufbau und Module des Modells

Die 91 geometrischen Eingangsparameter sind in 35 nutzerzentrierte Maße für die FFT und 56 Maße für das Fahrzeugkonzept eingeteilt. Über die nutzerzentrierten Parameter lassen sich die anthropometrischen Themenfelder der Ergonomie einstellen, um den geometrischen Raum zu beschreiben, den der Nutzer benötigt. Über Fahrzeugparameter lässt sich der Raumbedarf des jeweiligen Fahrzeugkonzeptes darstellen, was durch die Fahrzeugaußenhaut sowie verschiedene Elemente im Interieur wie beispielsweise der Instrumententafel oder den Tunnel dargestellt ist. Neben der Ansteuerung jedes einzelnen Parameters ist zusätzlich eine Auswahl von vordefinierten Modulen bzw. Clustern möglich z.B. der Haltung möglich. Dazu wird exemplarisch eine Haltung „Entspannen“ einmal definiert, so dass nach anschließender Auswahl sofort alle Gelenkparameter für diese Haltung übernommen werden. Als Äquivalent zum Fahrzeugkonzept kann beispielsweise der Sitztyp als „Basissitz“ definiert werden, so dass auch für diese Definition automatisch alle geometrischen Parameter für den Sitz wie Höhe-, Länge- oder Dicke automatisch festgelegt sind. Dadurch können über die Cluster schnell verschiedene Varianten bzw. Kombinationen zwischen den FFT und den Fahrzeugkonzepten erzeugt werden. Darüber hinaus ist es für den Entwickler auch möglich jeden einzelnen Parameter individuell anzupassen, falls sich bei der ersten Konfiguration ein inkonsistentes Geometriemodell ergeben hat oder das voreingestellte Cluster nicht der Vorstellung des Entwicklers entspricht. Bild 6 zeigt exemplarisch die zwei ansteuerbaren Parametersets der FFT und des Fahrzeugs.

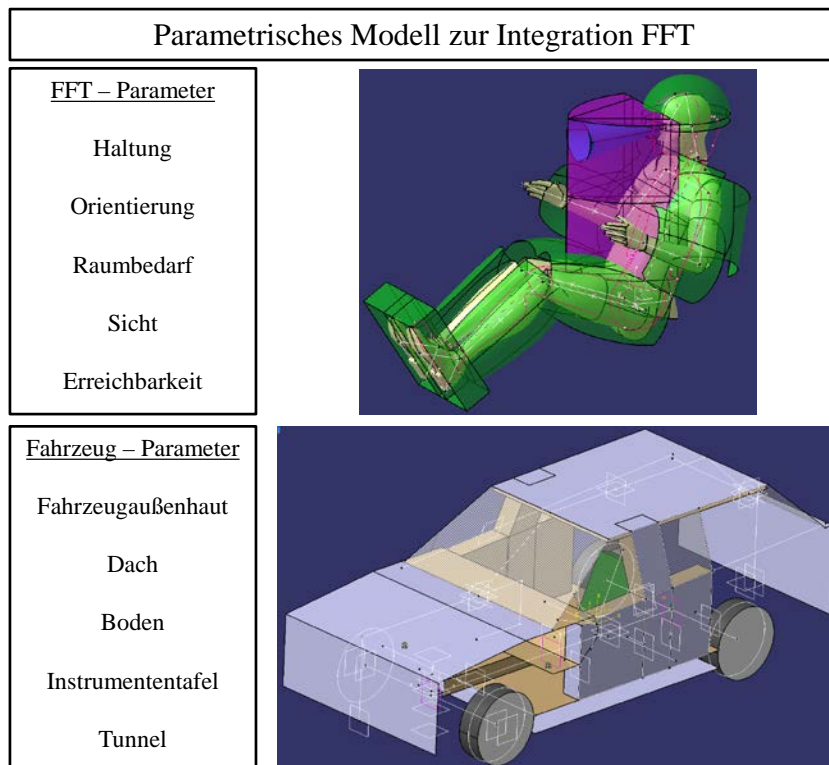


Bild 6: Prinzipieller Aufbau des CAD-Modells zur Integration fahrfremder Tätigkeiten

3.2 Anwendungsbeispiel

Bild 7 zeigt ein Anwendungsbeispiel, bei dem die FFT „Entspannen“ eingestellt wird und ein klassisches 3-Box Limousinenkonzept. Aus der Darstellung ist erkennbar, dass sich die FFT „Entspannen“ innerhalb dieses Fahrzeugkonzeptes ohne Probleme umsetzen lässt. Die FFT „Schlafen“ jedoch spannt in dieser Konfiguration die X-Maßkette an, so dass der Entwickler nun aufgrund der transparenten Repräsentation die Entscheidung treffen kann, ob er eher den Nutzer und somit die Möglichkeit der Ausführung der FFT beschränkt, indem er die Verstellung des Torsowinkels verkleinert oder ob er sein Fahrzeugtyp konzeptionell verändert, indem er den Radstand und somit gegebenenfalls auch die Fahrzeuglänge verlängert. Dies würde die Wahl eines anderen Fahrzeugkonzeptes bedingen.

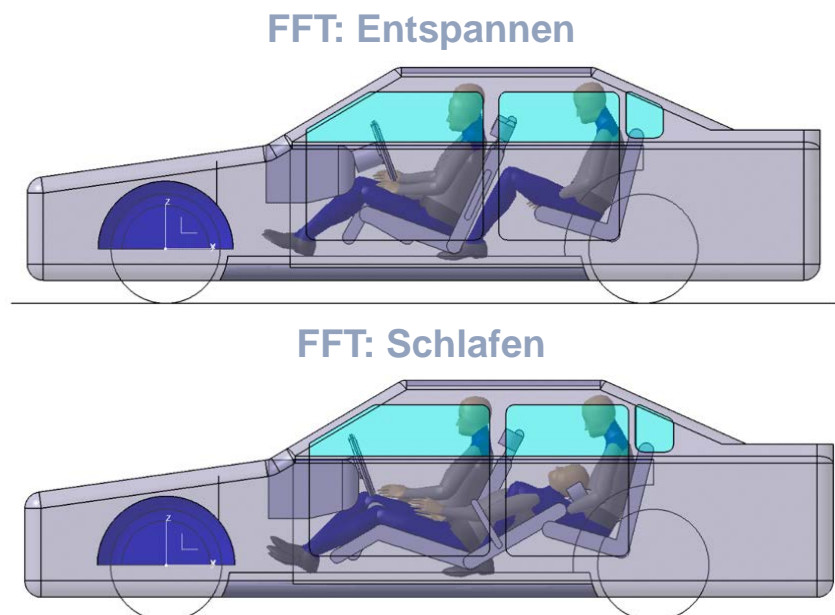


Bild 7: Anwendung des Modells für ein 3-Box Fahrzeugtyp und den FFT „Entspannen“ und „Schlafen“

4. Diskussion

Das Ergebnis stellt eine Unterstützung zur CAD-Integration der FFT in die frühe geometrische Konzeptphase automatisierter Fahrzeuge dar. Dadurch kann der Entwickler FFT mit Hilfe geometrischer Parametersets schnell beschreiben und individuell anpassen. Als zweite Eingangsgröße kann er das Fahrzeugkonzept aus statistisch ermittelten Clustern für verschiedene Fahrzeugtypen, welche geometrische Form und Größe beinhalten, auswählen oder direkt ein bestehendes Fahrzeugprojekt einlesen. Durch die Kopplung der FFT innerhalb des jeweiligen Fahrzeugkonzepts kann somit sofort der Einfluss jedes einzelnen eingestellten Parameters überprüft und visuell dargestellt werden. Dadurch erhält der Entwickler einen schnellen Überblick, welche FFT in welchem Fahrzeugkonzept umsetzbar ist und bei welchen Kombinationen geometrische Inkonsistenzen entstehen. Auch bei den geometrischen Inkonsistenzen unterstützt der Ansatz den Entwickler, indem es ihm ermöglicht wird, zuvor eingestellte Parameter der FFT oder des Fahrzeuges anzupassen und sich somit iterativ dem optimalen Auslegungspunkt für das Fahrzeugprojekt zu nähern. Da diesen Auslegungspunkt jeder Hersteller, abhängig von der Unternehmensstrategie, anders definieren wird, ist eine automatisierte Erstellung des Fahrzeugkonzeptes nicht möglich. Die vorgestellte Unterstützung bietet deshalb Transparenz und erleichtert die Entscheidung innerhalb der frühen Phase des Fahrzeugentwicklungsprozesses.

Um die praktische Anwendbarkeit sicherzustellen, wird der vorgestellte Ansatz zukünftig im Rahmen von Pilotprojekten im Fahrzeugentwicklungsprozess eingesetzt. Außerdem ist es erforderlich, dass die dadurch erstellten Fahrzeugkonzepte durch ergonomische Untersuchungen in einem Hardware Aufbau überprüft und abgesichert werden. Auch eine Aufgliederung des Tools in mehrere Module sowie die fortschreitende Detaillierung im Entwicklungsprozess bieten Ansatzpunkte für zukünftige Forschungsvorhaben.

Literaturverzeichnis

- [1] Pflüger, B.; Universität Stuttgart (Mitarb.): Automotive user interfaces for the support of non-driving-related activities. 2017
- [2] Tzivanopoulos, T. ; Stieg, J. ; Krasteva, P. ; Vietor, T.: Analysis of new freedoms in future vehicle interiors. In: BARGENDE, Michael; REUSS, Hans-Christian; WIEDEMANN, Jochen (Hrsg.): 14. Internationales Stuttgarter Symposium. Wiesbaden : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2014 (Proceedings), S. 1475–1488
- [3] SAE International J3016: Surface Vehicle Recommended Practice : Taxonomy and Definitions for Terms Related to Driving Automation Systems (2016)
- [4] Maurer, M. ; Gerdes, J. C. ; Lenz, B. ; Winner, H.: Autonomes Fahren : Technische, rechtliche und gesellschaftliche Aspekte. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2015 (Springer open)
- [5] Fitzen, F. ; Seebach, N. ; Amereller, M. ; Paetzold, K.: Nutzerorientierte Charakterisierung fahrfremder Tätigkeiten in automatisierten Fahrzeugen. In: KRAUSE, Dieter; PAETZOLD, Kristin; WARTZACK, Sandro (Hrsg.): Design for X. : *Beiträge zum 29. DfX-Symposium, September 2018*. 1. Auflage. Hamburg, Hamburg : Tutech Verlag, TuTech Innovation GmbH, 2018
- [6] Pahl, G. ; Beitz, W.: Pahl/Beitz Konstruktionslehre : Methoden und Anwendung erfolgreicher Produktentwicklung. 8., vollständig überarbeitete Auflage. Berlin, Heidelberg : Springer Vieweg, 2013
- [7] Ehrlenspiel, K. ; Meerkamm, H.: Integrierte Produktentwicklung : Denkabläufe, Methodeneinsatz, Zusammenarbeit. 5., überarb. und erweiterte Aufl. München, Wien : Hanser, 2013
- [8] Pischinger, S. (Hrsg.); Seiffert, U. (Hrsg.): Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. 8., aktualisierte und erweiterte Auflage. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2016 (ATZ / MTZ-Fachbuch)
- [9] Krasteva, P. ; Tzivanopoulos, T. ; Vietor, T. ; Inkermann, D.: Zielkonfliktidentifikation zwischen Design, Technik und Ergonomie - Ein Beitrag zur Lösungsfindung am Beispiel der PKW-Maßkonzeption. In: Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2017 : *Stuttgart, 29. Juni 2017, Wissenschaftliche Konferenz, 2017*.
- [10] Bubb, H. ; Bengler, K. ; Grünen, R. E. ; Vollrath, M.: Automobilergonomie. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2015 (ATZ / MTZ-Fachbuch)
- [11] Raabe, R.: Ein rechnergestütztes Werkzeug zur Generierung konsistenter PKW-Maßkonzepte und parametrischer Designvorgaben. Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2013. Stuttgart : Inst. für Konstruktionstechnik und Techn. Design, 2013 (Bericht / IKTD, Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design, Universität Stuttgart 614)
- [12] Dietrich, Willhelm, Hirz, Mario ; Rossbacher, P.: Integration von geometrischen und funktionalen Aspekten in die parametrisch assoziative Modellgestaltung in der konzeptionellen Automobilentwicklung. In: Grazer Symposium Virtuelles Fahrzeug (2010)

- [13] Tecklenburg, G.: Die digitale Produktentwicklung : Parametrisch assoziative Entwicklung von Baugruppen der Fahrzeugkarosserie; Visionen und Erfahrungen für zukünftige Entwicklungsprozesse. Renningen : Expert-Verl., 2010 (Haus-der-Technik-Fachbuch 110)
- [14] Prinz, A.: Struktur und Ablaufmodell für das parametrische Entwerfen von Fahrzeugkonzepten. Berlin, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig. Dissertation. 2010
- [15] Müller, A.: Systematische und nutzerzentrierte Generierung des Pkw-Maßkonzepts als Grundlage des Interior- und Exterior design. Universität Stuttgart. Dissertation. 2010
- [16] Tzivanopoulos, T. ; Watschke, H. ; Krasteva, P. ; Vietor, T.: Neue Denkansätze in der Fahrzeugkonzeption. In: ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift 117 (2015), Nr. 9, S. 16–21
- [17] Hahn, J.: Eigenschaftsbasierte Fahrzeugkonzeption : Eine Methodik in der frühen Konzeptphase. Wiesbaden, Germany : Springer, 2017 (AutoUni - Schriftenreihe v.108)
- [18] Seebach, N. ; Fitzen, F. ; Arlt, F. ; Bender, B.: Geometrische Beschreibung fahrfremder Tätigkeiten. In: KRAUSE, Dieter; PAETZOLD, Kristin; WARTZACK, Sandro (Hrsg.): Design for X. : *Beiträge zum 29. DfX-Symposium, September 2018*. 1. Auflage. Hamburg, Hamburg : Tutech Verlag, TuTech Innovation GmbH, 2018
- [19] Seebach, N. ; Arlt, F. ; Bender, B.: Nutzerzentrierte Einbindung fahrfremder Tätigkeiten in die geometrische Konzeption automatisierter Fahrzeuge. In: *Stuttgarter Symposium für Produktentwicklung SSP 2019 : Stuttgart, 16. Mai 2019, Wissenschaftliche Konferenz, 2019*.
- [20] GCIE: Global Cars Manufacturers Information Exchange Group: GCIE Procedure Part 3. Package Drawing Exchanges. Model Year 2018 (2018)

Entwicklung eines Lenk- und Bremssystems für automatisierte Lastenräder

M.Sc. Lars Junge ¹⁾, M.Sc. Michael Schmidt ²⁾, Prof. Dr. Sebastian Zug ³⁾, Jun.-Prof. Sebastian Schmidt ⁴⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, lars.junge@ovgu.de

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, michael.schmidt@ovgu.de

³⁾ AG Softwareentwicklung und Robotik, TU Bergakademie Freiberg, Freiberg, sebastian.zug@informatik.tu-freiberg.de

⁴⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, stephan.schmidt@ovgu.de

Zusammenfassung

Dieser Beitrag beschreibt Entwurf, Aufbau und Test eines automatisierten Brems- und Lenksystems für selbstfahrende dreirädrige Lastenräder im Werkskontext. Basierend auf einer Anforderungsanalyse werden die Systeme zunächst simulativ entworfen, aufgebaut und anschließend experimentell erprobt.

Schlüsselwörter: autonom, automatisiert, Fahrrad, Bremse, Lenkung

1. Einleitung

Digitalisierung und Automatisierung werden unser Verständnis von Mobilität in Zukunft entscheidend verändern. Mobilität wird zunehmend als Dienstleistung begriffen, die flexibel angefordert, bedarfsgerecht genutzt und damit den Besitz eines eigenen Fahrzeuges überflüssig macht. Grundlage für dieses Szenario ist die Automatisierung des gesamten Fahrprozesses. Selbstfahrende Automobile wirken hier innovationstreibend und realisieren ein hohes Maß an Flexibilität. Die mit dem motorisieren Individualverkehr assoziierten Probleme wie (Luft-) Verschmutzung, CO₂-Ausstoß oder Verkehrsprobleme werden allerdings auch durch selbstfahrende PKW nicht grundsätzlich gelöst, sondern ggf. noch verstärkt [1].

Gerade im urbanen Raum auf kurzen Wegen stellt das Fahrrad eine attraktive ökologische und ökonomische Alternative zum motorisierten Individualverkehr dar. Mehr als drei Viertel aller Wege liegen im Entfernungsbereich bis zehn Kilometer und sind damit per Rad zeit- und kosteneffizient zu erreichen. Lastenräder bieten zudem erhebliches Potential für den urbanen Warentransport. Aus diesem Grund wird das Fahrrad auch in Zukunft eine tragende Rolle im Mobilitätsraum der Zukunft spielen müssen. Hierzu es allerdings notwendig es durch Elektrifizierung und Automatisierung zu einem weiterhin konkurrenzfähigen Verkehrsträger zu ertüchtigen in dem es mit einem gewissen Grad von Autonomie ausgestattet wird.

Gerade zu Beginn besteht das größte Umsetzungspotential dieser Vision, aufgrund der aktuellen rechtlichen Situation, auf abgeschlossenen Werksanlagen mit spezialisierten, an den konkreten Anwendungsfall adaptierten, Mikromobilen. Als einen ersten Umsetzungsfall adressieren die Autoren im Projekt *RavE-Bike* den Betrieb einer automatisierten Bike-Sharing-Flotte durch ein Unternehmen auf einem größeren Werksanlage. Die Fahrräder können von den Mitarbeitern auf dem gesamten Gelände für dienstliche Fahrten eingesetzt werden. Auf Rufanforderungen steht dem Mitarbeiter bei Transportwunsch ein Fahrzeug direkt an seinem Standort zur Verfügung. Dieser tätigt damit eine manuell geführte und elektrisch unterstützte Fahrt auf dem Werksanlage und kann bei Erreichen des Zieles sein Gefährt unmittelbar freigeben, damit dieses für weitere Einsätze zur Verfügung steht. Eine manuelle Redistribution der Fahrzeuge kann in diesem Szenario entfallen und ermöglicht damit dem Systembetreiber signifikant Betriebskosten einzusparen.

Bei der Realisierung dieser Vision stellen sich neben grundsätzlichen Fragen der Lokalisation, Umfeldwahrnehmung, Prädiktion und Planung auch das Problem der Aktorik des Antriebs-, Lenk- und Bremssystems [2]. Bisher stehen außer dem elektrischen Fahrentrieb keine kommerziellen automatisierten Lenk- oder Bremssysteme für Lastenfahrräder zur Verfügung. Dieser Beitrag adressiert daher die Konzeption, Simulation und Evaluierung eines aktiven Lenk- und Bremssystems für ein dreirädriges Lastenfahrrad. Basierend auf einer Analyse des Anforderungsprofils wird ein aktives System konzipiert, anhand einer

Simulationsstudie ausgelegt und parametrisiert sowie schließlich final umgesetzt. Der Nachweis der Funktionsfähigkeit erfolgt mittels der Erprobung des realen Systems in definierten Anwendungsfällen.

2. Stand der Technik

In verschiedenen Arbeitsgruppen wird weltweit die Realisierung automatisierter Fahrräder erforscht. Die einzelnen Projekte legen dabei ihren Fokus auf unterschiedliche Teilaspekte des Gesamtsystems. An der Cornell University [3] wird die Selbststabilisierung eines einspurigen Fahrrades mit Hilfe der Lenkbewegung des Vorderrades erprobt. Als Aktorsystem dient ein elektrischer Antrieb, der seine Rotation direkt auf den Steuerkopf am Gabelschaft überträgt. Bei einem zweiten Versuchsträger zur Untersuchung der Steer-by-Wire-Funktionalität wird die Rotationsbewegung mit einem Riemengetriebe untersetzt. Die Lenkantriebe der Versuchsträger sind für einspurige Fahrräder konzipiert, wohingegen unser Lenksystem die erhöhten Momente an der zweispurigen Vorderachse hervorgerufen durch höhere Lasten kompensieren muss. Ein assistierendes Bremssystem ist an beiden Versuchsträgern nicht ersichtlich.

Ähnlich zur Zweiradselbststabilisierung wird an der Delft University of Technology ein Lenkunterstützungssystem zur Sturzvermeidung von Fahrrädern entwickelt [4]. Das System soll ein Umkippen verhindern, indem ein Motor am Lenksteuerkopf das Rad bei unsicheren Fahrlagen ab 4 km/h wieder stabilisiert. Dazu wird die Kippgeschwindigkeit von einem Neigungssensor erfasst und von einem Prozessor als Lenkstellgröße weiterverarbeitet. Das Assistenzkonzept erfordert die Möglichkeit eines parallelen Eingriffs von Fahrer und System, etwa über einen Überlagerungswinkelsteller.

Projekte mit automatisierten Dreirädern werden am Massachusetts Institute of Technology (MIT) [5] und an der University of Washington Bothell [6] durchgeführt. Das Bothell-Team benutzt ein Liegerad mit Räderpaar vorn. Neben umfassender Sensorik sind bei diesem Mikromobil auch Lenkung und Bremse elektrisch betätigt. Als Aktor für die Lenkung wird ein linearer Servomotor verwendet, dessen Vorschub auf die Spurstangen der beiden Vorderräder geleitet wird. Ein Lenker für die manuelle Bedienung durch den Menschen ist nicht vorhanden. Das Rad wird mit einem Controller ferngesteuert. Für die elektrische Betätigung der Bremse kommt an jeweils einer Bremszange ein Elektromagnet zum Einsatz. Der Hubmagnet zieht dabei mit konstanter Kraft am Seil des Bremsbowdenzuges. Das MIT entwickelt ebenfalls ein dreirädriges autonomes Bike mit vorn liegendem Räderpaar. Die Besonderheit bei diesem Fahrrad ist das Vorhandensein einer Frontscheibe und eines umlaufenden Insassenschutzes. Das Vehikel hat neben dem elektrischen Fahrentrieb ein System zur Stellung eines Lenkwinkels an den Vorderrädern. Die genaue Ausführung, sowie eine automatisierte Bremse werden nicht näher beschrieben. Ähnlich zum OvGU-Projekt soll das Fahrzeug die Strecken vom bzw. zum Verbraucher autonom im Verkehr zurücklegen können. Im Gegensatz zum *RavE-Bike* fehlt dem Fahrzeug die große Ladefläche, um schwere/sperrige Lasten zu transportieren. Es ist daher zu erwarten, dass das RavE-Bike Lenksystem in Einsatzfall deutlich größere Lastmomente aufbringen muss und daher anders dimensioniert werden muss.

Maier beschreibt in [7] ein bremsbasiertes Fahrerassistenzsystem für Radfahrer bestehend aus einem Blockier- und einem Überschlagerverhinderer. Das System wirkt als Sicherheitssystem und soll den Fahrer in kritischen Situationen unterstützen. Das Fahrrad-ABS wurde dabei simulativ analysiert und mit Messwerten aus der praktischen Implementierung evaluiert. Bei dem entwickelten System wird der vom Fahrer am Bremshebel erzeugte Bremsdruck mit einer zentralen Druckregleinheit moduliert bzw. gemindert, um ein Blockieren oder Überschlagen zu verhindern. Ein ähnliches Funktionsprinzip wird auch beim serienreifen ABS von BrakeForceOne genutzt [8]. Beide Systeme können ohne Handbremshebelauslösung keinen Druck in der Bremsanlage erzeugen.

Zur Ermittlung des aktuellen Entwicklungsstandes wurde eine Patentrecherche mit dem DEPATISnet des deutschen Patent- und Markenamtes durchgeführt. Für den Stand der Technik werden Ergebnisse der Volltextsuche für elektrische Lenkung und Bremse an Fahrrädern betrachtet. Die spezielle Suche nach elektrisch unterstützten Lenkgetrieben an Fahrrädern für den automatisierten Anwendungsfall lieferte keine zutreffenden Ergebnisse. Im Bereich der elektrisch ausgelösten Bremssysteme existieren Gebrauchsmuster für die automatisierte Betätigung der Radbremsen.

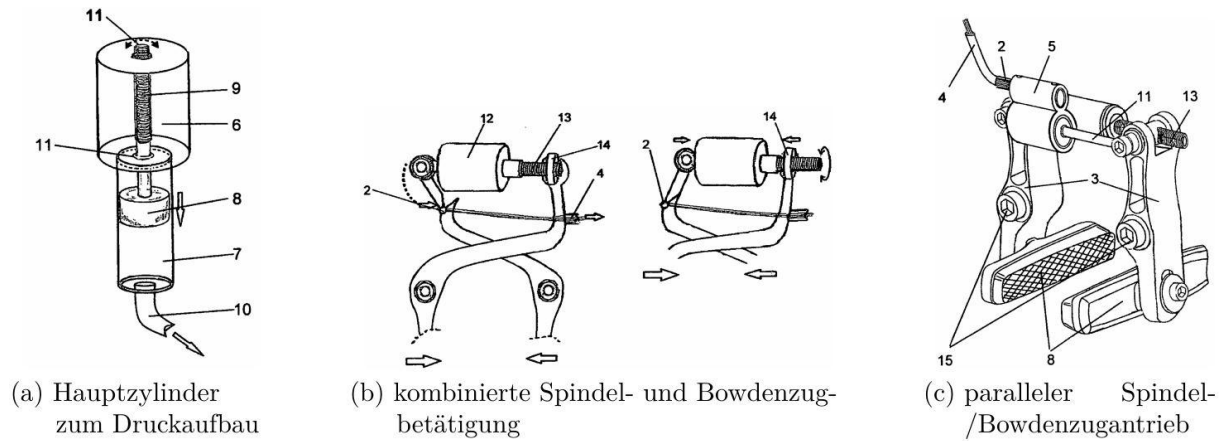


Bild 1: Patentierte automatisierte Bremsanlagen [9]-[11]

Alle Gebrauchsmuster der Abbildung 1 beinhalten die elektrische Auslösung eines Fahrrad-Bremssystems. Die Patente auf den Bildern 1(b) und 1(c) zeigen eine parallele Ansteuerung von Felgenbremssystemen, welche im manuellen Betätigungsmodus durch einen Bowdenzug ausgelöst werden können. Die grundsätzliche Konzeption der parallelen Bremsbetätigung kann auf das hydraulische Scheibenbremssystem des Versuchsträgers übertragen werden. Die Aktuierung des Hydraulikgeberzylinders kann dann analog zum Gebrauchsmuster auf der Abbildung 1(a) erfolgen.

3. Automatisierung des Lenk- und Bremssystems

Der nachfolgende Abschnitt beschreibt die Konzeptionierung des automatisierten Brems- und Lenksystems. Zunächst werden die mechanischen und elektrischen Anforderungen des Versuchsträgers besprochen, um danach Lenkung und Bremse separat zu behandeln.

3.1 Versuchsträger



Bild 2: Lastenrad X-Loader (Versuchsträger)

Als Modulträger wird im FuE-Projekt RavE-Bike das Modell X-Loader der Firma Pedalpower verwendet. Die Entwicklung des Lenk- und Bremssystems erfolgt daher zunächst spezifisch für den X-Loader. Beim Versuchsträger ist aufgrund der zweiseitigen Vorderachse eine Lenkmechanik zur Übertragung des Handlenkwinkels an die Vorderräder erforderlich. Zwischen den Vorderrädern und dem Lenker befindet sich eine Ladefläche. Vom Lenker bis zum Hinterrad gleicht die Rahmenbauform einem normalen einspurigen Fahrrad.

Aufgrund der zwischengelagerten Ladefläche reicht das Steuerrohr des Lenkers beim X-Loader bis unter die Bodengruppe des Rades. Am unteren Ende der Lenksäule übersetzt eine Hebelmechanik die Lenkbewegung unter der Ladefläche hindurch zu einem vorgelagerten Steuerrohr. Die Drehbewegung des Steuerkopfes wird über zwei Spurstangen zu den Achsschenkeln der Vorderräder übertragen. An der beschriebenen Lenkmechanik existieren mehrere mechanische Schnittstellen, die potentiell geeignet sind die Lenkung zu automatisieren.

Zur Verzögerung eines Fahrrades werden verschiedene Bremssysteme eingesetzt. Die Betätigung der Bremse erfolgt fast ausnahmslos über Handbremshebel am Lenker. Vom Hebel wird die Kraft dann über einen Seilzug oder hydraulisch mit Geber- und Nehmerzylinder zur Bremse übertragen. Zwei nennenswerte Bremstypen sind Felgenbremssysteme und Scheibenbremsen. Am Versuchsträger ist ein handelsübliches Scheiben-Hydraulik-System montiert.

3.2 Lenkung

Das Fahrrad soll gemäß des Gesamtkonzeptes sowohl manuell als auch autonom betrieben werden. Dazu muss das Lenkmoment eines elektrischen Antriebes parallel aber nicht zeitgleich zum Fahrermoment an die Vorderräder übertragen werden können. Der Lenkmomentbedarf wurde zunächst mit einem Federkraftmesser am Lenker bei steigenden Lasten auf der Ladefläche im Stillstand des Fahrzeuges ermittelt. Die Lenkwinkelgeschwindigkeit wurde aus einem Notausweichversuch abgeschätzt. Daraufhin wurde ein Systemkonzept entwickelt und mittels Lastannahmen geeignete Lenkantriebskomponenten identifiziert. Das Konzept besteht aus mehreren Systemkomponenten, welche am vorgelagerten Steuerkopf des Versuchsträgers montiert werden. Neben elektrischen Antrieb und Getriebe wird eine Magnetkupplung verwendet. Dadurch kann die Motor-Getriebe-Kombination im manuellen Betrieb mechanisch entkoppelt werden und im autonomen Modus das Antriebsmoment übertragen. Dies hat den Vorteil, dass der inaktive Lenkmotor und damit verbundene Rastmomente für den Fahrer feedbacklos bleiben. Der Lenkwinkel wird mit einem magnetischen Absolut-Winkelsensor am unteren Ende des Steuerkopfes erfasst.

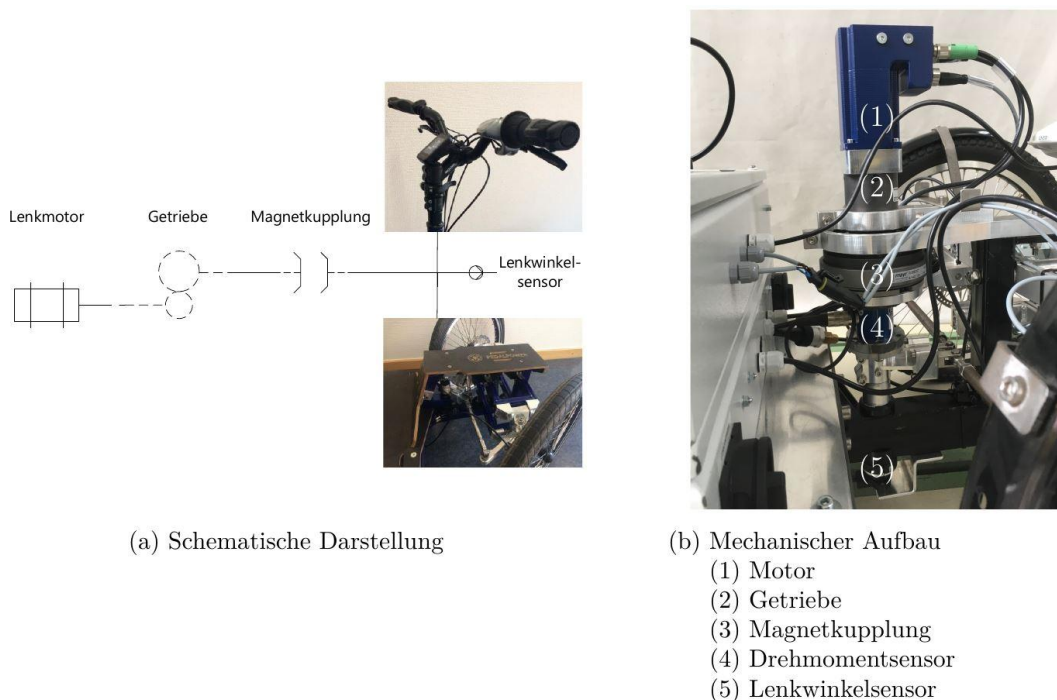


Bild 3: Automatisierte Lenkung des Versuchsträgers

Für die Feinauswahl der Komponenten wird die Konzeption als zweidimensionales System mit einem Freiheitsgrad modelliert und simuliert. Entwurfskriterium sind die auftretenden Momente am vorgelagerten Steuerkopf (Punkt S in Abbildung 4 bzw. Nummer (4) in Abbildung 3b), diese sollen im realen System zusätzlich mit einem Drehmomentsensor erfasst und evaluiert werden.

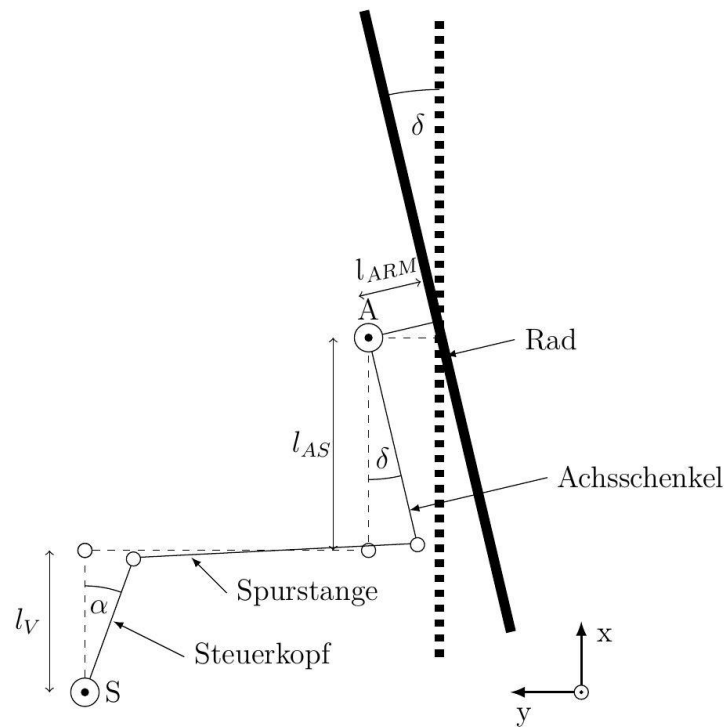


Bild 4: Modellierung der Lenkmechanik

Abbildung 5 zeigt das mit der Software Matlab/Simulink aufgebaute Simulationsmodell des Gesamtlensystems. Ein Teilmodell bildet hierbei die in Abbildung 4 gezeigte Lenkmechanik. Das Modell bildet alle Komponenten aus der Konzeption ab und ermöglicht eine Evaluation von geeigneten Motor-Getriebe-Kombinationen. Als definierter Lastfall wird das Bohrmoment des Reifens im Stillstand auf dem Untergrund betrachtet, da hier im Vergleich zum abrollenden Rad die größeren Momente erwartet werden. Das Bohrmoment wird mit einer nichtlinearen Reibung (Stribeck-Kurve) modelliert. Die Parametrierung der Reibkennlinie erfolgt experimentell durch Bestimmung des Losbrechmomentes sowie der Lastkraft bei der kontinuierlichen Bewegung. Anhand definierter dynamischer Lastfälle lässt sich der finale Leistungs- und Drehmomentbedarf der Motor-Getriebe-Kombination ermitteln, um konkrete Komponenten auszuwählen.

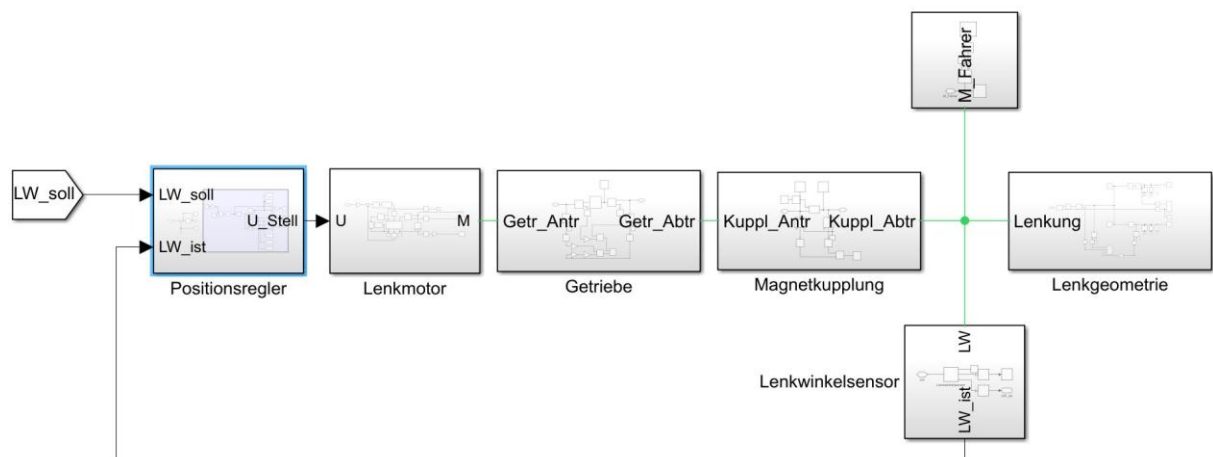
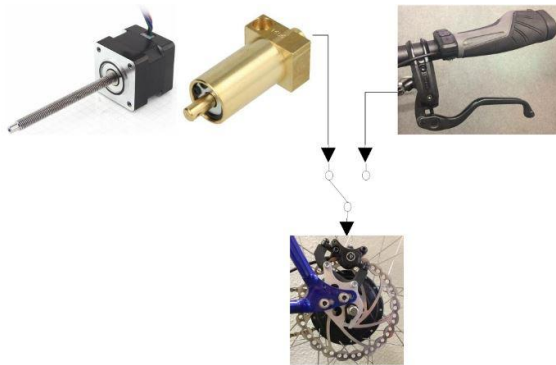


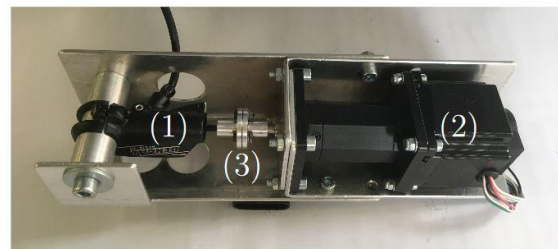
Bild 5: Gesamtsimulationsmodell der Lenkung

3.3 Bremsanlage

Analog zum Lenksystem soll die Bremsanlage ebenfalls autonom und manuell betrieben werden können. Beide Bremsbetätigungen sollen daher unabhängig voneinander funktionieren. Am Versuchsträger ist bereits eine konventionelle hydraulische Scheibenbremsanlage verbaut, welche für die Automatisierung adaptiert werden kann. Dazu wird ein zweites Bremssattelpaar an den vorderen Bremsscheiben montiert und von einem separaten Geberkolben angesteuert. Im Gegensatz zur manuellen Betätigung über den Handbremshebel erfolgt die Auslösung des autonomen Kolbens über einen Linearaktor. Zusätzlich wird der Druck im autonomen Hydraulikkreislauf für den späteren geregelten Betrieb von einem Sensor erfasst. Für das Lastenrad wird eine Zielverzögerung von ca. $6 \frac{m}{s^2}$ festgelegt.



(a) Schematische Darstellung



(b) Mechanischer Aufbau

- (1) Geberzylinder
- (2) Linearaktor
- (3) Kupplung

Bild 5: Automatisierte Bremse des Versuchsträgers

Zur Ermittlung eines geeigneten Antriebes wird die Bremsanlage mit Simulink/Simscape modelliert. Neben den hydraulischen Komponenten besteht das in Abbildung 6 gezeigte Gesamtmodell aus einem Scheibenbremsmodell mit angehängten Rad- und Fahrzeugmodell sowie Sensormodellen zur Erfassung der Fahrzustände.

Analog zum Lenksystem wurde das Simulationsmodell zunächst mit Hilfe der bekannten Bauteilparameter parametrisiert und anschließend dazu genutzt anhand definierter Lastfälle den Leistungs- und Kraftbedarf der Linearaktor- Geberkolben-Kombination zu bestimmen. Anhand der Simulationsergebnisse wurden entsprechende Komponenten für die automatisierte Bremse ausgesucht.

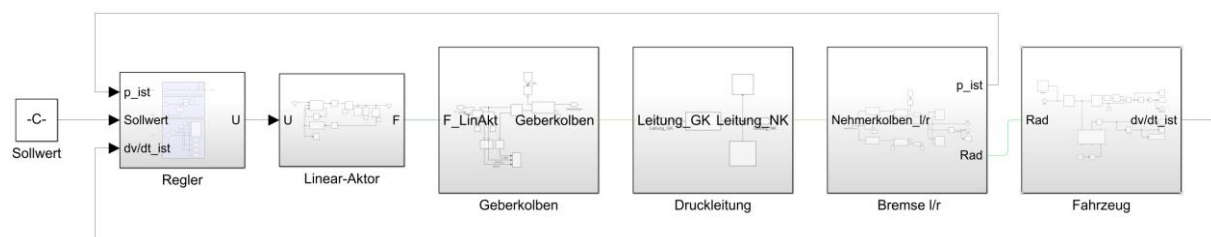


Bild 6: Gesamtsimulationsmodell der Bremse

4. Reales System und Messdaten

Dieser Abschnitt beschreibt das Experimentelle Setup sowie die Interpretation der Messdaten jeweils separat für Lenkung und Bremse.

4.1 Lenkung

Nach der Identifizierung geeigneter Komponenten für das Lenksystem wurden diese am Versuchsträger montiert (Vergleich Abbildung 3b). Zusätzlich zu den Lenkwinkelregelungskomponenten wurde ein Drehmomentsensor zur Erfassung der real auftretenden Lenkmomente montiert. Alle Messwerte werden über das CAN-Netzwerk mit Hilfe eines CAN-USB-Umsetzers in Matlab/Simulink aufgezeichnet. Während der Lenkwinkelsensor als CANopen-Device seine Prozessdaten direkt ins CAN sendet, werden die Messwerte des Momentensensors über einen Analog zu CAN Umsetzer in den Bus eingespeist.

Als definierter Lastfall der Lenkung wird eine sinusförmige Lenktrajektorie im Stillstand des Fahrzeuges untersucht. Die Amplitude wird vom maximalen Lenkwinkeleinschlag rechts und links von der Geradeausstellung gebildet, die Frequenz der Trajektorie beträgt 1 rad/s . Die Sollwertvorgaben des Lenkwinkels erhält der Lenkmotor über die USB-CAN-Schnittstelle von einem Simulink-Real-Time Programm. Die Messung wird zuerst bei Fahrzeugleergewicht durchgeführt und danach mit gesteigerter Last auf der Ladefläche wiederholt. Dazu werden schrittweise 10kg-Gewichte auf der Ladefläche des Lastenrades platziert und die Lenkzustände aufgezeichnet. Aus den Messdaten lässt sich dann die Systemdynamik bestimmen. Die Dynamik der Lenkung resultiert aus einem kaskadierten Regelsystem bestehend aus Strom-, Drehzahl- und Lageregelung die auf einem kommerziellen Motorcontroller realisiert sind. Die Lageregelung mit der anhängenden Mechanik als äußerer Kreis weist prinzipiell die größte Zeitkonstante auf und kann als Verzögerungsglied erster Ordnung von Lenksollwert zu Istwert angenähert werden. Die ermittelte Zeitkonstante des PT1-Glieds beträgt 30 ms . Die Abbildungen 7 und 8 zeigen auszugsweise den Verlauf eines Lenkversuchs mit einer Zuladung von 50 kg .

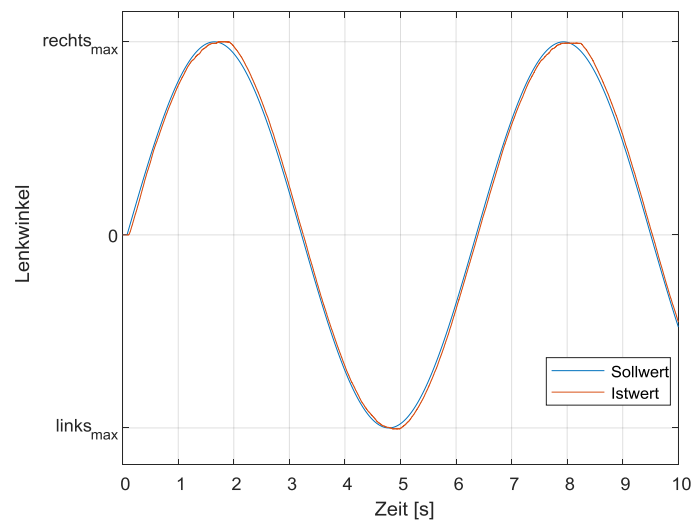


Bild 7: Vergleich Lenkwinkelverlauf Soll-/Istwert)

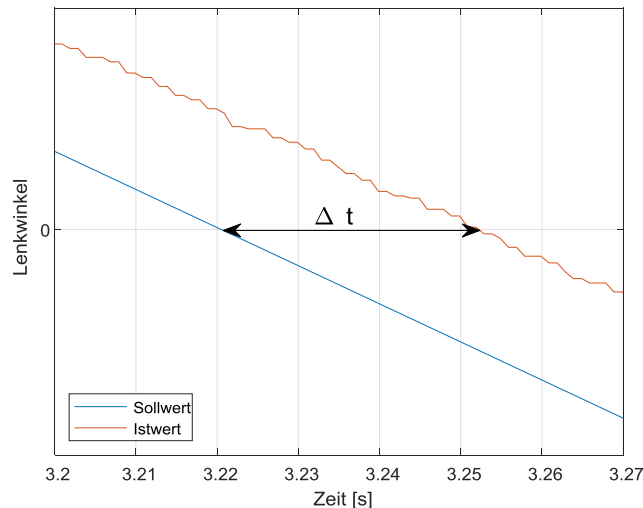


Bild 8: Lenkwinkelverlauf (Ausschnitt)

Die definierten Anforderungen an das Lenksystem wurden mit der Inbetriebnahme am Lastenrad überprüft. Die Automatisierungskomponenten lassen sich mit Hilfe der Magnetkupplung zu- bzw. abschalten, so dass die Lenkmechanik für den Fahrer „unsichtbar“ bleibt. Die aufgrund der Simulation ausgewählte Motor-Getriebe-Kombination ist in der Lage die auftretenden Lenkmomente am realen Fahrzeug zu stellen. Die festgestellte Dynamik des Lenkwinkels stellt jedoch eine signifikante Verzögerung dar und muss daher insbesondere in fahrdynamisch kritischen Situationen für übergeordnete Regelkreise berücksichtigt werden.

4.2 Bremse

Die ausgewählten Bremskomponenten werden als Hydrauliksystem zusammengesetzt und in das Fahrzeug integriert. Die Bremszangen werden an den zusätzlichen Aufnahmepunkten zur Bremsscheibe montiert. Als Messdaten am Versuchsträger stehen der Bremsdruck, die Fahrgeschwindigkeit und die Beschleunigung zur Verfügung. Die Daten des analogen Bremsdrucksensors werden vom Feldbuskoppler zu CAN-Nachrichten gewandelt, die Beschleunigung liefert eine IMU mit CAN-Anbindung und die Geschwindigkeit wird vom DGPS-System über eine serielle Schnittstelle geliefert. Die Wandlung in CAN-Nachrichten erfolgt dabei mit einem Serial2CAN-Umsetzer. Alle notwendigen CAN-Nachrichten werden wie im Falle des Lenksystems mit Matlab/Simulink aufgezeichnet und ausgewertet.

Als Lastfall wird eine Verzögerung des fahrenden Fahrzeuges untersucht. Dazu wird das Fahrrad vorerst auf eine definierte Geschwindigkeit beschleunigt und danach durch konstante Motorkraftsollwerte wieder bis zum Stillstand abgebremst. Der Bremsversuch wird immer aus einer Geschwindigkeit von ca. 15 km/h durchgeführt und die Motorkraft schrittweise gesteigert. Die Sollwerttrajektorie wird ebenfalls aus einem Simulink-Real-Time-Programm bereitgestellt. Wie auf der Abbildung 9 zu sehen wurde im unteren Schubkraftbereich ein linearer Verlauf in der Verzögerung des Fahrzeuges ermittelt. Im oberen Schubkraftbereich tritt dann eine Sättigung im Bremssystem auf. Der angestrebte Endwert lässt sich durch die Radlastverteilung und dem ausschließlichen Bremsen an der Vorderachse erklären.

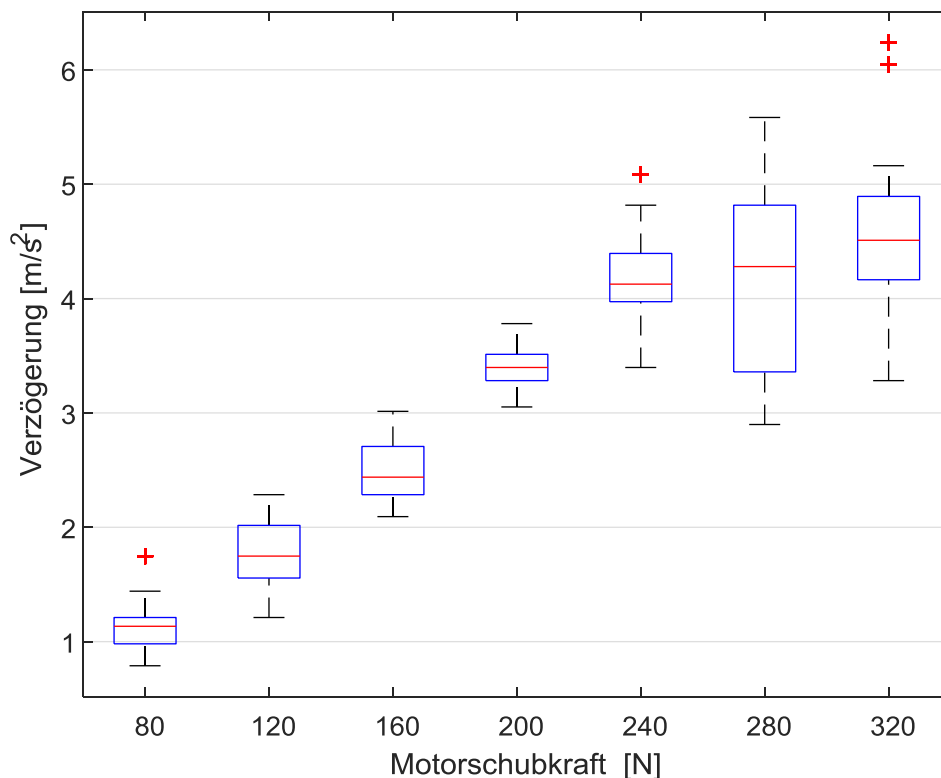


Bild 9: Verzögerung in Abhängigkeit der Motorschubkraft

Eine Anforderung an die Bremse ist die automatisierte separate Betätigung. Die Montage eines weiteren Bremssattelpaares und einer Geberkolben-Linearaktor-Kombination ermöglicht die Automation mit einer unabhängigen zweiten Bremse. Der druckgeregelte Betrieb ist derzeit aufgrund der fehlenden Regelstruktur noch nicht möglich. Mit den Versuchsfahrten konnte jedoch das Verhalten von Vorschubkraft zu Fahrzeugverzögerung ermittelt und die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Bremssystems demonstriert werden.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Dieser Beitrag beschreibt die Entwicklung eines Lenk und Bremssystems für autonome Lastenräder. Dabei wird nach der Anforderungsanalyse ein Konzept für die Teilsysteme Lenkung und Bremse entwickelt und simulativ untersucht. Mit den Simulationsergebnissen werden Systemkomponenten identifiziert und als prototypische Aktorsysteme am Versuchsträger eingesetzt. Anhand definierter Lastfälle werden beide Systeme in realen Fahrversuchen untersucht, um die Systemdynamik und das Übertragungsverhalten zu bestimmen.

Bei der Lenkung konnte gezeigt werden, dass die gewählte Motor-Getriebe-Kupplungs-Kombination das erforderliche Lenkmoment stellen kann. Die Lenkwinkeldynamik vom Vorgabewert zum Istwert des Sensors wird durch ein Verzögerungsglied erster Ordnung angenähert. Beim Bremssystem wurde ein weitgehend linearer Zusammenhang zwischen vorgegebener Motorschubkraft und Verzögerung des Fahrzeugs ermittelt. Mit der identifizierten Geberkolben-Linearaktor-Kombination lassen sich den Anforderungen entsprechende Verzögerungswerte erzielen. Jedoch muss für die geregelte Verzögerungseinstellung die Feedback-Schleife über den Drucksensor geschlossen werden, um im weiteren Verlauf des Projektes einen automatisierten Blockierverhinderer als Sicherheitssystem zu entwickeln.

Die nächsten Schritte im Projekt umfassen, aufbauend auf der vorgestellten Aktorik, die Identifikation weiterer längs- und querdynamischer Parameter. Den Aufbau eines Konzeptes zur Fahrzustandsbeobachten mittels geeigneter Sensorik, sowie die Implementierung von Algorithmen zur Vorgabe einer Referenzfahrtrajektorie und deren Stabilisierung mittels unterlagter Regelkreise.

6. Anmerkungen

Das Projekt wird als Verbundprojekt vom Ministerium für Bildung und Forschung (BMBF) gefördert auf Basis der Richtlinie zur Förderung von KMU-zentrierten, strategischen FuE-Verbänden in Netzwerken und Clustern (KMU-NetC). Das Projekt wird im Rahmen des ZIM-Netzwerks „Assistenz in der Logistik“ bearbeitet.

Literaturverzeichnis

- [1] Hörl, S., Becker, F., Dubernet, T. J. P., & Axhausen, K. W. (2019). *Induzierter Verkehr durch autonome Fahrzeuge: Eine Abschätzung* (Vol. 1650). ETH Zurich.
- [2] Zug, Sebastian; Schmidt, Stephan; Assmann, Tom; Krause, Karen; Salzer, Sigrid; Seidel, Martin; Schmidt, Michael ;Fessel, Karl: *BikeSharing-System der 5. Generation*. BUIS-Tage (2018)
- [3] Bike, CU: *Autonomous Bicycle*, <https://bike.engineering.cornell.edu>, Version: August 2019
- [4] Schwab, Arend: *Smart motor in handlebars prevents bicycles from falling over*, <https://www.tudelft.nl/en/2019/tu-delft/smart-motor-in-handlebars-prevents-bicycles-from-falling-over/>, Version: Juni 2019
- [5] Tinn, Phil: *An Alternative Autonomous Revolution*, <https://www.media.mit.edu/projects/pev/overview/>, Version: August 2019
- [6] Folsom, Tyler C.: *The Elcano Project*, <http://www.elcanoproject.org/> Version: August 2019
- [7] Maier, Oliver.: *Modellbasierte Entwicklung eines aktiven Sicherheitssystems für elektrifizierte Fahrräder*, KIT Scientific Publishing, ISBN 978-3-7315-0778-9, 2018
- [8] ABS für E-Bikes mit Überschlageschutzhttps, <https://www.brakeforceone.de/e-bike-abs/>, Version: Juni 2019
- [9] Blatt, Hans-Peter; Wambsganss, Rita: patent: Zusatzbremseinrichtung für Fahrzeuge aller Art motorisiert oder unmotorisiert, welche mit oder ohne Funksignal sowohl optisch, automatisch oder manuell pneumatisch oder mechanische Bremsvorgänge durchführt. Birkweiler, August 2015. – Patent Nr.:DE 20 2015 003 101 U1
- [10] Blatt, Hans-Peter; Wambsganss, Rita: patent: Fahrradbremse welche in manuell mechanisch seitengesteuerter Funktion über einen Scharnier-ähnlich abknickenden Bremshebel, oder alternativ ferngesteuert mittels einer elektrischen Motorspindel-Steuerung einen Bremsvorgang einleitet. Birkweiler, Mai 2016. – Patent Nr.:DE 202016 001 649 U1
- [11] Blatt, Hans-Peter; Wambsganss, Rita: patent: Fahrradbremse mit zwei mittig drehbar gelagerten Bremshebeln, welche in unabhängiger getrennter Bedienfunktion durch mechanisch-hybride Bowdenzug- bzw. alternativ sicherheitsferngesteuerter Motorspindel-Steuerungsfunktion einen eigenständigen Bremsvorgang einleiten kann. Birkweiler, Juli 2016. – Patent Nr.:DE 20 2016 001 940 U113

Dynamische Radkraftmessung am PKW im Fahrbetrieb mittels DMS Applikation am Felgenkörper

Dr.-Ing Christian Daniel¹⁾, Jun. Prof. Dr.-Ing Elmar Woschke²⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland christian.daniel@ovgu.de

²⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg, Deutschland elmar.woschke@ovgu.de

Zusammenfassung

Die Messung von dynamischen Radkräften erfolgt in der Praxis indirekt durch Messung von Dehnungen an nicht rotierenden Fahrwerksteilen oder durch Radkraftmessaufnehmer die in den Felgenkörper des Rades eingefügt werden. Dazu muss die Felge in Naben und Felgenkörper geteilt werden und durch einen Messadapter, der den Kraftfluss herstellt und aufnimmt wieder verbunden werden [1,2,3]. Diese Methode hat den Nachteil, dass das Messrad durch die Masse des Messaufnehmers sehr stark erhöht wird, zudem ist die Fertigung der geteilten Felge aufwendig. Wenn die Messung an nicht-rotierenden Fahrwerksteilen nicht ausreichend ist, weil die Kräfte direkt in der Radebene benötigt werden, dann muss die Dehnungsmessung im Felgenkörper erfolgen. Hier ist wegen der Rotation der Felge ein Telemetriesystem zur Übertragung der Messwerte notwendig, außerdem ändert sich durch die Rotation kontinuierlich der Kraftfluss durch die Felge bezüglich der mitrotierenden Messstellen. In diesem Beitrag wird eine Methode zur dynamischen Radlastmessung vorgestellt, welche ohne zusätzlichen Radkraftmessaufnehmer auskommt. Stattdessen wird die Originalfelge mit Dehnungsmessstreifen versehen und einem entsprechenden Telemetriesystem. Es wird zudem ein Vergleich zu einem kommerziellen Messrad durchgeführt.

Schlüsselwörter: Messrad, Radlast, Fahrdynamik, DMS

1. Einleitung

Die Entwicklung eines eigenen Messrades für die Bestimmung der Radkräfte an einem PKW während der Fahrt ist primär von spezifischen Randbedingungen getrieben, die kommerzielle Lösungen mit sich bringen. Neben den extrem hohen Anschaffungskosten für Messadapter und Datenaufbereitung ist ein wesentlicher Punkt die hohe Masse des Messadapters der in die Felge eingebracht werden muss. Am Versuchsfahrzeug Editha 1.0 wurde am Hinterrad der Messadapter von CAEMAX angebracht [4,5] - Bild 1. Die Gesamtmasse des Rades beträgt in dieser Konfiguration 23kg. Das originale Rad hat dagegen nur eine Masse von unter 12 kg, was eine erhebliche Erhöhung der Masse durch den Messadapter bedeutet.



Bild 1: Felge mit Messadapter(blau)

Weiterhin ist die mechanische Anpassung an der Felge sehr aufwändig, da der komplette Felgenstern entfernt werden muss und ein Ring in den Felgenkörper eingeschweißt und entsprechend plan gedreht werden muss – rote Komponente in Bild 1. Die Verbindung im Inneren vom Messadapter zur Nabe ist ein verhältnismäßig ein-

faches Dreh-Teil – gelbe Komponente in Bild 1. Das resultierende Rad hat gegenüber der ursprünglichen Felge völlig andere Steifigkeits- und Masseigenschaften. Gerade bei hochdynamischen Anregungen durch die Fahrbahn wird sich das Messrad anders verhalten.

All diese Einschränkungen lassen sich durch die direkte Applikation von DMS zur Belastungsmessung am Felgenkörper beseitigen. Die einzige Bedingung ist jedoch, dass die auftretenden Dehnungen in Größenordnungen liegen die mittels eines Folien DMS messbar sind, andernfalls liefert das Messrad im kleinen Kraftbereich ein zu starkes Rauschen vom DMS-Messverstärker. Das Verhältnis von Nutzsignal zum Rauschen des Messverstärkers sollte hinreichend groß sein. Zur besseren Auswahl wird daher von der Felge eine FE-Analyse für verschiedene Belastungsrichtungen durchgeführt - Bild 2. So können Bereiche auf dem Felgenkörper identifiziert werden mit besonders großen Dehnungen.

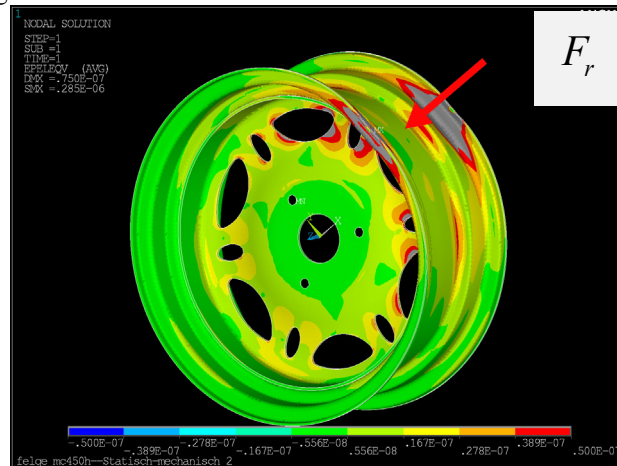


Bild 2: Dehnungsverteilung bei radialer Krafteinleitung

Die größten Dehnungen treten im Bereich der Speichen auf, jedoch ist die Felge in diesem Bereich gekrümmt und aus Gründen der Rotationssymmetrie wurden 6 DMS am Übergang zur Nabe äquidistant appliziert - Bild 2.

2. Aufbau des Messrades

Die Messstellen für die Dehnung werden mittels T-Rosetten von HBM realisiert. Dabei wird eine DMS Halbbrücken erstellt, die die Dehnung in radialer und tangentialer Richtung aufnimmt. Bei einer reinen Zug-Druck Belastung kann so die Temperaturänderung an den Messstellen kompensiert werden, das wird für den Dehnungszustand in der Felge nicht zutreffen, aber eine Halbbrücke ist gegenüber einer Viertelbrücke, also mit nur einem aktiven DMS vorteilhaft. Darüber hinaus können einige DMS Messverstärker keine Viertelbrücken aufnehmen, da sie keinen internen Ergänzungswiderstand haben. Bei DMS Messverstärker mit Telemetrie ist die Auswahl der internen Ergänzungswiderstände meist auf größere Widerstände (350 und 1000 Ohm) beschränkt, um die Versorgungsströme, und damit den Energieverbrauch, für die Brückenschaltung gering zu halten. Die meisten DMS sind mit 120 und 350 Ohm ausgeführt, was bei der Planung einer Messaufgabe immer zu beachten ist.

Die DMS sind bereits mit fertigen Messleitungen versehen, was den Aufwand der Applikation deutlich reduziert. Damit der Messverstärker schneller vom Rad abgenommen und evtl. getauscht werden kann werden die Anschlüsse der Messleitungen durch die Felge mit einer D-SUB 25 Buchse geführt, dazu wurde eine entsprechende Halterung für den Felgenausschnitt mit PLA gedruckt. Dies erlaubt eine Positionierung der Messverstärkers an der Außenseite im Radzentrum (Bild 6 rechts), was die mechanischen Belastungen für die elektronischen Komponenten verringert.



Bild 3: Applikation der DMS auf dem Felgenkörper

3. Kalibrierung des Messrades

Die Kalibrierung liefert den Zusammenhang zwischen Belastung und Dehnung an den applizierten DMS. Dieser Zusammenhang lässt sich zwar grundsätzlich auch aus einer Finiten Elemente Rechnung bestimmen, ist aber für das reale Objekt meist zu ungenau, da die Randbedingungen und die Positionen der DMS nicht genau genug in der Simulation erfasst werden können. Daher muss das Messobjekt mit Einheitslasten in den Messrichtungen unabhängig belastet werden. So kann die Übertragungsmatrix zwischen Last und Dehnungen bestimmt werden.

$$\underline{\varepsilon} = \underline{H}(\varphi) \cdot \underline{f} = \underline{H}(\varphi) \cdot \begin{pmatrix} F_r \\ F_{ax} \end{pmatrix} \quad (1)$$

Die Übertragungsmatrix H wird dabei durch einzelne Belastungen bestimmt, durch die Normierung auf den Kraftwert entsteht eine Einheitsmatrix.

$$\begin{aligned} \underline{H}(\varphi)(:,1) &= \underline{\varepsilon}_1 / F_r \\ \underline{H}(\varphi)(:,2) &= \underline{\varepsilon}_2 / F_{ax} \end{aligned} \quad (2)$$

Die Zahl der Messstellen muss dabei immer größer oder zumindest gleich sein wie die Zahl der unabhängigen Belastungsrichtungen. Je mehr Messstellen desto mehr kann ein Überschreiten der einzelnen Belastungsrichtungen unterdrückt werden.

Im Betrieb sollen aus den gemessenen Dehnungen die Kräfte \underline{f} berechnet werden, wozu die Übertragungsmatrix \underline{H} invertiert werden muss. Da die Zahl der Dehnungen nicht mit der Zahl der Belastungsrichtungen übereinstimmt ist diese Rechteckig und kann nur im Sinne eines Least-Square Verfahrens - einer Pseudoinversen- invertiert werden.

$$\begin{pmatrix} F_r \\ F_{ax} \end{pmatrix} = \underline{H}^{-1*}(\varphi) \cdot \underline{\varepsilon} \quad (3)$$

Die Übertragungsmatrix $\underline{H}(\varphi)$ ist abhängig vom Drehwinkel des Rads, da der Kraftpfad durch das Rad von der Winkelstellung des Radaufstandspunkts abhängig ist.

3.1 Prüfstand

Für die Kalibrierung ist ein teilautomatisierter Belastungsprüfstand entwickelt worden. Hier können in radialer und axialer Richtung mittels Linearaktuatoren aufgebracht werden. Über eine Biegebalken und eine zylindrischen Gummipuffer wird die Last in die Reifenoberfläche eingepreßt. Die Axialkraft wird an der Reifenflanke

aufgebracht und nicht wie am realen Rad in der Reifenmitte. Es ist durch die hohe Nachgiebigkeit des Reifens kein nennenswerter Unterschied beim Eintrag der Kräfte in die Felge zu erwarten. Die Messung der eingebrachten Lasten erfolgt über Biegebalken die mittels einer DMS Vollbrücke die Dehnungen erfassen die durch die Kraft am Balkenende einen Biegezustand erzeugen. Dieser Biegebalken kann sehr einfach mit einer Definierten Gewichtskraft kalibriert werden.



Bild 4: Belastungsprüfstand für axiale und radiale Kräfteinleitung

Der Prüfstand erlaubt eine Bestimmung der Übertragungsmatrix für verschieden Winkelpositionen. Die Messung der Winkels erfolgt mit einer Winkelscheibe und einem Positionslaser, was sicher zu einer gewissen Messunsicherheit führen kann.

3.2 Übertragungsfunktion

Die Übertragungsmatrix wird für alle Messstellen und den beiden Belastungsrichtungen mit einem Winkelinkrement von 10° aufgenommen. Damit ergeben sich für jede Lastrichtung 36 Einzelmessungen, normiert auf die jeweilige aufgebrachte Last, die Übertragungsmatrix für alle potentiellen Lasteinleitungsrichtungen bzw. Radpositionen.

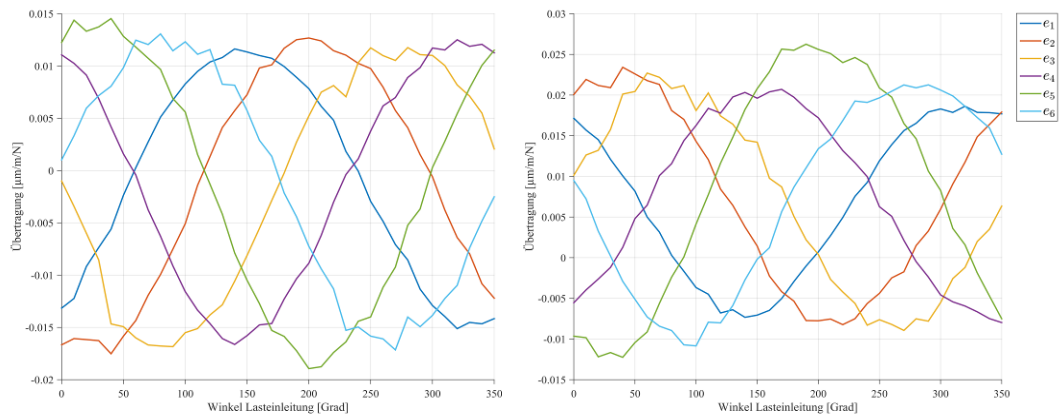


Bild 5: Übertragungsfunktion Kraft –Dehnung für eine Radumdrehung (radiale Kraft/tangentiale Kraft)

Der Verlauf der normierten Dehnungen ist etwas unstetig, das kann auf eine nicht einheitliche Einleitung der Last für jeden Radwinkel hindeuten. Außerdem sind die Beträge nicht an allen DMS gleich, was durch einen Unterschied in der radialen Position zwischen den Messstellen verursacht werden kann.

4. Messfahrt

4.1 Applikation am Fahrzeug

Das Messrad wurde nach der Kalibrierung am Forschungsfahrzeug Editha 1.0 getestet. Dazu wurden neben dem 6-Kanal DMS Messverstärker mit Bluetooth von ME-Systeme der ABS Raddrehzahlsensor ausgewertet. Die Messwerterfassung von ME-Systeme GSVmultichannel erlaubt eine simultane Erfassung aus verschiedenen Quellen. Die Messsignale der Dehnungen werden über Bluetooth mit 500Hz Abtastfrequenz übertragen, das analoge Spannungssignal wird über einen mobilen Messverstärker per USB ausgewertet. Die zeitsynchrone Aufnahme aller Signale ist wichtig für die spätere Rückrechnung ins nichtrotierende System.



Bild 6: Messrad mit Telemetrie System GSV-6BT an Editha 1.0

Die Stabilität der Drahtlosen Verbindung vom Rad zum Mess-Laptop ins Fahrzeuginnere ist gut, aber durch Störungen aus der Umgebung und auch aus dem Elektroauto selber nicht immer verfügbar. Hier ist ein Telemetriesystem mit separaten Antennen, die z.T. auch redundant ausgeführt sein können natürlich im Vorteil. Bezogen auf die Anschaffungskosten und auch den Bauraum ist das verwendete Messsystem sehr kompakt und findet zusammen mit dem 3.3V LiIo-Akku Platz in einem sehr kleinen Gehäuse, welches ebenfalls mit PLA im 3D-Druckverfahren hergestellt wurde. Die Anbindung zur Felge erfolgt über eine GFK-Trägerplatte welche über drei Schrauben und Abstandshalter an die Felge angeschraubt wird. Insgesamt ergibt sich ein kompaktes und günstiges Messsystem mit ausreichender Abtastrate.

4.2 Messergebnisse

Der betrachtete Lastfall ergibt sich aus den vorhergehenden Untersuchungen mit Messrädern die auch an Editha 1.0 getestet wurden. Ein relevanter Lastfall ist dabei die Schwellenüberfahrt mit geringer mit 10 km/h. Bild 7 zeigt den Verlauf der Dehnungen bei einer Schwellenüberfahrt. Zu Beginn steht das Fahrzeug und beschleunigt bei 5s dann auf 10 km/h, um dann bei 12s mit der Hinterachse die Schwelle zu passieren. Die Gewichtskraft des Fahrzeugs erzeugt in der Felge eine wechselnde Belastung, welche als harmonischer Verlauf der Dehnungswerte kenntlich wird.

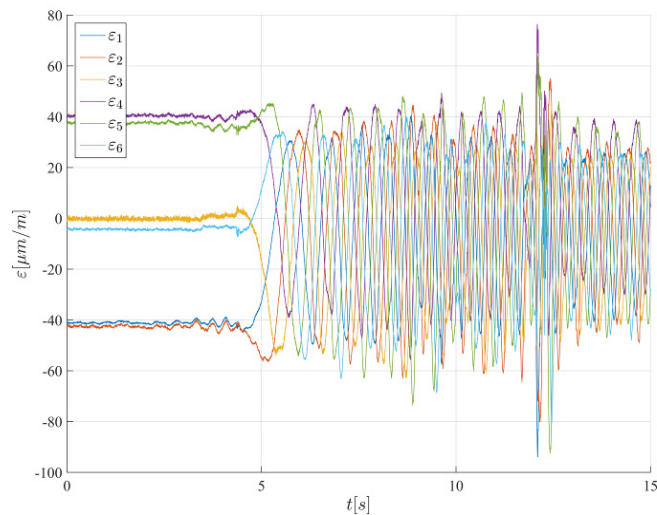


Bild 7: gemessene Dehnungen während Schwellenüberfahrt

Mit der Übertragungsmatrix werden anschließend aus den Dehnungen die Radkräfte berechnet.

$$\begin{pmatrix} {}_K F_r \\ {}_K F_{ax} \end{pmatrix} = \underline{\underline{H}}^{-1*}(\varphi = 0) \cdot \underline{\underline{\varepsilon}} \quad (4)$$

$$\begin{pmatrix} {}_I F_r \\ {}_I F_{ax} \end{pmatrix} = \underline{\underline{H}}^{-1*}(\varphi_{Rad}) \cdot \underline{\underline{\varepsilon}} \quad (5)$$

In Bild 8 unten ist der Verlauf des Radwinkels aufgetragen, der aus der Winkelgeschwindigkeit des ABS-Raddrehzahlsensors integriert wurde. Dabei ist zu erkennen, dass der berechnete Winkel nicht immer 360° , also eine volle Umdrehung ergeben. Die Referenzposition für eine neue Radumdrehung wurde dabei aus den lokalen Maxima von ${}_K F_r$ bestimmt. Wenn die Gewichtskraft des Fahrzeugs im mitrotierenden System ein Maximum erreicht, dann ist die Referenzposition des Rades erreicht, und eine neue Radumdrehung beginnt. Mit der gemessenen Winkelgeschwindigkeit kann über diese Radumdrehung durch numerische Integration der Drehwinkel berechnet werden, auch für beschleunigte Bewegungsvorgänge.

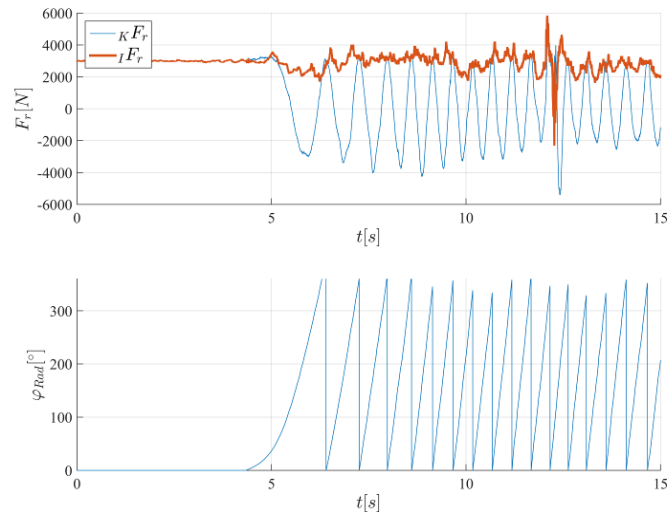


Bild 8: Einfluss der Übertragungsmatrix auf Berechnung der Radialkraft

Dennoch ergeben sich bei der Rückrechnung von ${}_K F_r$ zu ${}_I F_r$ durch die Auswahl der korrekten Übertragungsmatrix Fehler, welche in dem schwankendem Radkraftverlauf sichtbar werden, obwohl die Straße vor der Schwelle absolut eben war. Je genauer der Radwinkel bestimmt werden kann, desto besser können die nichtrotierenden Radlasten berechnet werden. Beim kommerziellen Messrad von CAEMAX wird dazu ein hoch genauer Inkrementalgeber verwendet, welcher diese Bestimmung sehr viel genauer durchführen kann. Aber die Verbindung des Drehgebers von der Felge zum Fahrzeug kann auch nicht starr sein, was bei Editha 1.0 mit einer Stange in einer Führung mit Langloch oberhalb des Radhauses ausgeführt wurde. Das Spiel zwischen Stange und Führung erzeugt eine Bewegung des Stabes, die im Drehgeber zu einer Schwingung im Drehwinkel führt, was sich bei der Rückrechnung der Kräfte im Signal widerspiegelt. Im Vergleich der beiden Messräder zueinander ist die Schwankung in der radialen Kraft ${}_I F_r$ bei beiden Messrädern vorhanden, aber beim CAEMAX Messadapter deutlich geringen. Im Stoß durch die Schwellenüberfahrt wird die gleiche Kraft gemessen, der Verlauf beim Ausfedern nach der Schwelle kann nicht gleich sein, da das CAEMAX Messrad 11 kg mehr Masse aufweist und zu einem andern Schwingungsverlauf führt.

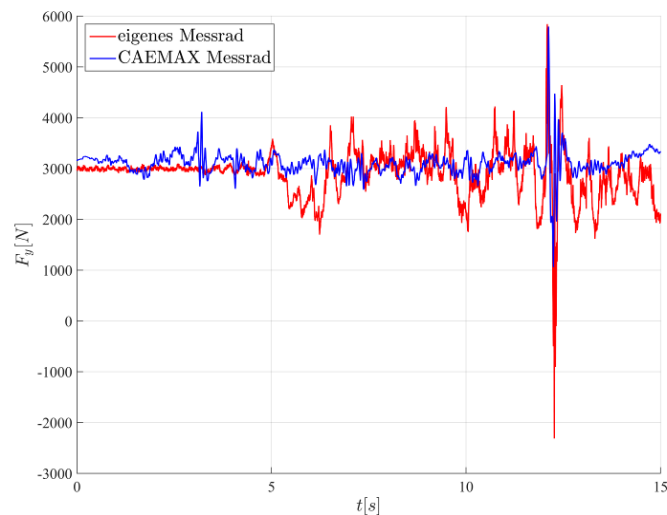


Bild 9: radiale Kraft F_r bei Schwellenüberfahrt

5. Fazit

Das vorgestellte Messrad kann die Radlasten während der Fahrt gut bestimmen. Aufgrund von systematischen Unterschieden zum CAEMAX Messrad ist die Ergebnislsgüte etwas geringer. Die zukünftigen Untersuchungen priorisieren eine Erfassung der Radposition über einen Drehgeber, welche direkt an dem Messverstärker von

ME-Systeme angeschlossen werden kann, so kann die Absolutposition des Rades direkt auf einem siebten Kanal miterfasst werden. Da der Winkel intern digital über einen Counter bestimmt wird, reichen 500Hz für die Abtastung des Winkels vollkommen aus, was für das analoge Spannungssignal des ABS Sensors nicht der Fall ist. Der schlechteren Messgüte stehen aber zahlreiche Vorteile gegenüber, was zum einen die sehr geringe Masse des Messsystems ist, die die Masse der Felge nur um 450g erhöht. Dadurch wird auch wirklich das ursprüngliche System gemessen ohne Einfluss auf ungefederte Masse und Radsteifigkeit. Neben diesen Aspekten ergibt sich auch noch ein Zulassungsrechtlicher Aspekt: Ein modifiziertes PKW Rad, wie es beim CAEMAX Messadapter vorliegt darf ohne Abnahme nicht im Straßenverkehr betrieben werden. Der Aufwand einer Zulassung und Eintragung für das jeweilige Messfahrzeug ist mit einem hohen Aufwand verbunden. Die Applikation von DMS auf der Felge hingegen stellen keine Modifikation der Festigkeit der Felge dar was gesonderte Abnahme und Eintragung des Messrads erübrigt. Neben den rechtlichen Aspekten ist der monetäre ebenfalls zugunsten des eigenen Messrades: Der Faktor zwischen den jeweiligen Anschaffungskosten beträgt etwa 100, was gerade für kleinere Projekte sehr interessant ist. Letztlich kann diese Messmethode auch für andere rotierende oder auch nicht rotierende Messobjekte angewendet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Späth, R.: Messrad für die Erfassung der Radkräfte an der Traktorhinterachse. LANDTECHNIK, 56(5), 312–313. <https://doi.org/10.15150/lt.2001.1788>, 2001
- [2] Evers, W.; Reichel, J.; Eisenkolb, R.; Ehardt, I.: RoaDyn™ : Ein Entwicklungswerkzeug für Felge und Radaufhängung, Sonderdruck SD920-234d-11.02, Kistler Instrumente AG, Winterthur, Schweiz, 2002
- [3] Daniel, C.; Pöschel, H. :Smarter als Smart Zur Ermittlung von realen Radlasten bei einer Elektrofahrzeug-Umrüstung wird ein völlig neues Messrad verwendet, messen, prüfen, automatisieren 5-2015 S.36-38 <http://www.b-quadrat.de/mpa/pdf/mpa-ausgaben/Gesamt-PDF-mpa-5-2015.pdf>, 2015
- [4] Daniel, C.; Nitzschke, S.; Woschke, E.; Strackeljan, J. : Konstruktion, Berechnung und experimentelle Belastungsmessung des Antriebsstranges von „Editha“, Tagungsband 11. Magdeburger Maschinenbau-Tage, Magdeburg, 2013
- [5] Irmscher, C.; Koch, S.; Daniel, C.; Woschke, E. :Radlastmessung an einem Elektrofahrzeug bei verschiedenen Fahrbahnbelägen inklusive Sonder- und Missbrauchereignissen, Tagungsband 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage, Magdeburg, 2017

Modellierung und Identifikation der dynamischen Radlasten des Elektrofahrzeugs BugEE

M.Sc. Hannes Heidfeld ¹⁾, Dr.-Ing. Martin Schünemann ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ³⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, hannes.heidfeld@ovgu.de, +49 391 67 52668

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, martin.schuenemann@ovgu.de, +49 391 67 52952

³⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de, +49 391 67 58606

Zusammenfassung

Modellgestützte Methoden finden bei der Entwicklung einer modellbasierten Fahrzustandsschätzung und Fahrdynamikregelung am Modulträger Elektrofahrzeug „BugEE“ Anwendung. Im Rahmen der Weiterentwicklung eines bestehenden Ansatzes ist ein dynamisches Modell der Vertikaldynamik des Fahrzeugs erforderlich. Um den Aufwand späterer Auslegungsverfahren gering zu halten und die Echtzeitfähigkeit zu gewährleisten, soll dabei die Modellkomplexität auf das Notwendigste reduziert werden. Zusätzlich ist neben der eigentlichen mathematischen Modellierung die Identifikation des Modells von großer Bedeutung. Um auf eine umfangreiche Ermittlung der Fahrwerkskinematik und der Parameter der einzelnen Komponenten verzichten zu können, wird ein indirekter Ansatz über die Messung der Aufbaubewegung gewählt.

Zunächst wird auf die Modellierung des Nick- und Wankverhaltens eingegangen, um dann die Vorgehensweise zur Ermittlung der Modellparameter mit Hilfe mathematischer Optimierungsverfahren näher zu betrachten. Da die Parameter der Nick- und Wankdynamik des Fahrzeugaufbaus nichtlinear eingehen, wird zur Parameteroptimierung ein Verfahren auf Basis der nichtlinearen kleinsten Fehlerquadrate (Nonlinear Least Squares) eingesetzt. Darauf folgt die Erläuterung der durchgeführten Fahrversuche, nämlich Brems-Manöver zur Anregung der Nickdynamik sowie Slalom-Manöver zur gezielten Anregung der Wankdynamik des Fahrzeuges. Neben einer Inertialmesseinheit zur Erfassung der Beschleunigungen, des Nick- sowie des Wankwinkels und der Drehraten des Fahrzeuges wird ein 6-Komponenten-Messrad verwendet, um die über die Felge eingeleitete Vertikalkraft zu ermitteln. Anhand weiterer Messreihen erfolgt abschließend für verschiedene Fahrmanöver die Validierung des identifizierten Modells.

Schlüsselwörter: Kraftfahrzeug, Modellierung, Identifikation, Vertikaldynamik

1. Einleitung

Bei der Entwicklung von Regelsystemen zur Stabilisierung der Fahrdynamik oder der Steigerung des Komforts von Kraftfahrzeugen kommen immer häufiger modellgestützte Methoden zur Anwendung. Dabei werden Fahrversuche und Messungen teilweise durch Simulationen ersetzt, wodurch Aufwand und Kosten bei der Entwicklung reduziert werden können [1]. Weiterhin können die Modelle zur Auslegung und Überwachung der Regelsysteme genutzt werden. Als Modell kann eine mathematische Beschreibung des physikalischen Verhaltens des Fahrzeugs verstanden werden, dessen Parameter für eine praktische Nutzung bestimmt werden müssen. Die Ermittlung dieser Parameter (z.B. Massen, Längen, Steifigkeiten, ...) kann auf verschiedenen Wegen erfolgen [1], z.B. durch Berechnung mit CAD-Modellen, Direkte Messung oder Parameteroptimierung. Bei der letzten Variante werden das System und das zu identifizierende Modell durch Testsignale angeregt und die Antwort des realen Systems gemessen. Anschließend werden die Modellparameter so variiert, dass der Fehler zwischen der gemessenen und der simulierten Systemantwort minimal wird.

Im Rahmen dieses Beitrags wird ein Modell hergeleitet und identifiziert, welches die dynamischen Radlastschwankungen eines Versuchsfahrzeugs in Abhängigkeit der im Schwerpunkt vorliegenden Beschleunigungen abbildet. Dieses Modell ist Teil eines Gesamtfahrzeugmodells, das zur Onlineschätzung des dynamischen Fahrzustands eingesetzt wird.

Für die Modellierung und Parameteridentifikation der Fahrzeugvertikaldynamik, die maßgeblich die Radlasten beeinflusst, finden sich in der Literatur verschiedene Ansätze. Einen allgemeiner Überblick über die Identifikation komplexer Fahrzeugmodelle wird in [2] gegeben und am Beispiel der Fahrzeugvertikaldynamik veranschaulicht. Auch in [3] wird detailliert auf die Identifikation von Fahrwerksmodellen eingegangen. In [4] wird ein komplexes Fahrzeugvertikalmodell entwickelt, welches sowohl nichtlineare Effekte der Feder-Dämpfer-Elemente, als auch

die Radmassen und Reifenelastizitäten berücksichtigt. Zur Beschreibung des Dämpferverhaltens wird hierbei ein neuronales Netz verwendet. Zur Anregung des realen Fahrzeugs wird ein Prüfstand verwendet und zahlreiche Sensoren, z.B. für die vertikale Auslenkung und Beschleunigung der Räder, der Nick- und Wankgeschwindigkeit sowie der Vertikalbeschleunigung der Karosserie und die Auslenkung der Fahrwerksquerlenker, zur Messwerterfassung eingesetzt.

Da im Rahmen dieses Beitrags für die Anregung des Fahrzeugs kein Prüfstand zur Verfügung steht, wird die Anregung der Vertikaldynamik des realen Fahrzeugs im Rahmen von Fahrversuchen realisiert. Zur Generierung von Messwerten für die Systemidentifikation wird eine vergleichsweise geringe Anzahl von Sensoren verwendet. Die Radaufstandskräfte werden mit einem Kraftmessrad und die Beschleunigungen und Drehraten im Schwerpunkt mit einer Inertialmesseinheit (Inertial Measurement Unit – IMU) gemessen. Mittels eines Kalman-Filters berechnet diese weiterhin den Nick- und Wankwinkel des Fahrzeugs.

Zur Minimierung des Rechenaufwands bei späteren Online-Anwendungen wird ein lineares Modell mit geringer Komplexität zur Beschreibung der Radlaständerungen verwendet. Im Folgenden wird in Abschnitt 2 die Modellierung der Fahrzeugvertikaldynamik, in Abschnitt 3 die Sensorik und Messwerterfassung und in Abschnitt 4 die Identifikation der Modellparameter erläutert. Zum Abschluss werden eine Zusammenfassung und ein Ausblick gegeben.

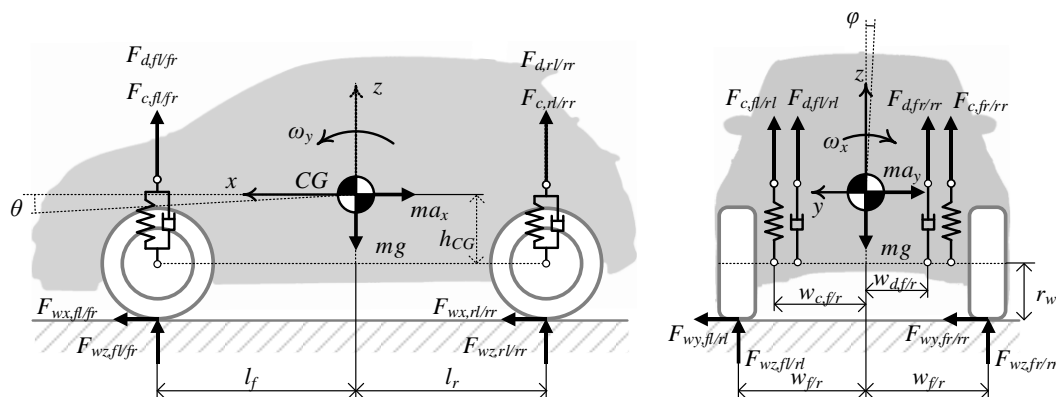


Abbildung 1: Vertikalmmodell des Fahrzeugs

2. Modellierung der Fahrzeugvertikaldynamik

2.1 Herleitung des Modells

Die Modellierung der Nick- und Wankdynamik erfolgt in dieser Arbeit mit einem vereinfachten Modell, welches aus dem räumlichen Zweispurmodell aus [1] abgeleitet wurde. In Abbildung 1 ist das Modell schematisch dargestellt. Auf den Schwerpunkt des Fahrzeugs wirken bei Beschleunigung oder Kurvenfahrt Trägheitskräfte, woraus eine Nick- und Wankbewegung resultiert und folglich dynamische Änderungen der Radlasten erzeugt werden. Dabei bezeichnet h_{CG} die Höhe des Schwerpunkts über den Radmittelpunkten und r_w den Radradius. Die Angriffspunkte der vertikalen Feder- und Dämpferkräfte liegen dabei auf Höhe des Schwerpunkts, während die Angriffspunkte der horizontalen Radkräfte am Fahrzeugchassis auf Höhe der Radaufstandspunkte liegen. Der vordere und der hintere Wankstabilisator sind in der Abbildung nicht enthalten, werden im Modell jedoch als eingepreigte Kräfte und Momente berücksichtigt. Um die Komplexität des Modells gering zu halten, wurden die Fahrbahnneigung und -steigung, die Massen der Räder und die Elastizität der Reifen vernachlässigt. Zunächst werden der Fahrzeuggeschwindigkeits-, der Fahrzeugdrehraten- und der Winkelvektor (Kardanwinkel)

$$\mathbf{v} = \begin{bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\omega} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix}, \boldsymbol{\phi} = \begin{bmatrix} \psi \\ \theta \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (1)$$

definiert, wobei vektorielle Größen im Folgenden durch fette Formatierung gekennzeichnet sind. Zur Umrechnung der Vektoren von den Koordinaten des Fahrzeugsystems in die des Inertialsystems wird die Transformationsmatrix

$$\mathbf{T}_0 = \begin{bmatrix} c(\psi) c(\theta) & -s(\psi) c(\varphi) + c(\psi) s(\theta) s(\varphi) & s(\psi) s(\varphi) + c(\psi) s(\theta) c(\varphi) \\ s(\psi) c(\theta) & c(\psi) c(\varphi) + s(\psi) s(\theta) s(\varphi) & -c(\psi) s(\varphi) + s(\psi) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\theta) & c(\theta) s(\varphi) & c(\theta) c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (2)$$

mit $c(x) = \cos(x)$ und $s(x) = \sin(x)$ verwendet. Zur Umrechnung der Vektoren von Fahrzeug- in Radkoordinaten wird die Transformationsmatrix

$$\mathbf{T}_w = \begin{bmatrix} c(\delta) c(\theta) & s(\delta) c(\varphi) + c(\delta) s(\theta) s(\varphi) & -s(\delta) s(\varphi) + c(\delta) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\delta) c(\theta) & c(\delta) c(\varphi) - s(\psi \delta) s(\theta) s(\varphi) & -c(\delta) s(\varphi) - s(\delta) s(\theta) c(\varphi) \\ -s(\theta) & c(\theta) s(\varphi) & c(\theta) c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (3)$$

mit dem Lenkwinkel δ verwendet. Weiterhin ergibt sich aus \mathbf{T}_0 für $\psi = 0$ die Transformationsmatrix

$$\mathbf{T} = \begin{bmatrix} c(\theta) & s(\theta) s(\varphi) & s(\theta) c(\varphi) \\ 0 & c(\varphi) & -c(\psi) s(\varphi) \\ -s(\theta) & c(\theta) s(\varphi) & c(\theta) c(\varphi) \end{bmatrix} \quad (4)$$

zur Umrechnung in das ebene Fahrzeugkoordinatensystem, das zur Definition der Windwiderstandskraft und der Gewichtskraft benötigt wird. Unter der Annahme, dass die Windwiderstandskraft parallel zur Fahrbahn und von vorne wirkt, lautet der Impulserhaltungssatz in Fahrzeugkoordinaten

$$m(\dot{\mathbf{v}} + \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{v}) = \mathbf{F} + \mathbf{T}^T \begin{bmatrix} -\frac{1}{2} \rho c_w A v_x |v_x| \\ 0 \\ -mg \end{bmatrix} \quad (5)$$

mit der Summe der horizontalen Komponenten der Radkräfte $\mathbf{F}_{w,i}$ und der Feder- und Dämpferkräfte aus (16) gemäß

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{bmatrix} = \sum_{i \in \{fl, fr, rl, rr\}} \mathbf{T}_w^T \left(\begin{bmatrix} F_{wx,i} \\ F_{wy,i} \\ 0 \end{bmatrix} + \mathbf{F}_{c,i} + \mathbf{F}_{d,i} \right). \quad (6)$$

Die Lenkwinkel an den Vorderrädern werden als $\delta_{fl} = \delta_{fr}$ und an den Hinterrädern als $\delta_{rl} = \delta_{rr} = 0$ angenommen. Im Rahmen der Modellierung der Vertikaldynamik wird nur die Komponente in z-Richtung der Gleichung (5) verwendet. Für die Berechnung der auf den Fahrzeugaufbau wirkenden Drehmomente werden die Angriffspunkte der Kräfte bezüglich des Schwerpunkts benötigt. Es wird vereinfachend angenommen, dass die Angriffspunkte der Fahrwerkskräfte auf Schwerpunkthöhe und die Angriffspunkte der Radkräfte in der Straßenebene liegen. Damit lauten die Koordinaten der Angriffspunkte der Federkräfte

$$\mathbf{l}_{c,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ w_{c,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -w_{c,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ w_{c,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{c,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -w_{c,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (7)$$

die der Dämpferkräfte

$$\mathbf{l}_{d,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ w_{d,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -w_{d,f} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ w_{d,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{d,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -w_{d,r} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (8)$$

und die der Radkräfte

$$\mathbf{l}_{w,fl} = \begin{bmatrix} l_f \\ w_f \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,fl} \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{w,fr} = \begin{bmatrix} l_f \\ -w_f \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,fr} \end{bmatrix}, \quad (9)$$

$$\mathbf{l}_{w,rl} = \begin{bmatrix} -l_r \\ w_r \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,rl} \end{bmatrix}, \mathbf{l}_{w,rr} = \begin{bmatrix} -l_r \\ -w_r \\ -(h_{CG} + r_w) + z_{s,rr} \end{bmatrix}.$$

Weiterhin soll gelten, dass die Verhältnisse der Hebelarme in y-Richtung

$$\frac{w_{c,f}}{w_f} = \frac{w_{c,r}}{w_r} = k_c, \quad \frac{w_{d,f}}{w_f} = \frac{w_{d,r}}{w_r} = k_d \quad (10)$$

betragen. Für die Luftwiderstandskraft wird der Angriffspunkt mittig auf Höhe des Schwerpunkts angenommen. Der Drehimpulserhaltungssatz um den Schwerpunkt in Fahrzeugkoordinaten lautet damit

$$\mathbf{J}\dot{\boldsymbol{\omega}} + \boldsymbol{\omega} \times (\mathbf{J}\boldsymbol{\omega}) = \sum_{i \in \{fl, fr, rl, rr\}} \left(\mathbf{l}_{c,i} \times \mathbf{T}^T \mathbf{F}_{c,i} + \mathbf{l}_{d,i} \times \mathbf{T}^T \mathbf{F}_{d,i} + \mathbf{l}_{w,i} \times \mathbf{T}_w^T \begin{bmatrix} F_{wx,i} \\ F_{wy,i} \\ 0 \end{bmatrix} \right) + \begin{bmatrix} M_{st,f} + M_{st,r} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (11)$$

mit

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} J_x & 0 & 0 \\ 0 & J_y & 0 \\ 0 & 0 & J_z \end{bmatrix}. \quad (12)$$

Der Zusammenhang zwischen den Drehraten um die Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems und den Ableitungen des Gier-, Nick- und Wankwinkels lautet

$$\dot{\boldsymbol{\phi}} = \begin{bmatrix} -s(\theta) & 0 & 1 \\ c(\theta)s(\varphi) & c(\varphi) & 0 \\ c(\theta)c(\varphi) & -s(\varphi) & 0 \end{bmatrix}^{-1} \boldsymbol{\omega}. \quad (13)$$

Zur Modellierung der Vertikaldynamik werden nur die Komponenten in x- und y-Richtung der Gleichung (11) berücksichtigt. Bei der Berechnung der Fahrwerkskräfte wird vereinfachend festgelegt, dass diese senkrecht zur Fahrbahn wirken und die Räder keine Hubbewegung ausführen. Zunächst werden die Einfederwege benötigt, welche in Abhängigkeit des Nickwinkels, des Wankwinkels und der vertikalen Auslenkung z des Fahrzeugs

$$z_{s,i} = [0 \quad 0 \quad 1] \left(\mathbf{l}_{s,i} - \mathbf{T} \left[\mathbf{l}_{s,i} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z \end{bmatrix} \right] \right), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (14)$$

betragen. Letztere wird durch Integration der Vertikalgeschwindigkeit v_z nach der Zeit berechnet. Hierbei wird angenommen, dass sich der Fahrzeugaufbau bezüglich des ebenen Fahrzeugkoordinatensystems nur entlang seiner z-Achse verschieben kann. Analog dazu werden die Einfedergeschwindigkeiten als

$$\dot{z}_{s,i} = -[0 \quad 0 \quad 1] \mathbf{T} \left(\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ 0 \end{bmatrix} \times \left[\mathbf{l}_{s,i} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ z \end{bmatrix} \right] + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ v_z \end{bmatrix} \right), \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\}. \quad (15)$$

definiert. Bei der Modellierung der Feder-Dämpfer-Kräfte wird ein linearer Ansatz gewählt und nichtlineare Effekte, wie Sättigung und Hysterese, zur Erleichterung der späteren Identifikation der Modellparameter vernachlässigt. Die Feder- und Dämpferkräfte in Radkoordinaten lauten damit

$$\mathbf{F}_{c,i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ c_{s,i}(z_{s,i} + z_{s0}) \end{bmatrix}, \quad \mathbf{F}_{d,i} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ d_{s,i}\dot{z}_{s,i} \end{bmatrix}, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (16)$$

wobei z_{s0} den statischen Einfederweg bezeichnet und $c_{s,fl} = c_{s,fr} = c_{sf}$ und $d_{s,fl} = d_{s,fr} = d_{sr}$ gilt. Weiterhin wirken beim Wanken die Kräfte des Wankstabilisators

$$\mathbf{F}_{st,i} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \pm \frac{c_{st,i}}{2} \varphi \end{bmatrix}^T, \quad i \in \{fl, fr, rl, rr\} \quad (17)$$

mit $c_{st,fl} = c_{st,fr} = c_{st,f}$ und $c_{st,rl} = c_{st,rr} = c_{st,r}$ auf die Räder. Die durch die Wankstabilisatoren auf das Fahrzeug wirkenden Momente lauten

$$M_{st,f} = -\frac{c_{st,f} l_{st} \varphi}{2}, \quad M_{st,r} = -\frac{c_{st,r} l_{st} \varphi}{2} \quad (18)$$

mit der Stabilisatorlänge l_{st} , welche zur Vereinfachung als gleich an der Vorder- und Hinterachse angenommen wird. Die Radaufstandskräfte in Radkoordinaten berechnen sich aus den Feder-Dämpferkräften und den Stabilisatorkräften entsprechend

$$\mathbf{F}_{wz,i} = [0 \quad 0 \quad 1] (\mathbf{F}_{c,i} + \mathbf{F}_{d,i} + \mathbf{F}_{st,i}). \quad (19)$$

Damit das Fahrzeug hinten und vorne gleichmäßig einfedert, gilt der Zusammenhang

$$\begin{aligned} c_{s,f}l_f &= c_{s,r}l_r = c_s \\ d_{s,f}l_f &= d_{s,r}l_r = d_s \end{aligned} \quad (20)$$

und der stationäre Einfederweg beträgt

$$z_{s0} = \frac{mg}{2(c_{s,f} + c_{s,r})} \quad (21)$$

Nach Einsetzen von (2) - (4), (6) - (10) und (14) - (21) in (5), (11) und (13) sowie Auflösen nach den höchsten Ableitungen ergibt sich ein Differentialgleichungssystem

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (22)$$

mit dem Zustandsvektor

$$\mathbf{x} = [\omega_x \quad \omega_y \quad v_z \quad \varphi \quad \theta \quad z]^T \quad (23)$$

und dem Eingangsvektor

$$\mathbf{u} = [F_{wx,fl} \quad \dots \quad F_{wx,rr} \quad F_{wy,fl} \quad \dots \quad F_{wy,rr}]^T . \quad (24)$$

2.2 Linearisierung des Modells

Da in modernen PKW nur begrenzte Nick- und Wankwinkel bis ca. 5° zu erwarten sind [5] und aufgrund der geometrischen Verhältnisse ähnliches für den Fahrzeugnickenwinkel angenommen werden kann, wird das Differentialgleichungssystem um den ebenen Betriebspunkt

$$\begin{aligned} \mathbf{x}_B &= [0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0 \quad 0]^T \\ \mathbf{u}_B &= \mathbf{0}^{8 \times 1} . \end{aligned} \quad (25)$$

mit einer Taylorreihenentwicklung bis zur ersten Potenz entsprechend

$$\mathbf{f}(\mathbf{x}, \mathbf{u}) = \mathbf{f}(\mathbf{x}_B, \mathbf{u}_B) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\substack{\mathbf{x}=\mathbf{x}_B \\ \mathbf{u}=\mathbf{u}_B}} (\mathbf{x} - \mathbf{x}_B) + \left. \frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{u}} \right|_{\substack{\mathbf{x}=\mathbf{x}_B \\ \mathbf{u}=\mathbf{u}_B}} (\mathbf{u} - \mathbf{u}_B) \quad (26)$$

angenähert, woraus die Gleichungen (28) und (32) resultieren. Auf die gleiche Art und Weise werden die Radaufstandskräfte aus (19) mit

$$F_{wz,i} = F_{wz,i}(\mathbf{x}_B) + \left. \frac{\partial F_{wz,i}}{\partial \mathbf{x}} \right|_{\mathbf{x}=\mathbf{x}_B} (\mathbf{x} - \mathbf{x}_B) \quad (27)$$

approximiert, was Gleichung (33) ergibt. Aufgrund der Annahme, dass die Fahrbahn eben ist, wird die Hubbewegung zur Vereinfachung mit $z = v_z = 0$ vernachlässigt. Für die Nick- und Wankbewegung ergeben sich schließlich folgende Differentialgleichungen:

$$\begin{aligned} J_x \dot{\omega}_x + (J_z - J_y) \omega_y \omega_z &= (h_{CG} + r_w) F_y - d_{\omega,x} \omega_x - c_\varphi \varphi \\ J_y \dot{\omega}_y + (J_x - J_z) \omega_x \omega_z &= -(h_{CG} + r_w) F_x - d_{\omega,y} \omega_y - c_\theta \theta \end{aligned} \quad (28)$$

mit den Parametern für die Ersatztorsionsfedern und -dämpfer entsprechend

$$\begin{aligned} d_{\omega,x} &= 2d_{s,x} (w_f^2/l_f + w_r^2/l_r) \\ c_\varphi &= 2[c_{s,x} (w_f^2/l_f + w_r^2/l_r) + (c_{st,f} + c_{st,r}) l_{st}/2] \end{aligned} \quad (29)$$

$$\begin{aligned} d_{s,x} &= d_s k_c^2 \\ c_{s,x} &= c_s k_d^2 \end{aligned} \quad (30)$$

$$\begin{aligned} d_{\omega,y} &= 2d_s (l_f + l_r) \\ c_\theta &= 2c_s (l_f + l_r) \end{aligned} \quad (31)$$

unter Berücksichtigung von (10) und (20). Der Zusammenhang zwischen den Drehraten um die Achsen des Fahrzeugkoordinatensystems und den Ableitungen des Nick- und Wankwinkels lautet für kleine Winkel näherungsweise

$$\begin{bmatrix} \dot{\varphi} \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega_x + \theta \omega_z \\ \omega_y - \varphi \omega_z \end{bmatrix}. \quad (32)$$

Für die Radaufstandskräfte $F_{wz,i}$ ergeben sich nach der Taylorreihenentwicklung folgende Beziehungen:

$$\begin{bmatrix} F_{wz,fl} \\ F_{wz,fr} \\ F_{wz,rl} \\ F_{wz,rr} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -d_{s,x}/l_f w_f & d_s & -(c_{s,x}/l_f w_f + c_{st,f}/2) & c_s \\ d_{s,x}/l_f w_f & d_s & (c_{s,x}/l_f w_f + c_{st,f}/2) & c_s \\ -d_{s,x}/l_r w_r & -d_s & -(c_{s,x}/l_r w_r + c_{st,r}/2) & -c_s \\ d_{s,x}/l_r w_r & -d_s & (c_{s,x}/l_r w_r + c_{st,r}/2) & -c_s \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \varphi \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l_r \\ l_f \\ l_f \\ l_f \end{bmatrix} \frac{mg}{2(l_f + l_r)}. \quad (33)$$

unter Berücksichtigung von (30). Zur Vereinfachung wurde auch hier die Hubbewegung des Aufbaus vernachlässigt und lediglich die statische Einfederung aufgrund der Gewichtskraft berücksichtigt.

Das vorgestellte Modell stellt zwar eine starke Vereinfachung der realen konstruktiven Verhältnisse im Fahrzeug dar, berücksichtigt jedoch trotzdem sowohl die statische Radlastverteilung als auch die dynamischen Lastwechselreaktionen. Gleichzeitig besteht das Modell lediglich aus einem Differentialgleichungssystem vierter Ordnung und erfordert daher einen vertretbaren Rechenaufwand zur Lösung.

3. Versuchsfahrzeug und Sensorik

Die experimentelle Identifikation des Vertikaldynamikmodells erfolgt mit dem Versuchsfahrzeug BugEE (Abbildung 2), einem Elektrofahrzeug mit vier Radnabenmotoren für Forschung und Lehre. Im Fahrzeug ist am rechten Hinterrad ein Kraftmessrad *CAEMAX WFT-C^x* verbaut, mit dem sich die in die Felge eingeleiteten Kräfte und Drehmomente in x -, y - und z -Richtung messtechnisch erfassen lassen. Für die Modellidentifikation wird lediglich die vertikale Komponente der Radkraft $F_{wz,rr}$ verwendet. Die Eingangsgrößen des Modells sind entsprechend (28) die Summen der Radkräfte in Längs- und Querrichtung F_x und F_y . Weil im Fahrzeug jedoch nur am rechten Hinterrad Längs- und Querkräfte gemessen werden können, erfolgt die Schätzung der Eingangsgrößen aus der im Schwerpunkt gemessenen Beschleunigung und der daraus resultieren Trägheitskraft.

$$\begin{aligned} F_x &\approx m(a_x + \theta g) \\ F_y &\approx m(a_y + \varphi g) \end{aligned} \quad (34)$$

Der Einfluss der Luftwiderstandskraft auf den Nickwinkel wird dabei vernachlässigt. Zur Messung der Beschleunigungen a_x und a_y , der Wank- und Nickwinkel φ und θ sowie die Drehraten ω_x , ω_y und ω_z wird ein nahe dem Fahrzeugschwerpunkt verbautes Fahrdynamikmesssystem *Genesys ADMA-G EntryLevel* verwendet. Dieses verwendet GPS-Daten zusammen mit Messsignalen von MEMS-Inertialsensoren (Micro-Electro-Mechanical-System) in einem Algorithmus zur Sensordatenfusion, um Zustandsgrößen der Fahrdynamik, wie beispielsweise Position, Geschwindigkeit, Beschleunigung, Nick- / Wankwinkel, zu schätzen.



Abbildung 2: Versuchsfahrzeug BugEE mit Sensorik

4. Identifikation der Modellparameter

Im Folgenden wird die Methodik zur Identifikation der Parameter des in Abschnitt 2 vorgestellten Modells erläutert. Ein Teil der Modellparameter ist im Voraus bekannt, z.B. die Masse des Fahrzeugs und die Abstände der Räder zum Schwerpunkt, welche sich durch Wiegen der Radlasten ermitteln lassen. Das Massenträgheitsmoment um die Hochachse J_z und die Höhe des Scherpunkts h_{CG} wurden im Vorfeld während der Identifikation eines Einspurmodells ermittelt [6].

Tabelle 1: Bekannte Modellparameter [6]

m	J_z	w_f	w_r	h_{CG}	l_f	l_r	r_w
760 kg	530 kgm ²	0,76 m	0,72 m	0,16 m	1,25 m	1,00 m	0,275 m

Die unbekannt Modellparameter J_x , J_y , c_s , d_s , $c_{s,x}$, $d_{s,x}$, c_{st} und l_{st} werden aus experimentell gewonnenen Messdaten mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate ermittelt. Da das Fahrzeug über keinen Wankstabilisator an der Vorderachse verfügt, gilt $c_{st,f} = 0$. Im Vorfeld der Parameteridentifikation werden die Messwerte durch ein Tiefpassfilter mit einer Eckfrequenz von 20 Hz gefiltert und die Nullpunktfehler korrigiert.

4.1 Identifikationsverfahren

Da die Differentialgleichungen aus (28) nichtlinear von den unbekannt Modellparameter abhängig sind, wird das Verfahren der nichtlinearen kleinsten Fehlerquadrate (Nonlinear Least Squares) verwendet. Dieses Verfahren ist in der Literatur, z.B. [7], detailliert beschrieben und in der *Simulink Design Optimization* Toolbox von MATLAB/SIMULINK implementiert [8]. Um diese nutzen zu können, wurden die Modellgleichungen aus Abschnitt 2.2 in SIMULINK umgesetzt.

4.2 Fahrmanöver

Folgende Fahrversuche werden zur Parameteridentifikation durchgeführt:

1) *Dynamisches Abbremsen*

Bei diesem Fahrmanöver erfolgt eine transiente Anregung der Längsdynamik des Fahrzeugs durch wiederholtes starkes Abbremsen (Stotterbremsung). Dabei wird isoliert die Nickdynamik angeregt, da $\omega_x = \varphi = 0$ näherungsweise erfüllt ist und die Parameter c_s , d_s und J_y ermittelt werden können. Die gemessene Längsbeschleunigung a_x dient dabei als Eingangsgröße des Systems und θ , ω_y und $F_{z,rr}$ dienen als Ausgangsgrößen für die Quantisierung des Modellfehlers durch das Optimierungsverfahren.

2) *Slalom*

Zur Ermittlung der Parameter J_x , $c_{s,x}$, $d_{s,x}$, $c_{st,r}$ und l_{st} wird eine transiente Anregung der Quer- und Wankdynamik durch ein Slalommanöver vorgenommen, wobei eine gleichzeitige Anregung der Nickdynamik jedoch nicht vermeidbar ist. Die Fahrzeuggeschwindigkeit ist näherungsweise konstant und liegt bei ca. 45 km/h, während der Abstand der Pylonen 18 m beträgt. Die gemessenen Größen a_y , ω_y und ω_z dienen hier als Eingangsgrößen des Modells und φ , ω_x und $F_{z,rr}$ dienen als Ausgangsgrößen.

Durch die weitestgehend getrennte Anregung der Dynamikanteile und Identifikation der jeweiligen Parameter, sollen die einzelnen Identifikationsprobleme in der Anzahl ihrer Unbekannten reduziert werden. Dadurch werden bessere Ergebnisse erwartet, da die Modell- und Messfehler des einen Dynamikanteils jeweils den anderen nicht beeinflussen.

4.3 Ergebnisse und Validierung

Die anhand der Daten aus dem dynamischen Abbremsmanöver identifizierten Modellparameter für die Nickdynamik sind in Tabelle 2 aufgeführt. Durch Vergleich mit dem Massenträgheitsmoment J_z um die Hochachse lässt sich feststellen, dass der identifizierte Wert für J_y physikalisch plausibel ist. Im Vergleich mit herkömmlichen PKW ist der Wert aufgrund der Gitterrohrkonstruktion des Fahrzeugs relativ niedrig. Auch die Werte für c_s und d_s liegen in einem Bereich, der aufgrund der Kenntnis von Werten aus der Simulationsumgebung *IPG CarMaker*® [9] und der geringen Fahrzeugmasse zu erwarten ist.

Tabelle 2: Identifizierte Modellparameter Dynamisches-Abbrems-Manöver

J_y	c_s	d_s
204 kgm ²	32580 N/rad	2300 Ns/rad

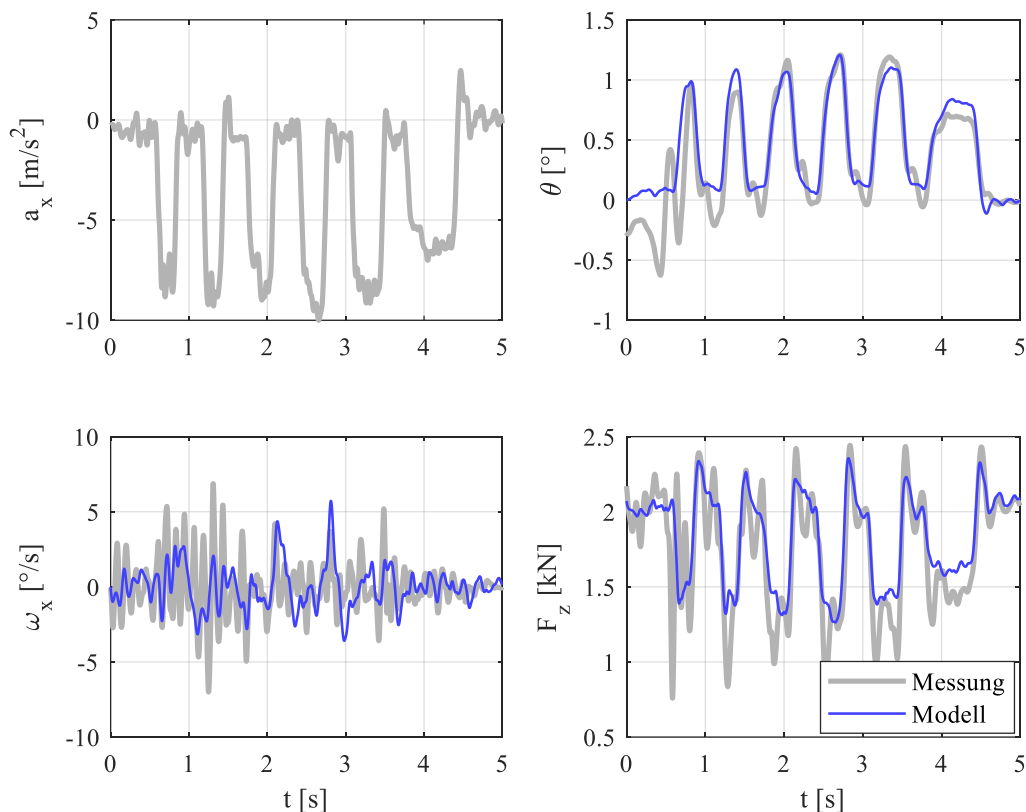


Abbildung 3: Validierung des Modells im Dynamischen-Abbrems-Fahrversuch

Tabelle 3 enthält die anhand der Daten aus dem Slalommanöver identifizierten Modellparameter für die Wankdynamik des Versuchsfahrzeugs. Im Vergleich mit den Daten aus dem Manöver zur Anregung der Nickdynamik, sind die hier identifizierten Werte ebenfalls physikalisch plausibel. Das Massenträgheitsmoment J_x um die x-Achse ist größer als das um die y-Achse, aufgrund der Konstruktion des Fahrzeugs wurde jedoch das Gegenteil erwartet. Weiterhin ist im Vergleich zur Spurbreite des Fahrzeugs von $2w_f$ bzw. $2w_r$ die Länge des Stabilisators l_{st} zu hoch. Bei beiden Sachverhalten liegt die Schlussfolgerung nahe, dass die Ursache dafür die getroffenen Modellvereinfachungen sein können.

Tabelle 3: Identifizierte Modellparameter Slalom-Manöver

J_x	c_{sx}	d_{sx}	l_{st}	c_{str}
252 kgm ²	16418 N/rad	2427 Ns/rad	1,39 m	15065 N/rad

Zur Validierung der Ergebnisse wurden die beiden Fahrversuche wiederholt und die gemessenen mit den durch das Modell berechneten Größen verglichen. Im Folgenden sind die zeitlichen Verläufe dieser Größen dargestellt. Abbildung 3 zeigt das dynamische Abbremsmanöver mit den relevanten Größen, wobei die Anregung hauptsächlich durch die Längsbeschleunigung erfolgt. Der vom Modell berechnete Nickwinkel θ stimmt qualitativ gut mit den Messwerten überein. Lediglich zu Beginn des Fahrversuchs sind größere Abweichungen sichtbar, die beispielsweise durch Unebenheiten in der Straße oder die Elastizität der Reifen hervorgerufen werden könnten. Beide Effekte werden im Modell nicht berücksichtigt. Bei der Drehrate ω_y um die Fahrzeugquerachse wird der Messwert durch ein starkes Rauschen überlagert, was eine Bewertung der Modellgüte nur eingeschränkt ermöglicht. Bei der Radaufstandskraft hinten rechts zeigt sich ebenfalls eine qualitativ gute Übereinstimmung mit den Messwerten, jedoch gibt es zu den Zeitpunkten, an denen die Bremsvorgänge eingeleitet werden und somit das Hinterrad entlastet wird, größere Abweichungen. Diese können beispielsweise durch die nicht modellierte Reifenelastizität und Nichtlinearitäten der Fahrwerksfeder- und Dämpferelemente verursacht werden.

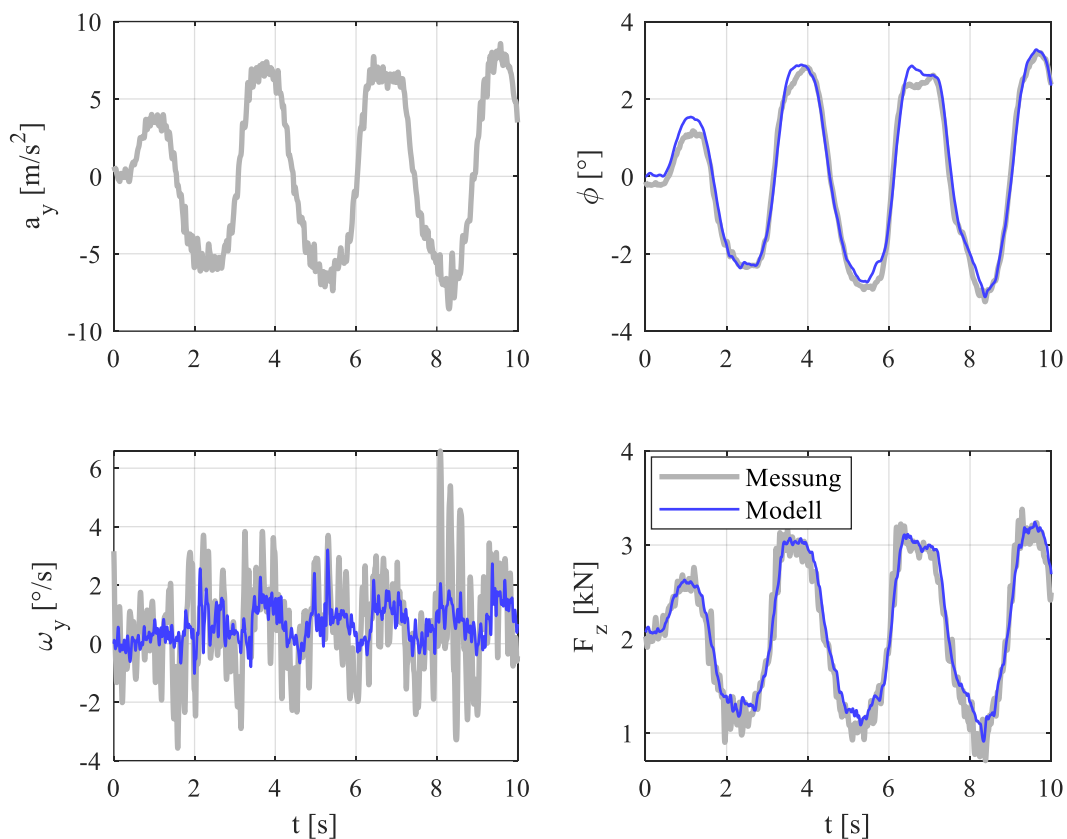


Abbildung 4: Validierung des Modells im Slalom-Fahrversuch

Die Ergebnisse aus dem zur Validierung durchgeführten Slalom-Fahrversuch sind in Abbildung 4 dargestellt. Hier regt maßgeblich die auf den Fahrzeugschwerpunkt wirkende Querbeschleunigung die Wankdynamik an. Der Slalomversuch wurde so durchgeführt, dass Reifenkräfte nahe der Haftgrenze liegen, das Fahrzeug jedoch stabil bleibt und ohne starke Brems- und Beschleunigungsmanöver auf konstanter Geschwindigkeit gehalten werden kann. Beim Wankwinkel ϕ ist eine qualitativ und quantitativ gute Übereinstimmung zwischen Messung und Modellgröße zu erkennen. Die erreichten Winkelamplituden sind hier größer als beim vorangegangenen Fahrversuch, obwohl die Amplitude der Beschleunigung ähnlich groß ist. Dies stimmt mit der Tatsache überein, dass die Hebelarme der Fahrwerkskräfte bezüglich der y-Achse deutlich größer als die bezüglich der x-Achse sind und sich somit eine vergleichsweise höhere Nicksteifigkeit ergibt. Bei der Drehrate um die x-Achse zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim dynamischen Abbremsen, obwohl hier das Verhältnis von Rauschen und zugrundeliegendem Signal etwas günstiger ist und eine qualitative Übereinstimmung zwischen Messung und Modellgröße zu erkennen ist. Auch bei der Radaufstandskraft sind nur geringe Abweichungen zwischen Messung und Modellgröße vorhanden. Jedoch ist hier die Amplitude der Kraftänderung deutlich größer als beim vorherigen Fahrversuch und somit ergeben die absolut gesehen ähnlich großen Abweichungen hier kleinere relative Abweichungen. In beiden Fahrversuchen, die jeweils Extremfälle des Fahrverhaltens darstellen, liefert das Modell

zufriedenstellende Verläufe für Nick- und Wankwinkel sowie die Radaufstandskraft am Hinterrad. Ob die Radaufstandskräfte an der Vorderachse ebenfalls korrekt berechnet werden, kann nur durch weitere Messungen validiert werden, bei denen das Kraftmessrad am Vorderrad verbaut ist.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Zur Berechnung der Vertikaldynamik in Form der Nick- und Wankwinkel sowie der dynamischen Änderungen der Radaufstandskräfte in Abhängigkeit der auf den Schwerpunkt wirkenden Beschleunigungen wurde ein Modell 4. Ordnung entwickelt. Anhand von experimentellen Daten konnten für das Modell physikalisch weitgehend plausible Parameter identifiziert werden. Zur Validierung des Modells wurden weitere Messungen durchgeführt, wobei sich gezeigt hat, dass das Modell auch bei extremen Fahrmanövern eine zufriedenstellende Genauigkeit bietet.

Aufgrund der begrenzten Verfügbarkeit von Messtechnik, konnte nur die Radlaständerung am rechten Hinterrad erfasst und validiert werden. Demzufolge muss noch die Validierung der Modellgrößen für die übrigen Radaufstandskräfte erfolgen. Weiterhin vernachlässigt das entwickelte Modell den Einfluss von Straßenneigung und -steigung, wobei dieser Aspekt Gegenstand zukünftiger Untersuchungen werden kann. Dies bedingt den Einsatz weiterer Sensoren zur Erfassung der Fahrwerksbewegung, um zwischen der Straßenneigung und dem Nick- und Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus unterscheiden zu können. Außerdem kann in Betracht gezogen werden, die Reifenelastizität und Nichtlinearität der Fahrwerkelemente im Modell zu berücksichtigen und den Einfluss auf die Güte der Modellgrößen zu untersuchen. Dies kann zunächst in der Simulation untersucht werden, um den Aufwand für die Durchführung von Fahrversuchen zu reduzieren.

Der Beitrag ist im Rahmen der Forschungstätigkeiten des Vorhabens „Kompetenzzentrum eMobility“ entstanden. Dieses wird durch den Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung (EFRE) gefördert.



EUROPÄISCHE UNION
EFRE
Europäischer Fonds für
regionale Entwicklung

Literaturverzeichnis

- [1] Schramm, D., Hiller, M. u. Bardini, R.: Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2010
- [2] Kallenbach, R.: Identification Methods for Vehicle System Dynamics. Vehicle System Dynamics 16 (1987) 3, S. 107–127
- [3] Isermann, R. u. Münchhof, M. (Hrsg.): Identification of Dynamic Systems. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2011
- [4] Cui, Y. u. Kurfess, T. R.: Vehicle Parameter Identification for Vertical Dynamics. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control 137 (2015) 2, S. 21013
- [5] Diermeyer, F.: Methode zur Abstimmung von Fahrdynamikregelsystemen hinsichtlich Überschlagsicherheit und Agilität, Technische Universität München Dissertation. München 2008
- [6] Heidfeld, H., Schünemann, M. u. Kasper, R.: Parameteridentifikation der Längs- und Querdynamik des Modulträger Elektrofahrzeugs „BugEE“ anhand standardisierter Fahrmanöver. In: 13. Magdeburger Maschinebautage. 2017
- [7] Papageorgiu, M.: Optimierung. Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung. Berlin: Springer 2012
- [8] Matlab Documentation: Simulink Design Optimization - Parameter Estimation, The MathWorks, 2018
- [9] CarMaker® Reference Manual Version 7.1, IPG Automotive Group, 2018

Nutzbarkeitsuntersuchung der Messdaten eines Komponenten-Messrades für die Parameteridentifikation mathematisch-empirischer Reifenmodelle am Beispiel des Forschungsfahrzeugs Editha

M.Sc. Hannes Heidfeld¹⁾, Dipl.-Ing. Sebastian Koch²⁾, Dr.-Ing. Martin Schünemann¹⁾,
Dr.-Ing. Christian Daniel²⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper¹⁾, Jun.-Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke²⁾

¹⁾Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, martin.schuenemann@ovgu.de, +49 391 6752952

²⁾Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, christian.daniel@ovgu.de, +49 391 6751329

Zusammenfassung

Die Parametrierung semi-empirischer mathematischer Reifenmodelle erfordert den Einsatz aufwändiger und kostenintensiver Prüfstandstechnik. Heute sind zwar neben den klassischen stationären Trommel- und Flachbahnprüfständen auch fahrbare Reifenprüfstände verfügbar, für Messungen der Kräfte und Drehmomente am Fahrzeug während der Fahrt muss trotzdem spezielle Messtechnik, sogenannte Komponenten-Messräder, eingesetzt werden. In diesem Beitrag soll daher untersucht werden, inwieweit die mit einem Komponenten-Messrad erfassten Messwerte für die Parametrierung von mathematischen Kennlinienmodellen der Reifenkraft nutzbar sind und somit auf zusätzliche aufwands- und kostenintensive Prüfstände verzichtet werden kann.

Zu Beginn werden verschiedene Konzepte für Reifenprüfstände zur Ermittlung der Reifenkraft-Schlupf-Charakteristik sowie die Reifenkraftmessung mittels Komponenten-Messräder vorgestellt und auf den Messaufbau im Versuchsfahrzeug eingegangen. Nach einer kurzen Vorstellung der verwendeten Reifenmodelle wird die Vorgehensweise für die Identifikation der Modellparameter beschrieben und die Ergebnisse dargestellt. Anhand der Qualität der Messwerte, des identifizierten Modells und des Vergleichs mit Validierungsdaten wird die Anwendbarkeit der Komponenten-Messräder zur Parametrierung von mathematischen Reifenkraft- bzw. Reibbeiwert-Schlupf-Modellen diskutiert.

Schlüsselwörter: Reifenmodell, Identifikation, Reifenkräfte, Reifenschlupf, Messung

1. Einleitung

Im Bereich Forschung und Entwicklung hat sich der Einsatz modellgestützter Methoden etabliert. Dem erforderlichen Zeit- und Kostenaufwand für die Modellierung und Parametrierung steht eine Vielzahl von Einsatzmöglichkeiten von der Konzeptstudie bis hin zur Parameteroptimierung gegenüber. Für die Entwicklung von Fahrdynamikregelungen sind Modelle erforderlich, deren Aussagekraft und Qualität maßgeblich von der Modellierung des Rad-Straße-Kontaktes abhängen. Aufgrund des vergleichsweise geringen Parametrier- und Rechenaufwands werden insbesondere für fahrdynamisch extreme Fahrmanöver (z.B. Vollbremsungen mit ABS-Eingriffen) bevorzugt mathematisch-empirische oder semiphysikalische Reifenmodelle sowie flexible Gürtelring-Modelle eingesetzt. Die Ermittlung der notwendigen Modellparameter erfolgt hauptsächlich auf hochspezialisierten Reifenprüfständen, in denen lediglich der Reifen mit Felge eingespannt wird. Bedingt durch den komplexen experimentellen Aufbau und die erforderliche Infrastruktur sind diese Versuche mit hohen Kosten verbunden.

Sollen fahrdynamische Untersuchungen am realen Fahrzeug durchgeführt werden, kommen Komponenten-Messräder zum Einsatz. Diese erfassen mittels Kraftmesselemente (Dehnungsmessstreifen) die während der Fahrt übertragenen Kräfte und Drehmoment an einer speziell angefertigten, in der Regel geteilten Felge. Der Kosten- und Infrastrukturaufwand ist hierbei deutlich geringer gegenüber spezialisierten Prüfständen, was sich allerdings unter anderem negativ auf die Qualität der Messergebnisse auswirken könnte.

Zu Beginn dieses Beitrages werden verschiedene Prüfstandskonzepte zur Ermittlung der Parameter von mathematisch-empirischen Reifenmodellen zusammenfassend vorgestellt. Anschließend wird auf die Messung von Kräften und Drehmomenten unter Nutzung von Komponenten-Messrädern eingegangen. Hierbei werden unter anderem die einstellbaren fahrdynamischen Randbedingungen, die Reproduzierbarkeit der Messungen und die Einflussgrößen auf das Kraftübertragungsverhalten des Reifens sowie die zu erwartenden Messfehler betrachtet. Danach werden das verwendete Versuchsfahrzeug und die durchgeführten Fahrmanöver erläutert. Im Anschluss erfolgt die Parameteridentifikation zweier mathematisch-empirischer Reifenmodelle zur

Beschreibung der stationären Reifenkraft- (vereinfachte *Magic Formula*) bzw. Reibbeiwert-Schlupf-Charakteristik (vereinfachtes Reifenmodell nach BURCKHARDT). Anhand der gewonnenen Ergebnisse wird anschließend die Verwendbarkeit eines parametrisierten Reifenmodells auf Basis von Messungen mit einem Komponenten-Messrad diskutiert und mögliche Erweiterungen und Verbesserungsvorschläge abgeleitet.

1.1 Reifenprüfstände

Die messtechnische Erfassung des Reifenverhaltens für verschiedene Fahrzeugbereifungen (Motorrad, PKW, LKW) ist bei der Entwicklung eines Reifens insbesondere zur Absicherung der gewünschten Eigenschaften unerlässlich. Um das erforderliche Spektrum der Reifentests von der Bestimmung des Rollwiderstands über Belastungs- und Misuse-Szenarien bis hin zur Bewertung der Akustik durchführen zu können, sind verschiedene Prüfstände mit spezifischer Aktuatorik und Sensorik erforderlich. Der Fokus dieses Beitrages liegt auf der Ermittlung der Reifenkraft-Schlupf-Charakteristik für fahrdynamische Untersuchungen in der Simulation, wobei hierfür mit entsprechenden, zumeist mathematisch-empirischen, Reifenmodellen die Längs- und Querkraft in Abhängigkeit des Umfangsschlupfes bzw. des Schräglaufwinkels beschrieben werden (z.B. *Magic Formula* [1], *TMeasy* [2]). Weitere Ansätze zur Modellierung der Reifenkräfte basieren auf einer Reibbeiwert-Schlupf- oder Reibbeiwert-Geschwindigkeits-Charakteristik (z.B. BURCKHARDT [3], *LuGre* [4]) und der Reifenaufstandskraft. Auf die erforderlichen Experimente und Prüfstände zur Parametrierung dieser Reifenmodelle gehen beispielsweise PACEJKA (*Magic Formula*) [1] und BURCKHARDT [3] ein. Hierbei kommen vorrangig Trommelprüfstände zum Einsatz, deren Lauffläche mit verschiedenen Materialien (z.B. Stahl, Beton, Asphalt, Korund) versehen werden kann. Damit die Krümmung der Trommel auf das Verhalten des Reifens möglichst keinen Einfluss hat, müssen diese einen gewissen Mindestradius aufweisen, was einen erhöhten Platzbedarf des Prüfstandes bedeutet. Um dies zu vermeiden und gleichzeitig die Krümmung der Lauffläche beinahe zu eliminieren, werden sogenannte Flachbahnprüfstände entwickelt. Da die Lauffläche jedoch prinzipbedingt flexibel sein muss, wirkt sich die Reifenvertikalkraft auf deren Krümmung aus. Zudem ist die Wahl des Oberflächenmaterials eingeschränkt. Im Gegensatz dazu bieten mobile Reifenprüfstände die Möglichkeit, sämtliche real verfügbaren Fahrbahnen als Lauffläche zu verwenden. Damit werden realistische Randbedingungen bei der Vermessung des Reifens erzielt, allerdings weisen reale Fahrbahnoberflächen Unebenheiten und schwankende Rauigkeiten auf. Die Reproduzierbarkeit der Messung und das Einstellen stationärer Lastfälle sind somit nur eingeschränkt möglich. Zudem wirken sich die Reaktionskräfte des zu untersuchenden Reifens auf die Fahrdynamik des mobilen Prüfstandes aus. Somit wird ein erhöhter Aufwand für die Erfassung, Verarbeitung und Nachbereitung der Messdaten erforderlich.

Tabelle 1 stellt die gängigsten Konzepte stationärer und mobiler Reifenprüfstände mit Beispielen gegenüber und führt auszugsweise die Stell- und Messbereiche auf. Mittels verschiedener Aktuatoren (hauptsächlich hydraulisch, pneumatisch, elektromechanisch) werden unter anderem die Normalkraft und die Raddrehzahl vorgegeben, um stationäre Lastfälle einzustellen. Die benötigten Leistungen bzw. Kräfte und Drehmomente bei gleichzeitiger hoher Anforderung an die Genauigkeit erfordern den Einsatz leistungsfähiger Aktuatoren. Abhängig vom Typ des Aktuators sind Zusatzaggregate zur Energieerzeugung notwendig (z.B. Pumpen, Druckspeicher). Zur messtechnischen Erfassung der Reaktionskräfte und -drehmomente am Rad werden Messnaben am Radlager montiert. Die hohen stellbaren Radlasten sowie Antriebs- und Bremsdrehmomente machen einen hohen Messbereich für die Reaktionskräfte und -drehmomente erforderlich, sodass auf Messprinzipien zur Reifenkraftmessung zurückgegriffen wird, die auch bei Komponenten-Messrädern für den Einsatz an Versuchsfahrzeugen verwendet werden. Das Messprinzip und die Anordnung der Messelemente für die Messung der Reifenkräfte wird im Folgenden näher erläutert.

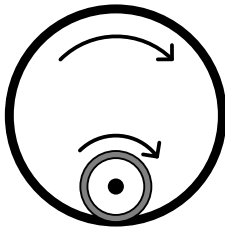
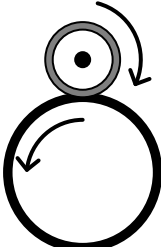
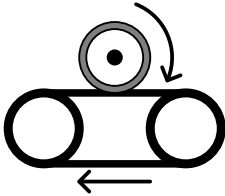
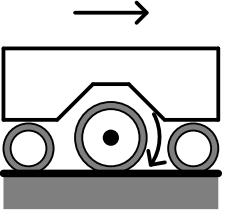




1.2 Reifenkraftmessung

Für die Messung von Radkräften während des Fahrbetriebs werden häufig Mehrkomponenten-Messräder verwendet. Bei diesen Messgeräten werden Dehnungsmessstreifen (DMS) zwischen Felge und Nabe positioniert. Dafür wird häufig ein Adapter verwendet, über den der Kraftfluss realisiert wird. Solche Systeme werden beispielsweise von den Firmen *Kistler Instrumente GmbH* und *CAEMAX Technologie GmbH* [11] hochspezialisiert angeboten. Die Adapter sind für sich kalibriert und können wie eine 6 Komponenten Kraftmessdose im Rad angesehen werden. Eine Alternative für die Messung der Reifenkräfte stellt die Dehnungsmessung mittels separater DMS direkt am Felgenkörper dar [12].

In beiden Fällen wird über eine Verformungsmessung eines elastischen Bauteils die Reifenkraft bestimmt. Dazu muss in jedem Fall eine Kalibrierung durchgeführt werden, da der Krafteintrag vom Reifen auf die Felge unbestimmt ist. Eine Berechnung der Belastungen ist grundsätzlich mit FEM möglich, die Ergebnisse sind allerdings signifikant von den Randbedingungen und dem Kontakt zwischen Reifen und Felge abhängig. Darüber hinaus wird durch die Messung an der Felge eine mit dem Rad mitrotierende Belastung gemessen.

Für die Auswertung fahrdynamischer Größen ist eine Darstellung in fahrzeuffesten Koordinaten sinnvoll. Die Rückrechnung ins Fahrzeugsystem erfordert den exakten Verdrehwinkel des Rades gegenüber der Karosserie. Beim Messrad WFT-C^x der CAEMAX Technologie GmbH wird ein Inkrementalgeber verwendet, der gleichzeitig die Übertragung von Leistung und Messwerten in einem Gehäuse realisiert. Die Abstützung gegenüber der

Tabelle 1: Übersicht stationärer und mobiler Reifenprüfstände, vgl. [5]

Typ	Innentrommel- prüfstand	Außentrommel- prüfstand	Flachbahn- prüfstand	Fahrzeug/Trailer
Konzeptskizze				
Beispiel				
	Innentrommel- prüfstand (KIT) [6]	Reifenprüfstand (TU Dresden) [7]	Flat-Trac® III CT (IABG mbH) [8]	FaReP (ika/fka) [9]
Fahrbahnoberfläche	gekrümmte Oberfläche, starr bzw. sehr steif	gekrümmte Oberfläche, starr bzw. sehr steif	flache Oberfläche, flexibel	Reale, unebene Straße, starre bzw. sehr steife Oberfläche
Fahrbahn- bedingungen	künstlich, variabel (trocken, nass, ...)*	künstlich, festgelegt	künstlich, festgelegt	variabel, nicht gleichmäßig (trocken, nass, ...)
Fahrbahnbeläge	Safety-Walk, Beton, Asphalt	Stahl, (Beton), Korund	Korund	Sämtliche Fahrbahn- oberflächen
Reproduzierbarkeit	gegeben, Laborbedingungen	gegeben, Laborbedingungen	gegeben, Laborbedingungen	eingeschränkt, aber realistische Bedingungen
Verstellung des Betriebszustandes	Lastfall vollständig vorgebar, Radlasten und Geschwindigkeit konstant	Lastfall vollständig vorgebar, Radlasten und Geschwindigkeit konstant	Lastfall vorgebar, Radlasten und Geschwindigkeit beeinflussen Laufbahn	Wechselwirkung des Versuchsrades mit der Fahrdynamik des Fahrzeugs/Trailers
Stellbereiche (u.a.):	[6]	[7]	[8]	[9]
Radlast [kN]	15	30	25±1%	60
Drehmoment [kNm]	5,5	-	±(2,8±0,02)	-25...0
Schräglaufwinkel [°]	±20	±90	±(30±0,01)	±45
Sturzwinkel [°]	-10...20	±45	-12...45±0,01	±10
Geschw. [km/h]	200 (150)**	320	250±1	90
Reifendurchmesser [m]	k.A.	0,90	bis 0,91	0,28...0,62
Messwernerfassung	Standard	Standard	Standard	erhöhter Aufwand
Messgrößen (u.a.):	[6]		[8]	[9]
Längskraft [kN]	15	k.A.	10±1%	±40
Querkraft [kN]	15	k.A.	15±1%	±40
Sturzmoment [kNm]	5,5	k.A.	10±1%	k.A.
Rückstellmom. [kNm]	1,5	k.A.	3±0,005	k.A.

* Wasserfilm bis zu 4 mm; ** 200 km/h auf Safety-Walk, 150 km/h (Asphalt, Beton)

Karosserie darf dabei nicht starr sein, um bei einer Radbewegung in Vertikalrichtung genügend Spielraum für einen Ausgleich zuzulassen (siehe Bild 1). Aus praktischen Versuchen hat sich bei den Autoren gezeigt, dass die Bewegung der Koppelstange zwischen Drehgeber und Karosserie die Umrechnung der Messwerte ins Fahrzeugsystem beeinflusst. Durch die Drehschwingung der Koppelstange mit dem Drehgeber werden auch Schwingungen in die jeweiligen Kraftmessrichtungen projiziert. Diese sind im Fahrzeugsystem eigentlich nicht vorhanden.

Die Messwernerfassung mit einem Komponenten-Messrad weist die gleichen Nachteile eines mobilen Reifenprüfstandes hinsichtlich unebener Lauffläche und bedingter Reproduzierbarkeit auf. Da die Masse des Versuchsfahrzeuges in den meisten Fällen deutlich geringer als die eines fahrenden Prüfstandes ausfallen wird, ist die Rückwirkung des Betriebspunktes auf die Fahrdynamik beträchtlich höher. Es ist somit nicht möglich, die Lastpunktgrößen Geschwindigkeit, Drehzahl und Radlast unabhängig voneinander und stationär einzustellen. Ein weiteres Problem von Messradadaptoren ist die hohe Eigenmasse, welche die ungefederte Masse des Rades deutlich erhöht. Gerade bei Untersuchungen im fahrdynamischen Grenzbereich oder von Misuse-Ereignissen wie Kantenüberfahrt verfälscht die erhöhte Masse die Reifenkraft, da das gemessene System andere dynamische Eigenschaften aufweist.

1.3 Versuchsfahrzeug

Zur Erfassung der erforderlichen Messwerte wird das an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg konzipierte Versuchsfahrzeug „Editha 1.0“ mit entsprechender Messtechnik ausgerüstet. Neben einem Komponenten-Messrad (WFT-C^x der Firma CAEMAX Technologie GmbH) zur Erfassung der Kräfte und Drehmomente sowie Drehzahl am linken Hinterrad wird ein optischer Geschwindigkeitssensor (Correvit® S-350 der Firma Kistler Instrumente GmbH) an der Fahrertür des Fahrzeuges montiert (siehe Bild 2, links). Beide Sensoren besitzen eine spezifische Auswertelektronik, welche die Messwerte mittels CAN-zu-USB-Adapter beziehungsweise Ethernet an den Messlaptop überträgt. Die Daten werden von der verwendeten Messerfassungssoftware synchronisiert und zur späteren Auswertung abgespeichert. Für die Identifikation der Reifenkraft-/Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinien müssen aus diesen Messdaten weitere Größen ermittelt werden. Der Umfangsschlupf s_x wird aus der gemessenen Raddrehzahl ω_R und der Längsgeschwindigkeit des Rades v_{Rx} nach

$$s_x = \frac{\omega_R \cdot r_{dyn} - v_{Rx}}{\max(|\omega_R \cdot r_{dyn}|, |v_{Rx}|)} \quad (1)$$

ermittelt [10].

Für rein längsdynamische Fahrmanöver entspricht die gemessene Längsgeschwindigkeit v_x in etwa der Radgeschwindigkeit v_{Rx} . Im allgemeinen Fall müsste gemäß der Einbaulage des Geschwindigkeitssensors sowie der relativen Lage des linken Hinterrades bezüglich des Fahrzeugschwerpunktes die gemessene Geschwindigkeit unter Kenntnis des Winkelgeschwindigkeitensors des Fahrzeuges in das Radkoordinatensystem transformiert werden.

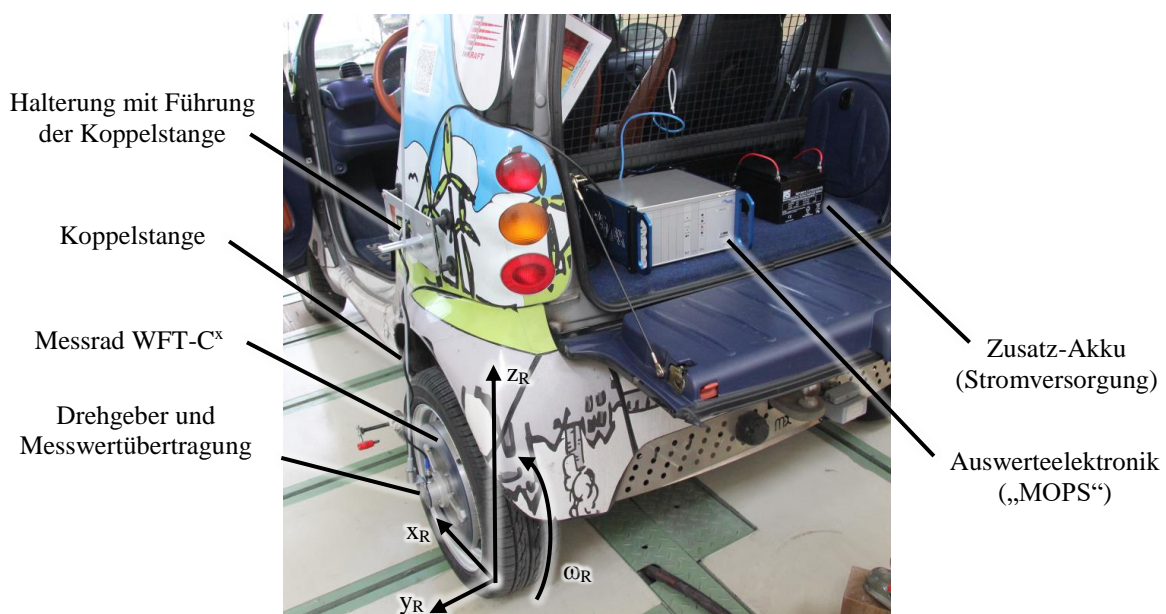


Bild 1: Messrad WFT-C^x an Editha 1.0

Um den dynamischen Radradius r_{dyn} nach (2) näherungsweise zu bestimmen [10], werden der statische Radradius r_{stat} und der Konstruktionsradius r_0 gemessen.

$$r_{dyn} = \frac{1}{3} \cdot r_{stat} + \frac{2}{3} \cdot r_0 = 0,285 \text{ m} \quad (2)$$

Zur Ermittlung des Reibbeiwertes μ werden die Messgrößen Längs-, Quer- und Vertikalkraft benötigt, die von dem eingesetzten Komponenten-Messrad bereitgestellt werden.

$$\mu = \frac{\sqrt{F_x^2 + F_y^2}}{F_z} \quad (3)$$

1.4 Fahrmanöver

Da sich an dieser Stelle auf die Identifikation des Reifenmodells für die Längskräfte konzentriert wird, werden vorrangig längsdynamische Fahrmanöver durchgeführt. Aufgrund der verhältnismäßig geringen maximalen Antriebsdrehmomente des Versuchsfahrzeugs (max. 260 Nm pro Rad) werden Anfahr-Brems-Manöver mit hohen Bremsmomenten gefahren, damit auch auf Fahrbahnen mit hohen Reibbeiwerten hohe Schlupfwerte erreicht werden. Die Fahrmanöver werden bei unterschiedlichen Witterungslagen und auf verschiedenen Untergründen wiederholt. Dies erlaubt einerseits die Identifikation der Reifenmodelle für verschiedene Fahrbahnbedingungen und andererseits einen Vergleich der Ergebnisse untereinander, weil zum Beispiel die maximal übertragbaren Reifenkräfte auf trockenem Asphalt im Vergleich zu nassem Asphalt oder Schnee deutlich höher sein müssen. Für die Fahrt auf nassem und trockenem Asphalt wird das Fahrzeug auf ca. 70 km/h beschleunigt und nach einer kurzen Rollphase bis zum Stillstand abgebremst. Auf trockenem und nassem Kopfsteinpflaster (max. 35 km/h) sowie Schnee (max. 15 km/h) werden aus Sicherheitsgründen geringere Höchstgeschwindigkeiten gewählt. Interessant für die Identifikation sind vor Allem die Datensätze, in denen hohe Schlupfwerte im Bereich um den Maximalwert der Reifenkraft- bzw. Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinie auftreten. Hierzu werden mehrmals ABS-Eingriffe mittels Vollbremsungen erzwungen, um die Zielvorgabe des ABS auszunutzen, die Bremswirkung und damit die Reifenkräfte zu maximieren. Da die Versuche auf öffentlichen Nebenstraßen durchgeführt werden, muss von wechselnden Bedingungen zwischen den Fahrten ausgegangen werden.

2. Parameteridentifikation

2.1 Reifenmodelle

Abhängig von der Zielstellung beziehungsweise dem Anwendungsbereich existiert eine Vielzahl von Reifenmodellen für die Simulation des Reifenverhaltens. Diese unterscheiden sich hauptsächlich nach dem anwendbaren Frequenzbereich und dem damit steigenden Parametrier- und Berechnungsaufwand. Eine Auflistung der unterschiedlichen Modellierungsansätze für Reifen kann beispielsweise [13] entnommen werden. Für grundlegende fahrdynamische Simulationen werden aufgrund ihres verhältnismäßig geringen

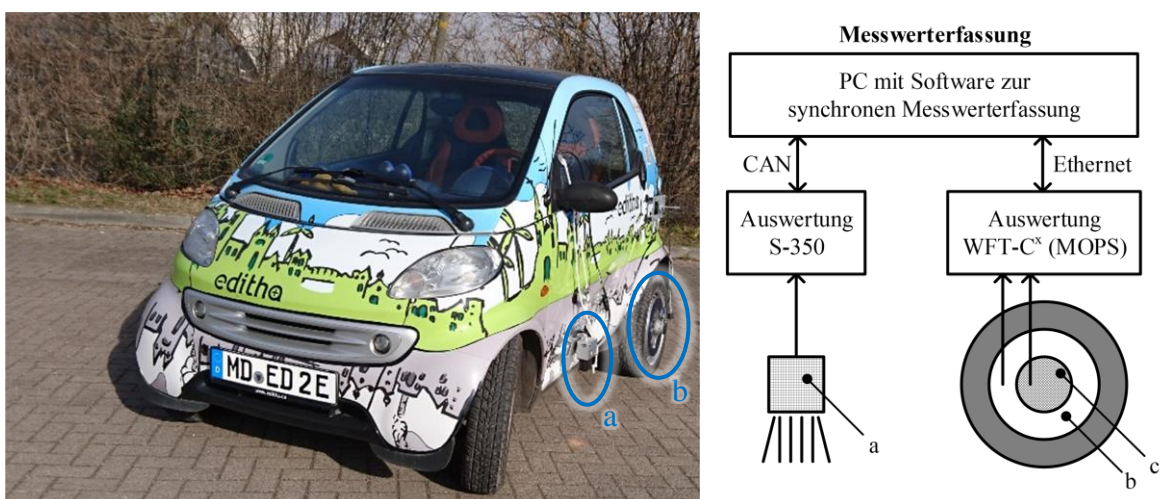


Bild 2: Versuchsfahrzeug „Editha 1.0“ mit optischem Geschwindigkeitssensor (a) an der Fahrertür und Komponenten-Messrad (b) sowie Drehzahlsensor (c) am linken Hinterrad

Berechnungsaufwandes mathematisch-empirische Reifenmodelle (Kennlinien-Modelle) eingesetzt. An dieser Stelle wird die Identifikation eines Reifenkraft-Schlupf-Modells nach PACEJKA und eines Reibbeiwert-Schlupf-Modells nach BURCKHARDT untersucht, deren Gleichungen im Folgenden kurz vorgestellt werden. Die vereinfachte Notation der *Magic Formula* von PACEJKA

$$F_x = D_x \cdot \sin(C_x \cdot \text{atan}(B_x \cdot s_x)) \quad (4)$$

weist einen geringeren Parametersatz auf, bildet den Verlauf der Reifenkraft-Schlupf-Charakteristik aber genügend genau ab. Bild 3 a) zeigt den auf den Maximalwert normierten Verlauf der Reifenkraft-Schlupf-Charakteristik nach (4). Die Parameter B_x , C_x und D_x beeinflussen den Verlauf der Kurve, wobei B_x und C_x die Krümmung und somit die Lage des Maximums beeinflussen sowie D_x den Maximalwert der Kennlinie festlegt. Des Weiteren legt das Produkt der drei Parameter den Wert der Steigung im Ursprung fest [1, 10].

$$[s_{x,max}; F_{x,max}] = \left[\frac{\tan\left(\frac{\pi}{2 \cdot C_x}\right)}{B_x}; D_x \right] \quad (5)$$

Das Reifenmodell von BURCKHARDT ist ebenfalls in einer vereinfachten Fassung mit geringerem Parametersatz verfügbar

$$\mu = C_1 \cdot (1 - e^{-C_2 \cdot |s_x|}) - C_3 \cdot |s_x| \quad (6)$$

Da dieses Reifenmodell für die Gesamtkraft und damit für den kombinierten Gesamtschlupf gilt, wird für diesen der Betrag des Längsschlupfes s_x geschrieben, wenn der Schräglaufwinkel und damit die Querkraft zu null angenommen wird. [3] In Bild 3 b) sind für verschiedene Beschaffenheiten der Fahrbahnoberfläche die Graphen der Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinie beispielhaft dargestellt. Die Lage und der Wert des Maximums der jeweiligen Kurven können nach

$$[s_{x,max}; \mu_{max}] = \left[\frac{1}{C_2} \cdot \ln\left(\frac{C_1 \cdot C_2}{C_3}\right); C_1 - \frac{C_3}{C_2} \cdot \left(1 + \ln\left(\frac{C_1 \cdot C_2}{C_3}\right)\right) \right] \quad (7)$$

bestimmt werden [14]. Um den zu erwartenden Wertebereich dieser Größen für die folgenden Betrachtungen heranziehen zu können, sind diese ebenfalls in der Graphik angegeben. Bei der Berechnung wurden die Kurven gemäß der Beispielwerte in Tabelle 2 parametrisiert.

2.2 Identifikationsverfahren

Da es sich bei beiden Reifenmodellen um nichtlineare statische Systeme handelt, wird zur Identifikation der Parameter die Methode der nichtlinearen kleinsten Fehlerquadrate (*Nonlinear Least Squares*) verwendet. Ein entsprechendes vorimplementiertes Optimierungsverfahren ist in der verwendeten *Curve Fitting Toolbox™* für *Matlab®* verfügbar, sodass an dieser Stelle nicht auf das Verfahren eingegangen, sondern auf entsprechende Literatur [15] sowie die Dokumentation [16] verwiesen wird.

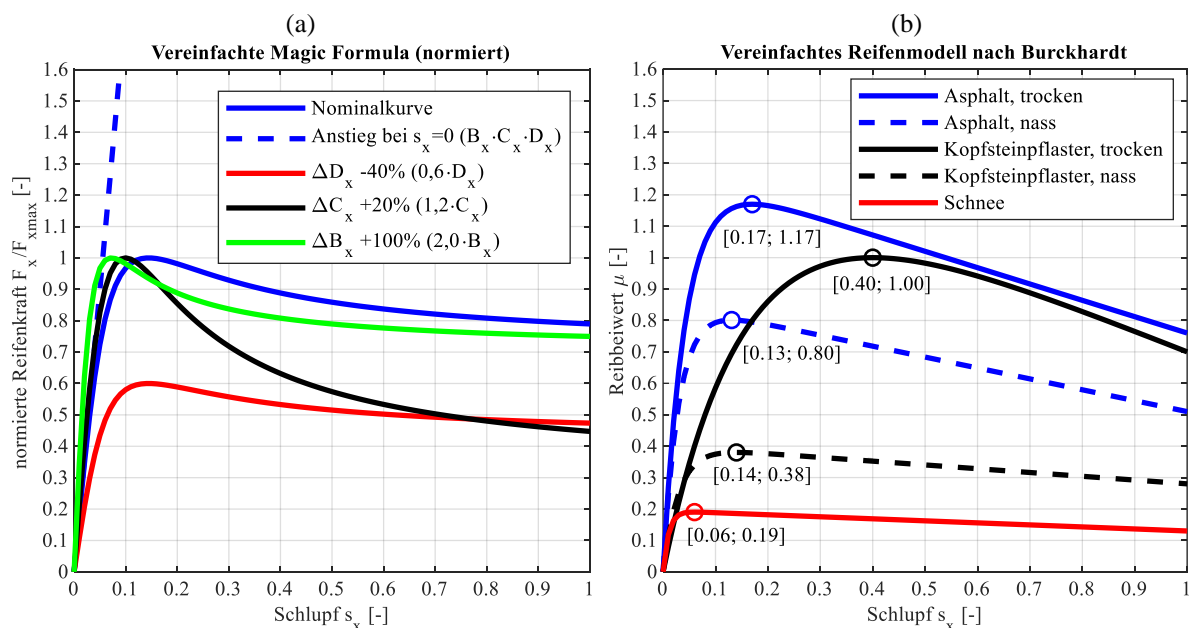


Bild 3: a) Normierte Darstellung der vereinfachten *Magic Formula* nach PACEJKA
b) Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinien nach BURCKHARDT für verschiedene Fahrbahnoberflächen

Zunächst erfolgt eine Vorverarbeitung der Daten, indem unter anderem die Messwerte herausgegriffen werden, die während des Rollens und Abbremsens bis zum Stillstand aufgezeichnet wurden. Die Anzahl der zu verarbeitenden Messpunkte wird hierdurch reduziert, ohne den Definitionsbereich des Schlupfes zu beschneiden. Des Weiteren werden die Daten aus Messfahrten mit hohen Bremsmomenten und Schlupfwerten präferiert. Nach der Definition der Modellgleichungen und Parameter wird die Identifikation unter Verwendung der *Curve Fitting Toolbox*TM durchgeführt. Die Ergebnisse sowie statistische Kennzahlen (Bestimmtheitsmaß R^2 und mittlere Residuenquadratsumme RMSE) zur Bewertung der Qualität des Modells werden im folgenden Abschnitt zusammenfassend dargestellt. Auf eine Gewichtung bestimmter Messwerte wird zum Zwecke der Vergleichbarkeit der Ergebnisse und der Vermeidung der Einflussnahme durch a-priori-Wissen verzichtet.

2.3 Ergebnisse und Validierung

Die folgenden graphischen Darstellungen zeigen jeweils die zur Identifikation und zur Validierung verwendeten Messwerte sowie die resultierenden Kennlinien der parametrisierten Modelle für Reifenkraft (vereinfachte *Magic Formula*) und Reibbeiwert (vereinfachtes BURCKHARDT Modell) für Asphalt (Bild 4), Kopfsteinpflaster (Bild 5) und Schnee (Bild 6). Da sich die Anzahl nutzbarer Messreihen nach der Vorverarbeitung der Daten erheblich reduziert hat, werden lediglich ein Datensatz zur Identifikation und ein weiterer Datensatz zur Validierung gezeigt. Es wird deutlich, dass sämtliche Messwerte in der Nähe und oberhalb des vermeintlichen Maximums starke Schwankungen aufweisen. Hierdurch wird eine gute Abbildung der Haftgrenze im Reifenmodell erschwert, da die bestimmenden Parameter der jeweiligen Modelle, insbesondere D_x und C_3 , nur mit hohen Unsicherheiten ermittelt werden können. Um den Modellparameter C_3 innerhalb eines sinnvollen Bereichs zu halten, wird dessen zulässiger Wertebereich auf $[0,01; 0,8]$ festgelegt. Hierdurch haben sich die Bewertungsgrößen R^2 und RMSE zwar leicht verschlechtert, jedoch konnte das qualitative Ergebnis bezüglich der Lage des Maximums und des degressiven Verlaufs verbessert werden. In Tabelle 2 sind die identifizierten Parameter der Reifenmodelle für alle dargestellten Fahrbahnoberflächen aufgelistet. Die Bewertungsgrößen R^2 und RMSE sind gemeinsam mit den aus den identifizierten Parametern ermittelten Maxima nach Gleichungen (5) und (7) in Tabelle 3 einzusehen.

Bei gemeinsamer Betrachtung der graphischen Darstellungen, der ermittelten Modellparameter und der daraus

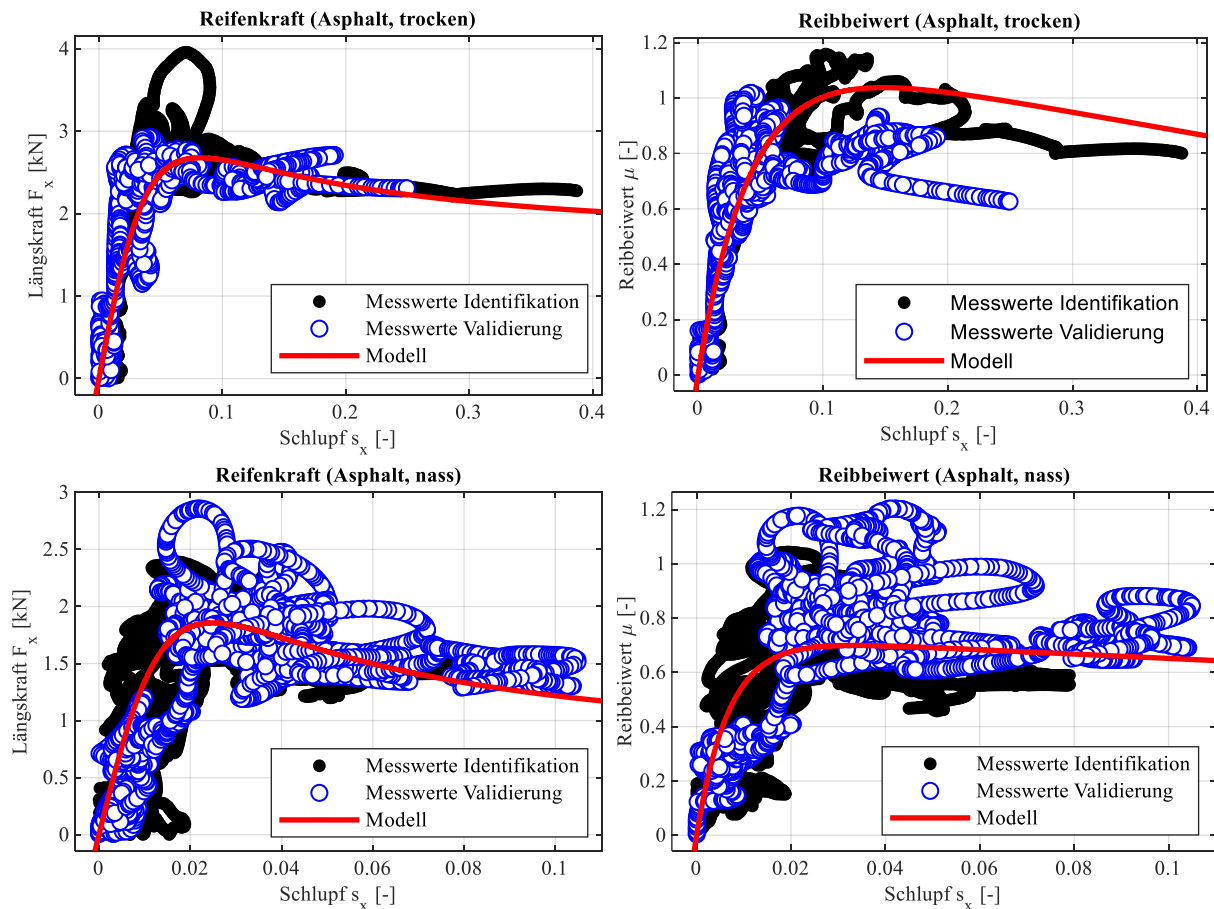


Bild 4: Graphische Darstellung der Messwerte (Identifikation und Validierung) für trockenen und nassen Asphalt sowie die identifizierte Reifenkraft-/Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinie

berechneten Maxima können nur die Ergebnisse für trockenen Asphalt, nasses Kopfsteinpflaster und Schnee als physikalisch sinnvoll betrachtet werden. Aus diesem Grund erfolgt lediglich die Auswertung der Ergebnisse dieser Modelle. Für die übrigen untersuchten Fahrbahnoberflächen ergeben sich zwar plausible Werte des Maximums, die Schlupfwerte, an denen die Haftgrenze erreicht wird, sind im Vergleich mit den Beispielen in Bild 3 b) aber viel zu gering. Die Messdaten auf trockenem Kopfsteinpflaster sind in dieser Form für eine Identifikation der Reifenmodelle nicht verwendbar, was die Werte der Bestimmtheitsmaße für beide Reifenmodelle widerspiegeln. Nichtsdestotrotz werden die Ergebnisse der Vollständigkeit halber dargestellt. Die besten Ergebnisse hinsichtlich des qualitativen Verlaufs der identifizierten Reifenmodelle und der Bewertungsgrößen werden auf trockenem Asphalt erzielt. Im Falle des Reibbeiwert-Schlupf-Modells liegen die Werte der identifizierten Modellparameter sehr nahe an der Beispielparametrierung aus der Literatur. Die sich ergebenden Maximalwerte von 1,04 und die Lage des Maximums bei 14,8% Schlupf sind ebenfalls plausibel.

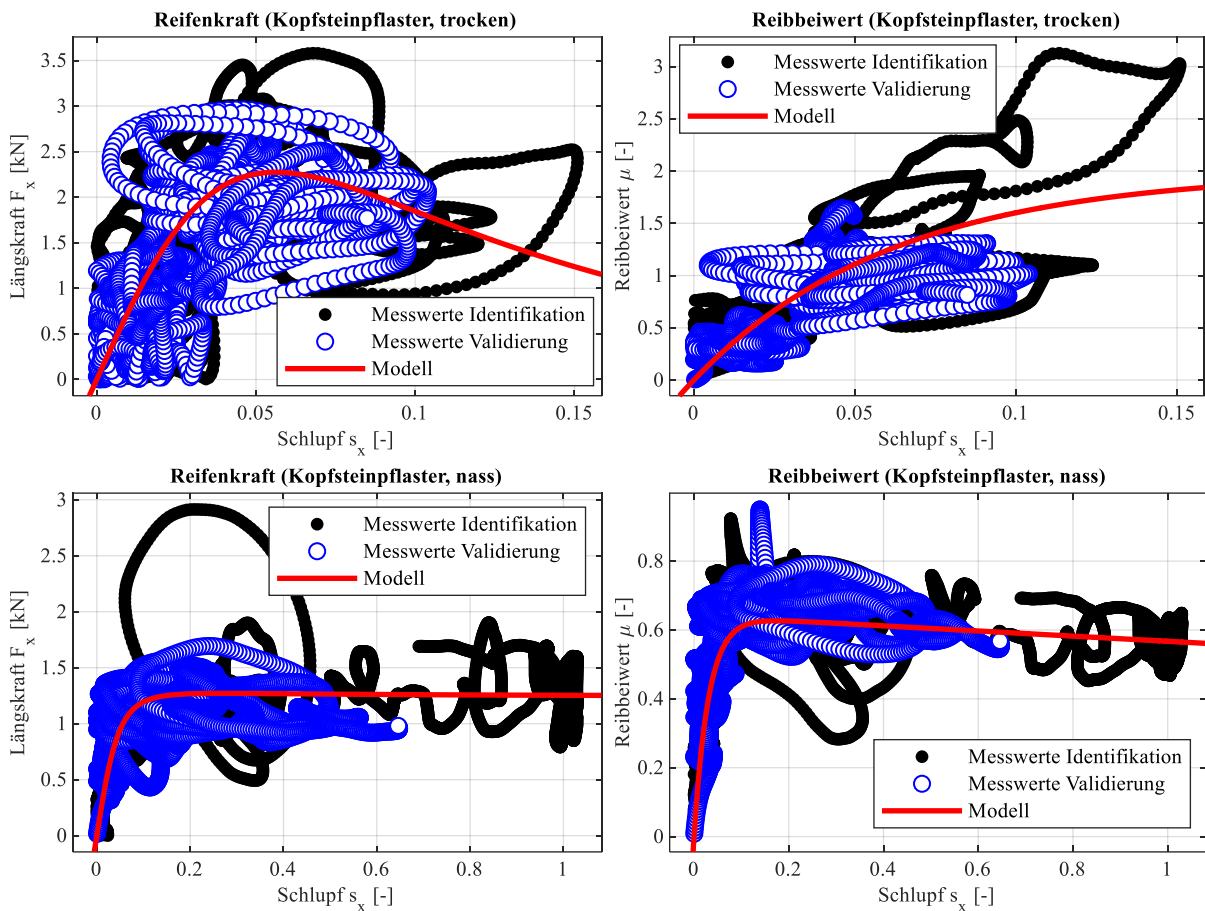


Bild 5: Graphische Darstellung der Messwerte (Identifikation und Validierung) für trockenes und nasses Kopfsteinpflaster sowie die identifizierte Reifenkraft-/Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinie

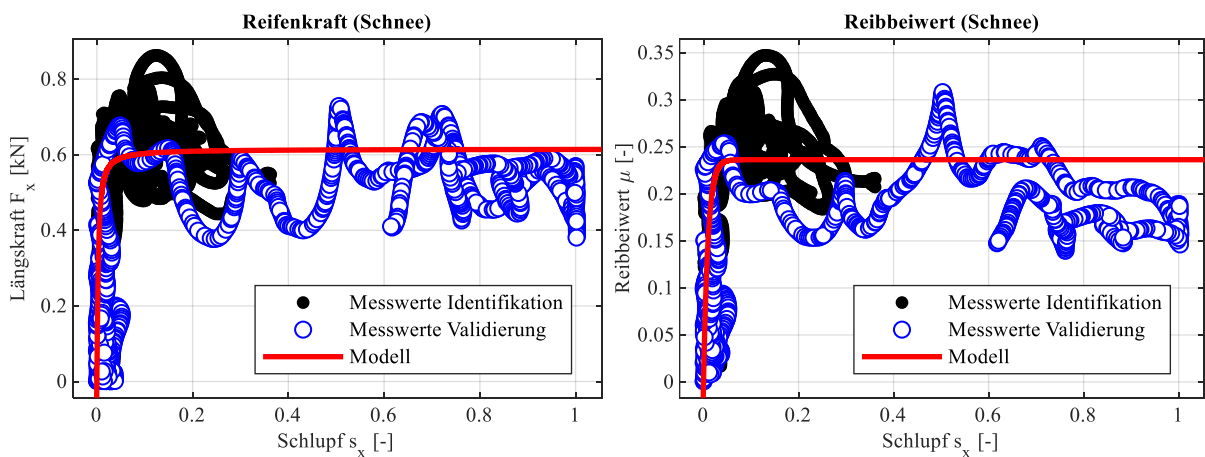


Bild 6: Graphische Darstellung der Messwerte (Identifikation und Validierung) für Schnee sowie die identifizierte Reifenkraft-/Reibbeiwert-Schlupf-Kennlinie

Tabelle 2: Ermittelte Modellparameter aus der Identifikation und Beispielparmetrierung des vereinfachten Burckhardt Modells zum Vergleich

	<i>Magic Formula</i> (Identifikation)			BURCKHARDT (Identifikation)			BURCKHARDT (Beispielparmetrierung [3])		
	B _x	C _x	D _x	C ₁	C ₂	C ₃	C ₁	C ₂	C ₃
Asphalt, trocken	18,54	1,588	2,678	1,189	24,15	0,8*	1,2801	23,99	0,52
Asphalt, nass	49,1	1,771	1,856	0,7314	146,7	0,8*	0,857	33,822	0,347
Kopfsteinpflaster, trocken	15,3	2,212	2,274	1,995	16,21	0,01*	1,3713	6,4565	0,6691
Kopfsteinpflaster, nass	18,05	1,146	1,271	0,6419	32,36	0,075	0,4004	33,708	0,1204
Schnee	121,3	1,1*	0,609	0,2378	102,6	0,01*	0,1946	94,129	0,0646

* Lösung liegt auf dem Rand des zulässigen Wertebereichs

Tabelle 3: Ermittelte Maxima, Bestimmtheitsmaße (R²) und mittlere Residuenquadratsummen (RMSE) der identifizierten Reifenmodelle

	<i>Magic Formula</i> Identifikation (Validierung)			BURCKHARDT Identifikation (Validierung)		
	Maximum [%; kN]	R ²	RMSE	Maximum [%; -]	R ²	RMSE
Asphalt, trocken	[8,20; 2,68]	0,875	0,393 (0,507)	[14,83; 1,04]	0,923	0,114 (0,148)
Asphalt, nass	[2,50; 1,86]	0,789	0,247 (0,353)	[3,34; 0,70]	0,448	0,161 (0,199)
Kopfsteinpflaster, trocken	[5,62; 2,27]	0,432	0,595 (0,574)	[49,85; 1,99]	0,242	0,446 (0,289)
Kopfsteinpflaster, nass	[27,31; 1,27]	0,911	0,143 (0,311)	[17,38; 0,63]	0,698	0,097 (0,122)
Schnee	[5,73; 0,61]	0,507	0,113 (0,261)	[7,60; 0,24]	0,183	0,06 (0,087)

Obwohl die Ergebnisse auf trockenem Kopfsteinpflaster nicht verwertbar sind, kann aus den Messwerten auf nassem Kopfsteinpflaster eine deutlich bessere Qualität der Identifikation erreicht werden, was erneut an den hohen R²-Werten bzw. den relativ geringen RMSE-Werten für beide Modelle erkennbar ist.

Bei der Identifikation der Reifenmodelle für Schnee ist zusätzlich der Parameter C_x des Reifenkraft-Schlupf-Modells manuell angepasst worden, da andernfalls die resultierende Kennlinie mit den vorliegenden Messwerten kein Maximum aufweist. Für beide Reifenmodelle ergeben sich bezüglich der Maximalwerte und der dazu gehörigen Schlupfwerte physikalisch plausible Ergebnisse, obwohl der R²-Wert deutlich geringer ist.

Bezüglich der Validierungsdaten erhöhen sich zwar in allen dargestellten Fällen die RMSE-Werte, jedoch bilden die Modelle den Verlauf bis zum Maximum weiterhin qualitativ gut ab. Die starke Streuung der Messwerte über alle Datensätze hinweg lässt jedoch keine zuverlässige Aussage über die Validierung der Modelle zu.

3. Fazit

Als aufwands- und kostenreduzierte Alternative zur Ermittlung von Messdaten für die Parametrierung von Reifenkraft-/Reibbeiwert-Schlupf-Modellen ist der Einsatz von Komponenten-Messrädern denkbar, um klassische Reifenprüfstandstechnik (Trommel-, Flachbahnprüfstand oder fahrbare Prüfstände) zu ersetzen. Um die generelle Nutzbarkeit der Messdaten an einem konkreten Beispiel zu analysieren, wurden Versuchsfahrten mit einem Komponenten-Messrad auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen durchgeführt. Mit Hilfe der erfassten Messwerte wurden exemplarisch ein Reifenkraft-Schlupf-Modell und ein Reibbeiwert-Schlupf-Modell unter Verwendung der Methode der nichtlinearen kleinsten Fehlerquadrate parametrieren. Anschließend erfolgte eine qualitative Bewertung der resultierenden Reifenkennlinien bezüglich Validierungsdaten aus weiteren Fahrversuchen sowie quantitative Aussagen hinsichtlich der Qualität der Parametrierung (R², RMSE) und der physikalischen Plausibilität durch Berechnung der Maxima der Kennlinien.

Es hat sich herausgestellt, dass die erfassten Messgrößen hohe Streuungen bei der Darstellung der Reifenkraft bzw. des Reibbeiwertes über den Schlupf aufweisen, wodurch eine zuverlässige Identifikation der Reifenmodelle nur sehr eingeschränkt möglich ist. Dies betrifft insbesondere Messwerte um und oberhalb des Maximalwertes bzw. der Haftgrenze. Trotz mehrfacher Durchführung der Fahrversuche konnte für Kopfsteinpflaster und nassen Asphalt kein geeigneter Datensatz zur Identifikation ermittelt werden. Die Ursache der Streuungen ist neben dem Rauschen der Messsignale vor Allem in der Tatsache begründet, dass Lastpunkte für Längs- und Vertikalkraft

sowie Drehzahl und Geschwindigkeit nicht unabhängig voneinander eingestellt werden können. Die Reaktionskräfte am zu vermessenden Reifen haben aufgrund der relativ geringen Fahrzeugmasse eine signifikante Rückwirkung auf die Fahrdynamik des Fahrzeuges, was für den normalen Fahrbetrieb beabsichtigt ist, das Einstellen stationärer Arbeitspunkte für die Messwerterfassung aber unmöglich macht. Somit sind die gemessenen Kräfte und Drehmomente stets von dynamischen Effekten überlagert, die ohne exakte Kenntnis der Trägheit und Bewegung des Rades sowie des Fahrzeugaufbaus nicht bestimmt werden können. Allerdings konnten aus den Messdaten für die Fahrt auf trockenem Asphalt, nassem Kopfsteinpflaster und Schnee die Reifenmodelle mit physikalisch plausiblen Werten bezüglich der Haftgrenze parametrisiert werden.

In weiteren Untersuchungen sollte daher einerseits die Anzahl der Messfahrten deutlich erhöht werden, um einen umfangreicheren Datensatz für die Identifikation und Validierung zur Verfügung zu haben. Andererseits ist auf eine möglichst gleichbleibende Beschaffenheit der Fahrbahn zu achten, was beispielsweise auf Trainingsflächen mit speziellen Fahrbahnbelägen und Bewässerungsanlagen zu erwarten ist. Hierdurch ist eine geringere Abweichung der Messreihen untereinander zu erwarten, was die Generierung eines Datensatzes mit einer gleichmäßigen Anzahl Datenpunkte über den gesamten Definitionsbereich erlaubt. Aufgrund der vergrößerten Datenmenge ist auch eine zumindest teilweise automatisierte Vorverarbeitung der Messwerte zu erwägen. Des Weiteren könnte durch eine zusätzliche Messung des Reifenradius insbesondere bei fahrdynamisch kritischen Fahrzuständen die Qualität des Reifenschlupfsignals verbessert werden. Um eine abschließende Aussage über die Nutzbarkeit der Messdaten treffen zu können, sollten zum Vergleich Messungen mit klassischen Reifenprüfständen durchgeführt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] H. B. Pacejka, I. Besselink: *Tire and Vehicle Dynamics*. 3rd Edition, Elsevier, Amsterdam, 2012.
- [2] G. Rill: TMeasy – A Handling Tire Model based on a three-dimensional slip approach. In: *Proceedings of the XXIII International Symposium on Dynamic of Vehicle on Roads and on Tracks (IAVSD 2013)*, Qingdao (China), 2013.
- [3] M. Burckhardt: *Radschlupf-Regelsysteme*. Vogel Verlag, Würzburg, 1993.
- [4] H. Yamashita, Y. Matsutani, H. Sugiyama: Longitudinal Tire Dynamics Model for Transient Braking Analysis – ANCF-LuGre Tire Model. In: *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, Nr. 3 (10), Mai 2015, S. 031003.
- [5] C. H. C. Vásquez, L. Eckstein: Increasing the accuracy of tire performance in vehicle dynamics simulations using tire models parameterized with real road test data. In: P. E. Pfeffer (Hrsg.): *7th International Munich Chassis Symposium 2016, Proceedings*, Springer Fachmedien, Wiesbaden, 2017, S. 843-864. DOI 10.1007/978-3-658-14219-353
- [6] Karlsruher Institut für Technologie, Institut für Fahrzeugsystemtechnik: Reifen-Innentrommel-Prüfstand. <https://www.fast.kit.edu/lff/1251.php> (Abruf: 26.07.2019, 9:00).
- [7] Technische Universität Dresden, Institut für Automobiltechnik Dresden (IAD): Reifenprüfstand. <https://tu-dresden.de/bu/verkehr/iad/kft/ressourcen/dateien/dokumentationen-austattung/Reifenpruefstand.pdf?lang=de> (Abruf: 26.07.2019, 9:10).
- [8] A. Schmid, S. Förtschl: Reifenmodellparametrierung – Vom realen zum virtuellen Reifen. In: *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, Nr. 3 (111), 2009, S. 188-193.
- [9] fka GmbH: Fahrbarer Reifenprüfstand. <https://www.fka.de/de/pr%C3%BCfst%C3%A4nde/fahrwerk/...50-fahrbarer-reifenpr%C3%BCfstand.html> (Abruf: 26.07.2019, 9:30).
- [10] D. Schramm, M. Hiller, R. Bardini: *Modellbildung und Simulation der Dynamik von Kraftfahrzeugen*. Springer-Verlag, Berlin, 2010.
- [11] C. Irmscher, S. Koch, C. Daniel, E. Woschke: Radlastmessung an einem Elektrofahrzeug bei verschiedenen Fahrbahnbelägen inklusive Sonder- und Missbrauchereignissen. In: *Tagungsband 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage*, Magdeburg, 2017.
- [12] C. Daniel, E. Woschke: Dynamische Radkraftmessung am PKW im Fahrbetrieb mittels DMS Applikation am Felgenkörper. In: *Tagungsband 14. Magdeburger Maschinenbau-Tage*, Magdeburg, 2019.
- [13] S. Einsle: *Analyse und Modellierung des Reifenübertragungsverhaltens bei transienten und extreme Fahrmanövern*. Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2010.
- [14] M. Schünemann: *Fahrdynamik – Regelung für Elektrofahrzeuge mit Einzelradantrieben*. De Gruyter, Berlin, 2018.
- [15] M. Papageorgiou, M. Leibold, M. Buss: *Optimierung – Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. 3. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 2012.
- [16] *Matlab Documentation: Curve Fitting Toolbox*. The MathWorks, 2018.

Der Beitrag ist im Rahmen der Forschungstätigkeiten des Vorhabens „Kompetenzzentrum eMobility“ entstanden. Dieses wird durch den Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung (EFRE) gefördert.

Exotherme Reaktionen bei Lithium-Ionen Batterien

Dr.-Ing. Sarah-K. Hahn¹⁾, M.Sc. Alexander Saupe²⁾

¹⁾Institut für Apparate- und Umwelttechnik / Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, sarah.hahn@ovgu.de, 0391 / 67 58 939

²⁾GENIUS Entwicklungs GmbH, Rangsdorf, Deutschland, a.saupe@genius-patent.de, 03375 / 24 60 960

Zusammenfassung

Der Beitrag thematisiert das thermische Durchgehen bei Lithium-Ionen Batterien durch exotherme Reaktionen. Es wurde untersucht, wie die Anordnung von Zellen innerhalb eines Zellpakets sowie von Zellpaketen untereinander diesen Prozess beeinflussen kann. Zudem wurde getestet, inwiefern die Reaktionen durch eine Löschung mit Wasser zu unterbinden sind. Um das Gefährdungsrisiko durch Explosionen und toxische Brandgase abzuschätzen, wurden des Weiteren entstehende Gase und die Vollständigkeit der Verbrennung betrachtet. Der Schwerpunkt lag bei den Komponenten CO₂, CO, CH₄ und HF. Im Ergebnis hat sich gezeigt, dass Wasser als Löschmittel geeignet und eine waagerechte Anordnung der Zellen sicherheitstechnisch von Vorteil ist. Die Gasentstehung variierte mit der Zellchemie und dem Zellaufbau, wobei eine erhöhte Produktion an Fluorwasserstoff mit einer verringerten Freisetzung von Kohlenstoffmonoxid einherging. Zur Absicherung der Ergebnisse sind zusätzliche Tests sowie eine quantitative Bestimmung der Konzentrationen weiterer Gaskomponenten geplant.

Schlüsselwörter: Lithium-Ionen Batterien, thermal runaway, Sicherheit

1. Einleitung

Die Bedeutung von Lithium-Ionen Batterien für die Elektromobilität steigt beständig. So finden die Batterien zunehmend bei Fahrrädern und Personenkraftfahrzeugen Verwendung. Im Rahmen des durch den Europäischen Fonds für Regionale Entwicklung (EFRE) geförderten Projekts „KeM – Kompetenzzentrum eMobility“ arbeiten daher Einrichtungen aus der Forschung und der Industrie gemeinsam an Lösungen, wie die Elektromobilität in Deutschland zukünftig vorangetrieben werden kann. Das Teilprojekt „Inhärent sichere Batterien für die Elektromobilität“ thematisiert dabei die Beherrschung der Gefahren, die von den neuen Speichermedien ausgehen können.

Hier ist insbesondere das thermische Durchgehen (Thermal Runaway – TR) zu nennen, das zur Bildung des sehr toxischen Gases Fluorwasserstoff (HF) und zu Explosionen führen kann. Entsprechend der Ursache, dem Zeitpunkt und dem Ort dieses Ereignisses variieren die Risiken mit den betroffenen Personengruppen. Kommt es beispielsweise im Rahmen der Herstellung oder Wartung zu potentiellen Vorstufen eines solchen Ereignisses (beispielsweise Elektrolytaustritt), kann geschultes Personal Gegenmaßnahmen einleiten. Im Betrieb des Fahrzeugs werden Vorstufen, wie erhöhte Temperaturen einzelner Zellen, in der Regel durch das Batteriemanagementsystem erkannt. Dies greift jedoch nicht bei abgestellten Fahrzeugen. Als weiteres kritisches Ereignis sind Verkehrsunfälle zu nennen. Dies gilt insbesondere, wenn verunfallte Personen im Fahrzeug eingeklemmt sind und durch zu alarmierende Einsatzkräfte befreit werden müssen. Neben den Fahrzeuginsassen und eventuellen Ersthelfern besteht schließlich eine Gefahr für die Einsatzkräfte, die neben der Personenrettung die Brandbekämpfung vornehmen.

Um die Risiken zu quantifizieren, wurden zunächst kleinskalige Versuche mit unterschiedlichen Zelltypen von Lithium-Ionen Batterien durchgeführt. Anhand von Zellpaketen aus zylindrischen Zellen wurde untersucht, wie die Lage der Zellpakete zueinander das thermische Durchgehen und den Löscherfolg mit Wasser beeinflusst. Des Weiteren erfolgten Versuche mit Rund- und Pouch-Zellen. Hier wurde untersucht, welche Gase in Abhängigkeit der Zellchemie beim thermischen Durchgehen der Zellen freigesetzt werden. Es wurde ein Versuchsreaktor entwickelt und die entstehenden Gaskonzentrationen mittels Fourier-Transformations-Infrarot (FTIR) Spektroskopie gemessen.

2. (Brand-)Ausbreitung und -löschung

Die Versuche zum Übergang des TR innerhalb von Zellpaketen und auf weitere Zellpakete sowie zur Löschung der resultierenden Brände erfolgten im Rahmen einer studentischen Arbeit [1]. Hierbei wurden verschiedene Aufbauten und Löschmittel getestet. Im Folgenden wird ein Überblick gegeben, der den Versuchsaufbau und die Ergebnisse der Löschversuche mit Wasser thematisiert.

2.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Die Tests erfolgten mit Rundzellen des Typs 18650, die bei Elektrofahrrädern Verwendung finden. Hierbei besteht die positive Elektrode (Kathode) aus Lithium-Nickel-Mangan-Cobalt-Oxid (NMC), die negative Elektrode (Anode) aus Graphit und der Elektrolyt aus dem Leitsalz Lithiumhexafluorophosphat sowie den Lösemitteln Ethylencarbonat und Diethylencarbonat. Herstellerbedingt sind die Zellen in Packs zusammengefasst und lagen in zwei Standards von 7 und 11 Ah vor (Nennspannung 36 V). Ein Zellpaket besteht aus bis zu 14 Rundzellen. Für die Versuche wurden jeweils drei Zellpakete nebeneinander angeordnet, sodass in Summe rund 40 Zellen Verwendung fanden. Die Zellen waren entweder waagrecht oder senkrecht ausgerichtet, wie Abbildung 1 zeigt.

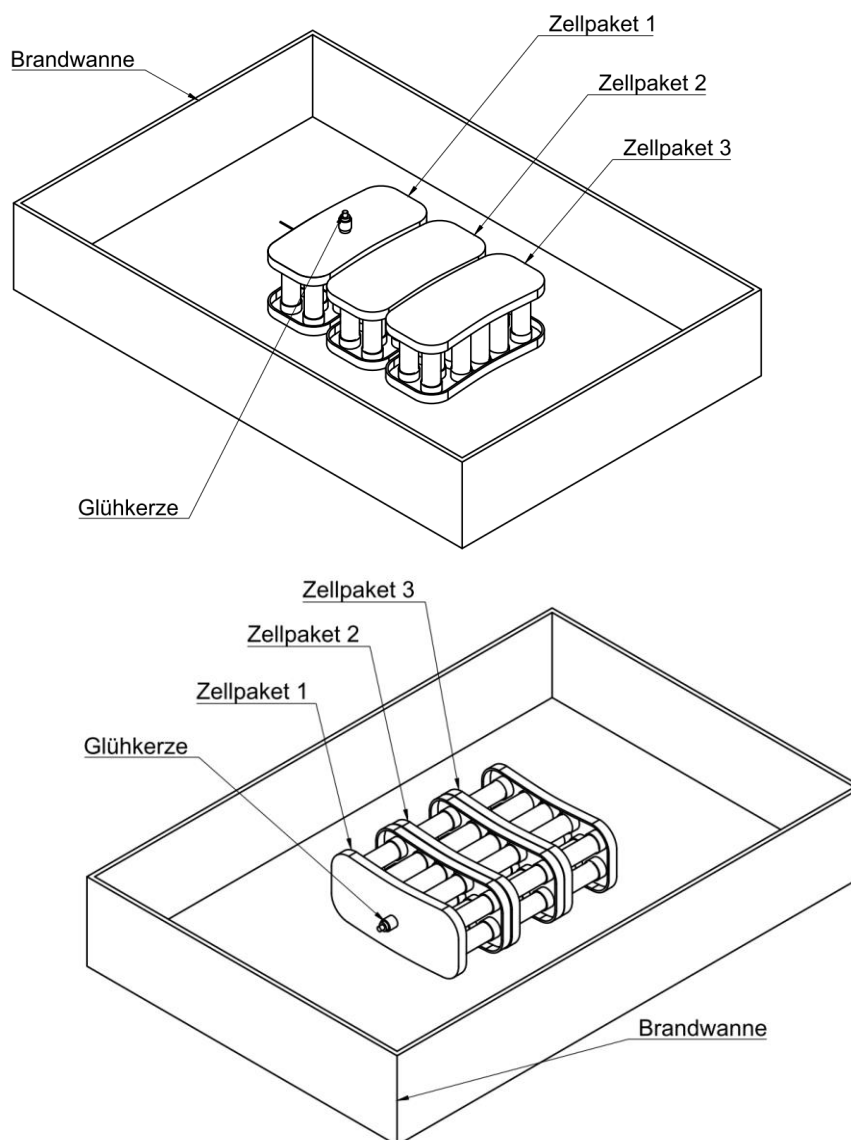


Bild 1: Versuchsanordnung: senkrechte (oben) und waagerechte (unten) Zell-Orientierung [1]

Um ein thermisches Durchgehen zu initialisieren, wurde jeweils in das erste Zellpaket eine Glühkerze eingebracht (11 V, Glühstiftlänge 21 mm, punktuell ca. 1000°C, ohne Zellkontakt). Die resultierenden Temperaturen wurden kontinuierlich durch fünf Thermoelemente je Zellpaket erfasst (Typ K). Ihre Anordnung ist in Abbildung 2 dargestellt.

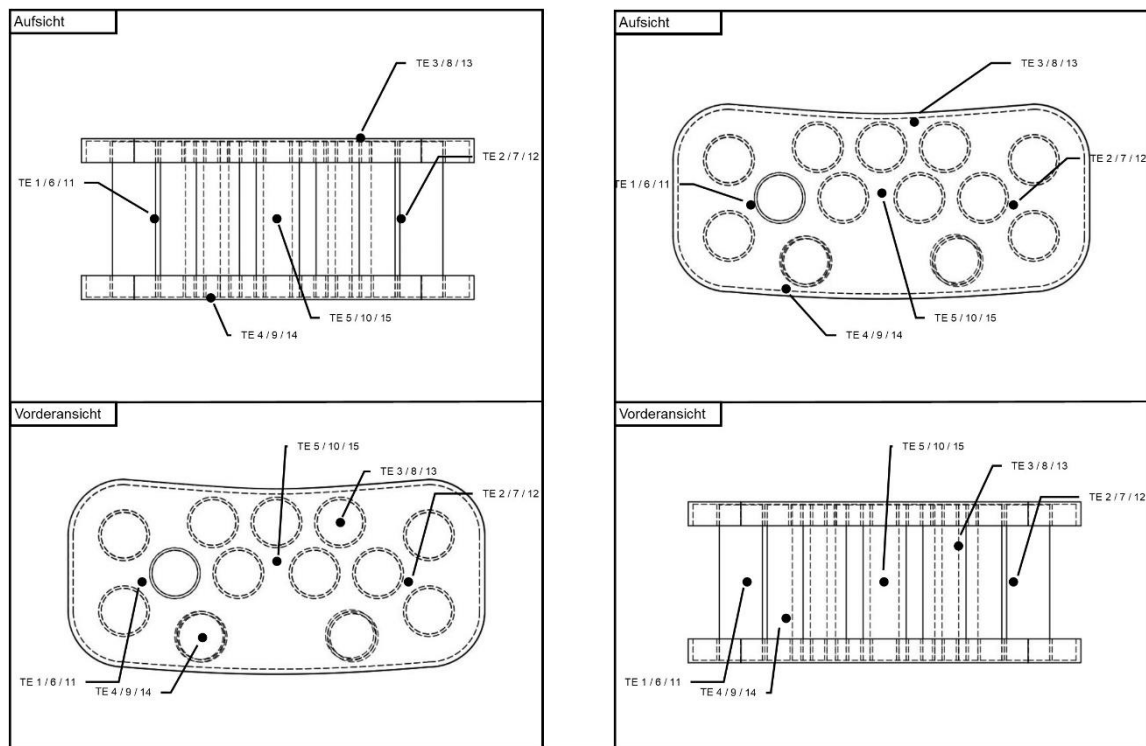


Bild 2: Thermoelemente bei senkrechter (links) und waagerechter (rechts) Zell-Orientierung [1]

Vor der Versuchsdurchführung wurden alle Zellen vollständig geladen. Mit dem Anschalten der Glühkerze startete der Versuch, wobei die anliegende Spannung bis zum Durchgehen der ersten Zelle aufrechterhalten wurde (optische / akustische Erfassung). Eine Minute nach dem Abschalten der Glühkerze, im Zusammenhang mit dem sicher vorliegenden thermischen Durchgehen, erfolgte die Löschmittelaufbringung. Hierzu wurde ein Übungsfeuerlöscher mit einem Inhalt von 6 l Wasser und einem Überdruck von 7 bar zu Löschbeginn verwendet. Der resultierende Sprühnebel wurde ca. 25 s mittig auf die Probe gerichtet, bis die gesamte Löschmittelmenge verbraucht war. Tabelle 1 fasst die betrachteten Versuche zusammen.

Tabelle 1: Übersicht der Versuche zur (Brand-)ausbreitung und -löschung sowie bei Versuchsbeginn anliegende Spannungen und Stromstärken

	V1	V2	V3	V4
Zell-Orientierung	senkrecht		waagrecht	
Löschung	keine	Wasser	keine	Wasser
Spannung [V]	11,0	11,0	12,0	11,5
Stromstärke [A]	7,0	7,0	6,3	8,1

Aus den zu Versuchsbeginn bestimmten Spannungen und Stromstärken an der Glühkerze gemäß Tabelle 1 wird mit

$$P = U \cdot I \quad (1)$$

- P Leistung [W]
- U Spannung [V]
- I Stromstärke [A]

ihre Leistung abgeschätzt. Dieser Wert ist als Richtwert zu verstehen, da die Glühkerze selbstregelnd ist und die Stromstärke damit über die Zeit variiert. Mit

$$E = P \cdot t \quad (2)$$

E Energie [J]
 t Zeit [s]

wird zudem der Energieeintrag ermittelt.

2.2 Versuchsergebnisse und Diskussion

Die Zeiten bis zum ersten TR sind in Tabelle 2 dargestellt. Sie entsprechen der jeweiligen Glühdauer der Glühkerze. Zudem sind die mittels Gleichung (1) berechnete Leistung und der Energieeintrag aus dem Produkt der Leistung und der Zeit bis zum ersten TR nach Gleichung (2) für jeden Versuch angegeben. Ergänzend sind die Versuchs- und die Branddauern angeführt. Als Versuchsdauer ist der Zeitraum vom Einschalten der Glühkerze bis zur Unterschreitung einer Temperatur von 60°C an allen Temperaturmessstellen definiert. Bei dieser Temperatur ist mit keiner akuten thermischen Reaktion einer Lithium-Ionen Zelle mehr zu rechnen [2]. Die Differenz zwischen der Versuchsdauer und der Zeit bis zum ersten TR ist als Branddauer definiert.

Tabelle 2: Versuchszeiten sowie Leistungs- und Energieeintrag bis zum TR

Versuch	Erster TR [s]	Brand-dauer [s]	Versuchs-dauer [s]	Leistung (ca.) [W]	Energieein-trag (ca.) [kJ]
V1: senkrecht, keine Löschung	300	2280	2580	77	23
V2: senkrecht, Löschung	387	245	632	77	30
V3: waagrecht, keine Löschung	1021	1863	2884	76	77
V4: waagrecht, Löschung	741	454	1195	93	69

Es ist ersichtlich, dass bei senkrechter Zellanordnung deutlich kürzere Zeiten bis zum ersten thermischen Durchgehen gemessen wurden. Der hierzu erforderliche Energieeintrag ist bei waagerechter Zellanordnung mehr als doppelt so hoch. Ein Löscherfolg konnte bei beiden Anordnungen verzeichnet werden.

Zur Bewertung der (Brand-)Ausbreitung ist in Tabelle 3 die Anzahl der Thermoelemente, die Temperaturen > 80°C gemessen haben, dargestellt. Ab dieser Temperatur kann es zu Zersetzungsreaktionen an der Schutzschicht der Anode (Solid Electrolyte Interphase – SEI) kommen und sich eine sekundäre SEI bilden [2]. Zudem ist ersichtlich, inwiefern sich der initiale TR auf die benachbarten Zellpakete ausgewirkt hat. Nur bei senkrechter Anordnung ohne Löschung breitete sich der Brand vollumfänglich aus.

Tabelle 3: (Brand-)ausbreitung: Temperaturanstiege und TR bei benachbarten Zellpaketen

Versuch	Anzahl Thermoelemente > 80°C	TR in benachbarten Zellpaketen
V1: senkrecht, keine Löschung	15	ja, beide
V2: senkrecht, Löschung	5	nein
V3: waagrecht, keine Löschung	8	nein (z.T. Temperaturanstieg)
V4: waagrecht, Löschung	1	nein

Die Versuche zeigen zum einen, dass eine Löschung mit Wasser zielführend ist. Mit Blick auf die Anordnung der Zellen und der Zellpakete zueinander hat sich gezeigt, dass die waagerechte Anordnung von Vorteil ist. Zwar resultieren etwas längere Zeiten bis zum Erreichen von Temperaturen < 60°C nach dem Löschmittelauftrag. Dennoch war ein deutlich höherer Energieeintrag bis zum thermischen Durchgehen notwendig und bereits die veränderte Anordnung hat eine Übertragung des TR auf benachbarte Zellpakete verhindert. Ursächlich hierfür kann ein besserer Wärmeabtransport sein. So wird über die Flächen mehr Wärme abgeleitet, der Wärmestau im Innern verringert und höhere Temperaturen vermieden. Es sei bemerkt, dass zur Absicherung der Ergebnisse weitere Versuche zielführend sind.

3. Gasentstehung

Um weiterhin das Explosionsrisiko und die Gesundheitsgefährdung beim thermischen Durchgehen von Zellen abzuschätzen, wurde die Gasentstehung untersucht. Hierbei war insbesondere die Entwicklung von Kohlenstoffdioxid, Kohlenstoffmonoxid, Methan und Fluorwasserstoff von Interesse.

Die Versuche fanden im Rahmen der Arbeit von [3] statt. Im Folgenden wird eine Übersicht gegeben, der Versuchsaufbau dargestellt und exemplarisch die Entstehung der vier genannten Gase betrachtet. CO₂, CO und CH₄ stellen typische Brandgase dar, anhand derer, neben der Gesundheitsgefährdung, Informationen über die Vollständigkeit der Verbrennung und zum Explosionsrisiko abgeleitet werden können. Die Entstehung von HF ist besonders auf Grund seiner toxischen Wirkweise relevant.

3.1 Versuchsaufbau und -durchführung

Die Tests erfolgten mit 18650- und 26650-Rundzellen sowie kleineren Pouch-Zellen, welche als Batterien für Mobiltelefone dienen. Sie wurden jeweils einzeln und mit mindestens drei Wiederholungsversuchen getestet. Bei den Rundzellen wurde zudem die Zellchemie variiert (NMC beziehungsweise Lithium Eisenphosphat – LFP). Eine Versuchsübersicht ist in Tabelle 4 dargestellt.

Tabelle 4: Übersicht der Versuche zur Ermittlung der Gasentwicklung infolge eines TR

Zelltyp	Zellchemie	Kapazität [Ah]	Abmessung [mm]	Anzahl Versuche
18650-Rundzelle	NMC	4,2	Ø 18,6 x 65	5
26650-Rundzelle	LFP	2,5	Ø 26 x 65	4
Pouch-Zelle	NMC	3,1	75 x 60 x 5	3

Vor den Versuchen wurden die Zellen vollständig geladen. Im Anschluss wurden sie in einen geschlossenen Behälter eingebracht, ihr thermisches Durchgehen herbeigeführt und die infolgedessen entstandenen Gase analysiert. Die initiale Überhitzung erfolgte wiederum durch eine Glühkerze (11 V, Glühstiftlänge 21 mm, punktuell ca. 1000°C, mit Zellkontakt). Einige Minuten nach dem thermischen Durchgehen der Zellen wurde die Energiezufuhr beendet und im Anschluss das Gasgemisch im Behälter mittels eines Fourier-Transformations-Infrarot Spektrometers auf seine Bestandteile hin untersucht. Abbildung 3 zeigt die verwendete Versuchsanlage.

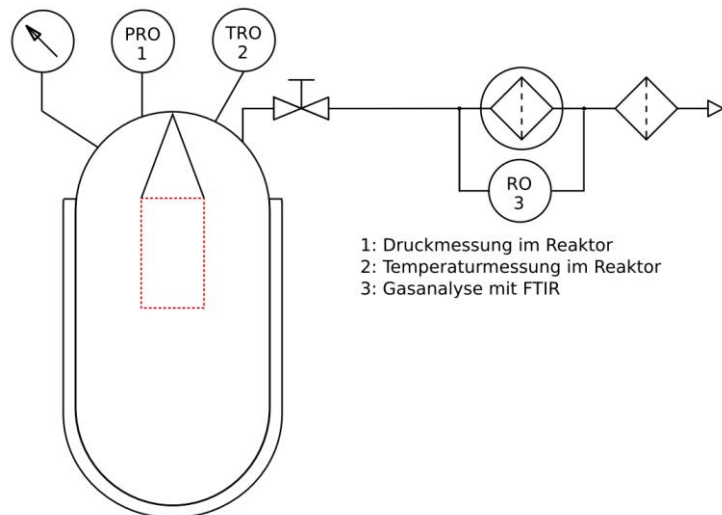


Bild 3: Versuchsaufbau: Reaktionsbehälter (links) und Schema (rechts) [3]

Weitere Informationen zum Versuchsaufbau enthält [3]. Zu den Möglichkeiten und Einschränkungen der Analyse von Brandgasen mittels FTIR Spektrometer sei an dieser Stelle auf [4] verwiesen.

3.2 Versuchsergebnisse und Diskussion

Die Ergebnisse der Gasanalyse von CO₂, CO, CH₄ und HF fasst Tabelle 5 zusammen. Sie war zunächst qualitativ. Die Einstufung als eine Komponente geringer (+) beziehungsweise hoher (++) Konzentration erfolgte für jede Gaskomponente separat. Daher steht beispielsweise eine hohe Konzentration an CO quantitativ nicht in Relation zu einer hohen Methankonzentration.

Tabelle 5: Qualitative Analyse der Gasentstehung: + geringe Konzentration, ++ hohe Konzentration, - Konzentrationsanalyse im Bereich der Messunsicherheit

Zelltyp	CO ₂	CO	CH ₄	HF
18650-Rundzelle (NMC)	++	++	+	-
26650-Rundzelle (LFP)	+	+	+	++
Pouch-Zelle (NMC)	+	++	++	-

Es haben sich deutliche Unterschiede in der Gaszusammensetzung gezeigt. Die Ergebnisse deuten darauf hin, dass die Zellchemie der positiven Elektrode einen maßgeblichen Einfluss auf die Entstehung von HF hat: So wurden beim Kathodenmaterial LFP im Vergleich zu den NMC-Zellen höhere Konzentrationen im Verhältnis von einer Zehnerpotenz analysiert. Auch andere Studien belegen, dass beim Zellmaterial LFP vergleichsweise viel HF freigesetzt wird [5].

Die gemessenen HF-Konzentrationen lagen dabei für Pouch-Zellen oberhalb derer für Rundzellen. Dies wird auf die Vollständigkeit der Verbrennung zurückgeführt, die bei Pouch-Zellen aufgrund ihres schlagartigen Berstens und der resultierenden gleichzeitigen Freisetzung einer großen Gasmenge geringer eingeschätzt wird [5]. Die Versuchsergebnisse stützen diesen Ansatz: Bei gleicher Zellchemie zeigen die Rundzellen im Vergleich mit den Pouch-Zellen mehr Produkte der vollständigen (CO₂) als der unvollständigen (CO, CH₄) Verbrennung. Zudem ist ersichtlich, dass die Entstehung von HF mit einer vergleichsweise geringeren Produktion von CO einhergeht. Für die Gasentstehung der betrachteten Zellen zeigt sich demnach ein verringertes Explosionsrisiko in Kombination mit einer erhöhten Toxizität.

Folgeversuche haben in Ergänzung dazu gezeigt, dass sich die Freisetzung von HF nahezu vollständig durch die Anwendung von Brandschutz- beziehungsweise Löschmitteln auf Silizium-Oxid-Basis (beispielsweise PyroBubbles®) verhindern lässt.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Beim thermischen Durchgehen von Lithium-Ionen Batterien wirken eine Vielzahl an Einflussfaktoren zusammen. Das Abbrandverhalten ist somit von zahlreichen Parametern und simultan sowie parallel ablaufenden Prozessen abhängig, die in ihrer Gänze sowie in ihrem Zusammenwirken nicht im Detail vorhersagbar sind. Es wurden daher zunächst die Auswirkungen des thermischen Durchgehens auf der Modulebene sowie Möglichkeiten zu deren Begrenzung betrachtet. Des Weiteren wurde auf der Zellebene der Einfluss der Zellchemie (NMC / LFP) und des Aufbaus (Pouch- / Rundzelle) thematisiert.

Auf Modulebene ist zum einen der Übergang des TR von einer Zelle zur nächsten innerhalb eines Moduls, zum anderen der Übergang auf benachbarte Module relevant. Hier hat sich gezeigt, dass die waagerechte Anordnung der Zellen den TR verzögert und die Übertragung auf benachbarte Zellen einschränkt. Mit Blick auf die Zellchemie hat sich LFP als ein Material gezeigt, dass weniger Produkte der unvollständigen Verbrennung produziert, sodass das chemische Explosionsrisiko vermindert ist. Gleichzeitig begünstigt es jedoch die Freisetzung des äußerst toxischen HF. Die Neigung zu unvollständigen Verbrennungsreaktionen war bei den untersuchten Pouch-Zellen größer als bei den Rundzellen.

Zur Begrenzung der Auswirkungen bei Bränden an Lithium-Ionen Zellen wurde der Einsatz von Wasser im Zusammenhang mit dem dominierenden Kühleffekt bestätigt: Eine Übertragung der Wärmeenergie der reagierenden Zelle auf andere Zellen und damit eine Reaktion weiterer Zellen konnte verhindert werden. Es bleibt jedoch nicht ausgeschlossen, dass bereits thermisch beaufschlagte Zellen auch nach der Kühlung durch interne Zerfallsprozesse zeitverzögert thermisch reagieren. Des Weiteren besteht bei der Anwendung von Wasser die Gefahr eines Kurzschlusses durch die elektrische Leitfähigkeit. Mit Blick auf die Eingrenzung der Gefahren durch entstehende toxische Gase haben Löschmittel auf Silizium-Oxid-Basis eine positive Wirkung gezeigt.

Zukünftig sind insbesondere für die Ausbreitungs- und Löschversuche weitere Wiederholungsversuche notwendig, um die Ergebnisse abzusichern. Zudem soll zur Untersuchung der Gasentstehung der Versuchsaufbau weiterentwickelt und so die quantitative Gasmessung verbessert werden. Im Teilprojekt „Inhärent sichere Batterien für die Elektromobilität“ werden perspektivisch small- und large-scale

Brandversuche mit Pouch-Zellen durchgeführt, die als Energiespeicher bei Elektroautos eingesetzt werden. Ausgehend von der Einzelzelle sind Versuche bis auf Modulebene geplant.

Literaturverzeichnis

- [1] Rehsöft, N.: Untersuchung des Ausbreitungsverhaltens bei exothermen Reaktionen von mehrzelligen Lithium-Ionen Batterien, Masterarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2019
- [2] Korthauer, R.: Handbuch Lithium-Ionen-Batterien, Berlin; Heidelberg, Springer Verlag, 2013
- [3] Schmidt, P.: Entwicklung eines Experiments zur quantitativen Analyse der Zusammensetzung von Reaktionsgasen bei der thermischen Zersetzung von Lithium-Ionen-Akkumulatoren, Masterarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2019
- [4] Hahn, S.-K.; Gnutzmann, T.: Charakterisierung von Entstehungsbränden, 66. Jahresfachtagung der Vereinigung zur Förderung des deutschen Brandschutzes vfdb e.V., Ulm, 2019, S. 184-200
- [5] Larsson, F.; Andersson, P.; Blomqvist, P.; Mellander, B.-E.: Toxic fluoride gas emissions from lithium-ion battery fires, nature scientific reports, 2017, DOI: 10.1038/s41598-017-09784-z

Bestimmung der optimalen Batteriekapazität eines Brennstoffzellen-Fahrzeuges

M. Sc. Swantje Konradt¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber²⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, swantje.konradt@ovgu.de, 0391-67-52835

²⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, hermann.rottengruber@ovgu.de, 0391-67-5872

Zusammenfassung

Der Beitrag dient der Bestimmung der optimalen Batteriekapazität eines Brennstoffzellen-Fahrzeuges. Dafür wurde ein Referenzfahrzeug mit PEM-Brennstoffzelle in der Simulationsumgebung *Matlab / Simulink* simulativ abgebildet. Die Basis des Modells besteht in einem Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzellenmodell, welches die physikalischen und elektrochemischen Wirkzusammenhänge innerhalb der Zelle beschreibt. Dieses Modell wurde im weiteren Schritt in ein Gesamtfahrzeugmodell integriert. Die Randparameter wurden entsprechend dem Vergleichsfahrzeug innerhalb des Simulationsmodells angepasst. Da der optimale Betriebspunkt eines Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzellenmodells im Bereich von 38 % der Peakleistung liegt, wurde die Brennstoffzelle des Modells in diesem Arbeitspunkt betrieben. Zur Berechnung wurden die gesetzlichen Fahrzyklen NEFZ („Neuer Europäischer Fahrzyklus“) und WLTP („Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure“) herangezogen. Mit Hilfe der Berechnung wurde eine iterative Verringerung der Batteriekapazität des Referenzfahrzeuges zur Bestimmung der optimalen Batteriekapazität durchgeführt. Dabei hat sich herausgestellt, dass eine prozentuale Verringerung der Batteriekapazität bis maximal 40 % der Kapazität des Referenzfahrzeuges bei einer konstanten Brennstoffzellenleistung von 38 % der Peakleistung sinnvoll ist. Dabei wurde eine Hochleistungs-Lithium-Ionen-Batterie mit einem maximalen Ladestrom von 5 C angenommen. Eine weitere Reduzierung ist nicht ohne dynamischen Betrieb der Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle möglich. Zukünftig sollten weitere Fahrzyklenberechnungen zur Ableitung dieser Dynamikanforderungen durchgeführt werden.

Schlüsselwörter: Brennstoffzelle, Elektrofahrzeug, Simulation, Batterie

1. Einleitung

Aktuelle Diskussionen um die EU-Richtlinien zur Reduzierung der CO₂-Emissionen führen zu einer zunehmenden Elektrifizierung des Antriebsstranges. In Bild 1 ist eine Marktprognose der Pkw-Antriebsarten in der EU bis 2030 dargestellt, die diese Entwicklung widerspiegelt. Insbesondere rein elektrische Fahrzeuge gelten in der CO₂-Bilanz als lokal emissionsfrei. Zu diesen Fahrzeugen gehören batterieelektrische sowie Brennstoffzellen-angetriebene Pkw. Das Brennstoffzellenfahrzeug kann in diesem Zusammenhang die Vorteile von konventionellen Fahrzeugen mit Verbrennungsmotor sowie rein batterieelektrischen Fahrzeugen vereinen. Zusätzlich zur lokalen Emissionsfreiheit, weisen Brennstoffzellenfahrzeuge kurze Betankungszeiten und vergleichsweise große Reichweiten auf. Darüber hinaus besteht aufgrund der potentiellen Erzeugung des Wasserstoffes aus erneuerbaren Energien ein weiterer Vorteil in der Treibhausgasemission. ([1], S. 90 ff.)

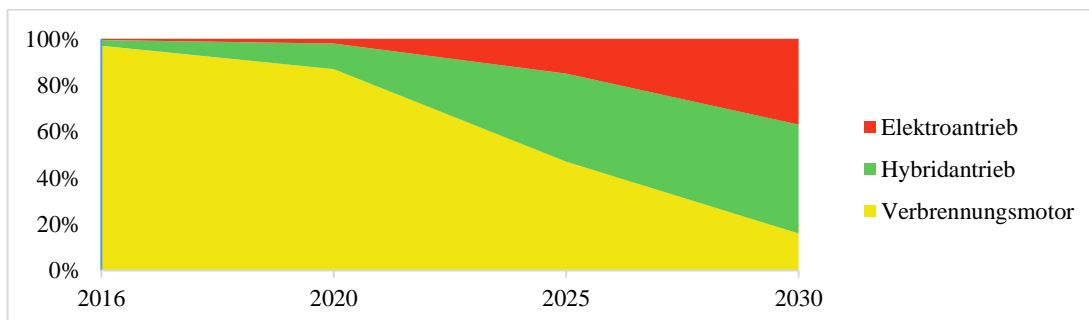


Bild 1: Prognose der Pkw-Antriebsarten innerhalb der EU zwischen den Jahren 2016 und 2030 [2]

In Brennstoffzellenfahrzeugen wird zusätzlich zur Brennstoffzelle eine Batterie verbaut. Diese Batterie dient als Zwischenspeicher der erzeugten und angeforderten Energie. Denn im Vergleich zum Verbrennungsmotor weist eine PEM-Brennstoffzelle eine geringere Toleranz gegenüber dynamischer Belastung auf, die mit Hilfe der Batterie ausgeglichen wird. Die Dynamik sowie die Lebensdauer eines Polymerelektrolytbrennstoffzellensystems stehen in einem Zielkonflikt zueinander, da ein dynamischer Betrieb langfristig zu Degradationserscheinungen und damit einhergehenden Lebensdauereinbußen führt. Insbesondere die Versorgung des Systems mit den Betriebsmedien Wasserstoff, Sauerstoff und Wasser hat einen enormen Einfluss auf die Leistungsfähigkeit und Dynamiktoleranz der Brennstoffzelle.

Um die für das Brennstoffzellenfahrzeug optimale Batteriekapazität zum Ausgleich dieser dynamischen Belastung zu bestimmen, wurde ein Gesamtfahrzeug mit Brennstoffzelle als Antrieb simulativ abgebildet. Repräsentativ für auf dem Markt vorhandene Brennstoffzellenfahrzeuge wurde beispielhaft der Mercedes Benz GLC F-Cell in die Simulation integriert. Das Fahrzeug wurde in der Simulationsumgebung *Matlab* zur Fahrzyklenberechnung und Energieflussbetrachtung herangezogen. Für die Entwicklung des Simulationsmodelles wurde zunächst eine eingehende Recherche im Bereich der elektrochemischen und physikalischen Wirkzusammenhänge innerhalb einer Polymerelektrolytbrennstoffzelle durchgeführt. Auf Basis dessen wurde ein Brennstoffzellen-Modell in *Matlab* zur Abbildung dieser Einflüsse entwickelt. Im Anschluss daran wurde der Mercedes Benz GLC F-Cell mit Hilfe der Simulink-Bibliothek abgebildet. Darauf aufbauend wurden Berechnungen hinsichtlich der gesetzlichen Fahrzyklen NEFZ und WLTP durchgeführt. Die generierten Datensätze geben Aufschluss über den aktuell benötigten sowie gesamten Energiebedarf des Fahrzeuges. Eine simulativ unterstützte Auswahl der optimalen Batterie hinsichtlich des Parameters Kapazität. [3]

2. Fahrzeugsystem

Das Simulationsmodell umfasst das Gesamtsystem des Fahrzeuges, welches aus dem Antriebsstrang, der Karosserie sowie dem Fahrwerk besteht. Auf dieses Fahrzeugsystem wirkt ein Fahrer mit einem Fahrerwunsch ein. Der Antriebsstrang des Fahrzeuges wurde in Form eines Range-Extender-Konzeptes realisiert. Der entsprechende Aufbau ist der nachfolgenden Abbildung zu entnehmen und wird im weiteren Verlauf erläutert.

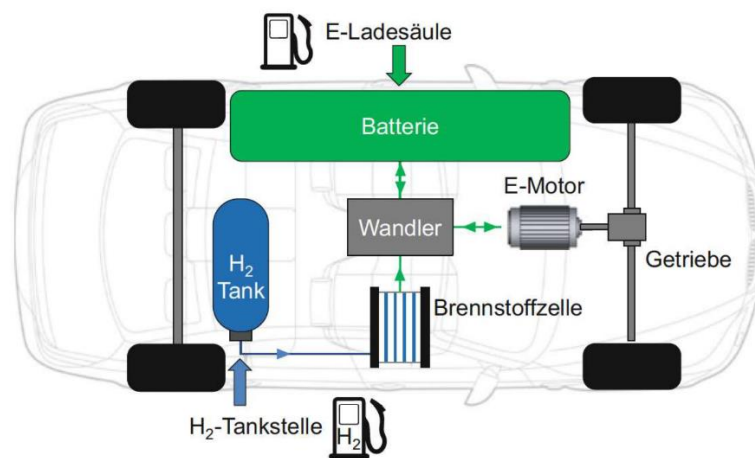


Bild 2: Brennstoffzelle als Range-Extender im Elektrofahrzeug [4]

2.1 Brennstoffzelle

Als Brennstoffzelle dient eine sogenannte Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle (kurz: PEM-BZ) zur elektrochemischen Energiewandlung. Diese bietet sich aufgrund ihrer hohen Leistungsdichte im Vergleich zu anderen Arten von Brennstoffzellen für den Betrieb innerhalb eines Fahrzeuges an.

Grundsätzlich stellt eine Brennstoffzelle ein sogenanntes galvanisches Element dar, welches eine direkte elektrochemische Energiewandlung mit Hilfe eines Brennstoffes und eines Oxidationsmittels vollzieht. Idealerweise findet innerhalb der Brennstoffzelle eine isotherm-reversible Reaktion mit gesamtter Nutzung der Gibbschen Enthalpie, welche das höchstmögliche thermodynamische Potential beschreibt, mit einem theoretischen Wirkungsgrad von 83% statt. Jedoch treten innerhalb der Zelle verschiedene Verlustformen, wie beispielweise die Ohmschen oder Ladungs-Verluste auf, sodass der Wirkungsgrad bei 50-70% liegt. ([10], S. 24)

Grundsätzlich besteht eine Brennstoffzelle aus zwei Elektroden, die durch einen Elektrolyt voneinander getrennt werden. Innerhalb der Zelle finden jeweils an den Elektroden zwei Teilprozesse statt, die in den nachfolgenden Reaktionsformeln dargestellt sind.



Unter Freisetzung von elektrischer und thermischer Energie kommt es zu einer Redox-Reaktion, welche sich auf der Anodenseite durch eine Oxidation und an der Kathodenseite durch eine Reduktion auszeichnet.

Die Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle, auch Protonenaustauschmembran-Brennstoffzelle genannt, erhält ihren Namen durch ihren Elektrolyt. Dieser besteht aus einer sulfonierten Protonenaustauschmembran, durch die die Wasserstoffprotonen gelangen. Dieser Transport findet unter Zuhilfenahme von in der Membran angelagerten hydrierten Sulfonsäuregruppen statt. Zur Energieerzeugung werden die an der Anode abgespaltenen Elektronen genutzt, die zur Kathodenseite durch eine elektrische Last gelangen. Die zu generierende Leistung kann skalierbar in Abhängigkeit der Zellfläche und Zellenanzahl erhöht werden. Dabei werden mehrere Zellen in Reihe zu einem Brennstoffzellen-Stapel (Stack) geschaltet. Der schematische Aufbau einer Zelle ist in Bild 3 dargestellt. ([1], S. 90 ff.)

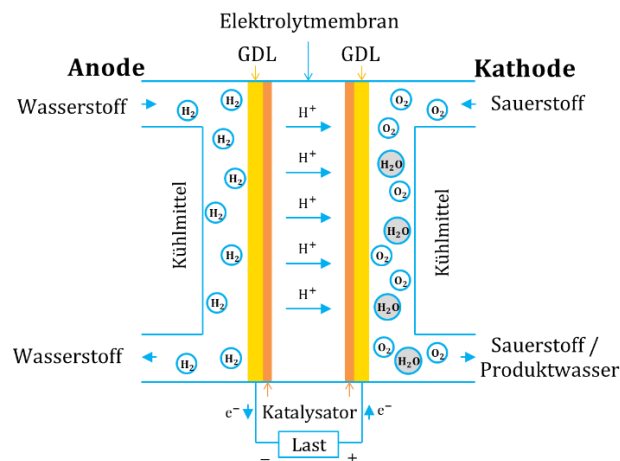


Bild 3: Schematischer Aufbau einer PEM-Brennstoffzelle

Das dynamische Lastverhalten von PEM-Brennstoffzellen ist von verschiedenen Betriebsparametern abhängig. Dazu gehören unter anderem die Temperatur, der Druck, die Feuchtigkeit, die Stöchiometrie sowie die Menge an Betriebsgasen. Kritische Betriebszustände während des dynamischen Betriebes führen zu einer Reduzierung der elektrochemisch aktiven Oberfläche des Katalysators sowie zu einer Zunahme der Stofftransport- und Zellwiderstände durch Degradation. Diese wiederum haben langfristige Lebensdauererfahrungen zur Folge. Zur Vermeidung dieser Betriebszustände sind verschiedene Maßnahmen möglich. Dazu gehört unter anderem ein Thermomanagement, welches das Brennstoffzellensystem auf einen konstanten Betriebsbereich temperiert. Darüber hinaus ist ein Medienmanagement erforderlich, welches Über- und Unterversorgungen der Zelle mit den Betriebsgasen Wasserstoff und Sauerstoff ausgleicht. Das Befeuchtungsmanagement ist ebenfalls von hoher Bedeutung, um die Transportwiderstände der Membran zu reduzieren und somit den Protonenaustausch zu gewährleisten. Um letztendlich das Medienmanagement und die Systemkomponenten der Brennstoffzelle zu entlasten, wird eine Batterie als elektrischer Zwischenspeicher verwendet. Diese hat die Aufgabe, aktuell überschüssige Energie zu speichern und zudem zusätzlich benötigte Energie dem Elektromotor bereitzustellen. Mit der Batterie kann somit der Zielkonflikt zwischen gewünschter Dynamik und Lebensdauererfahrungen nivelliert werden. [5]

Das Brennstoffzellensystem wurde den Parametern des Mercedes Benz GLC F-Cell angepasst und weist eine Maximalleistung von 75 kW auf. Da sich das Betriebsoptimum der Brennstoffzelle gemäß ([1], S. 115) bei etwa 38 % der Peakleistung befindet, arbeitet die Brennstoffzelle zur Bestimmung der optimalen Batteriekapazität in diesem Betriebspunkt.

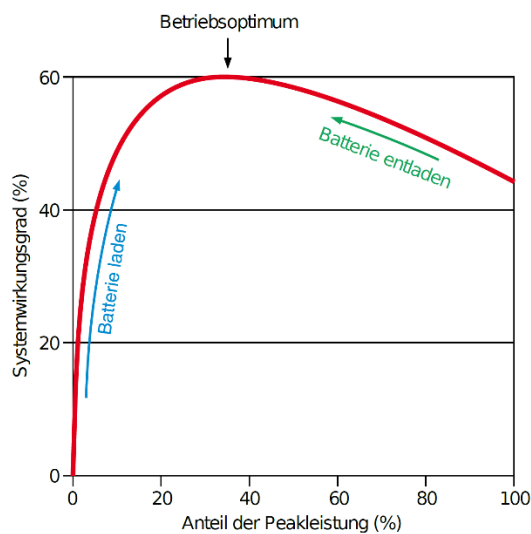


Bild 4: Optimaler Betriebsbereich eines PEM-Brennstoffzellensystems ([1], S. 115)

2.2 Batteriesystem

Die Batterie ist im Brennstoffzellen-Fahrzeug als elektrischer Zwischenspeicher verbaut. Dieser ist, wie bereits beschrieben, in einem Brennstoffzellenfahrzeug notwendig, um die dynamischen Lastanforderungen auszugleichen. Zum anderen wird mit Hilfe der Batterie die aktuell überschüssige Energie gespeichert. Diese Energie kann entweder durch die PEM-Brennstoffzelle oder durch die Rekuperation in Form von Bremsenergie zurückgewonnen entstehen.

Im abgebildeten Fahrzeug wurde eine Lithium-Ionen-Batterie integriert, da diese sowohl im Mercedes Benz GLC F-Cell als auch im Hyundai Nexo verbaut ist. Die simulierte Lithium-Ionen-Batterie stellt eine Hochleistungszelle dar. Diese ist aufgrund ihres im Vergleich zur Hochenergiezelle höheren Ladestroms für jegliche Hybridanwendungen zweckmäßig, da dadurch ein höheres Rekuperationspotential besteht. Die angenommenen Kenndaten der Batterie sind in Tabelle 1 für Hochleistungs- sowie Hochenergiezellen aufgeführt. Als Batteriezellspannung wurde ein Wert von 3,6 V und als Auslegungsspannung des Hochvolt-Systems eine Spannung von 360 V angenommen. [6][8]

Tabelle 1: Kenndaten der simulierten Lithium-Ionen-Batterie (vgl. [6], S. 298)

Eigenschaft		Hochleistungszelle	Hochenergiezelle
Max. Ladestrom	kontinuierlich	3 C	2 C
Max. Ladestrom	Puls < 10 s	5 C	3 C
Max. Entladestrom	kontinuierlich	12 C	5 C
Max. Entladestrom	Puls < 10 s	15 C	8 C
Spezif. Energiedichte		15 Wh/kg	180 Wh/kg
Zellmasse		ca. 25,7 g/Ah	ca. 21,3 g/Ah
Nennkapazität C		40 Ah	40 Ah

Der Ladestrom der Zelle bezeichnet die x-fache Menge der Nennkapazität. Bei dem dargestellten Beispiel handelt es sich um eine Batteriezelle mit 40 Ah Kapazität. Dementsprechend weist die Hochleistungszelle einen maximalen Ladestrom (Puls < 10 s) von 200 A auf, wohingegen die Hochenergiezelle einen maximal zulässigen Ladestrom von 120 A besitzt.

Hochleistungszellen werden entsprechend dem Konstant-Strom-Ladeverfahren mit der nachfolgend abgebildeten Ladekurve geladen. ([6], S. 281 ff.)

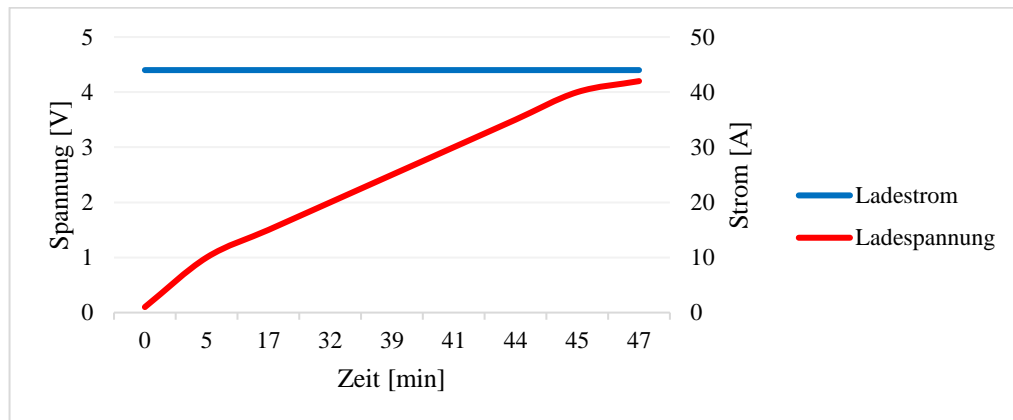


Bild 4: Lade- und Entladekurve einer Lithium-Ionen-Batterie (Energiespeicher, (vgl. [6], S. 299)

2.3 Wandler

Der Wandler des Fahrzeugmodells ist als Gleichstrom-Sammelschiene mit Hilfe einer Leistungselektronik in Form von DC/DC-Wandlern umgesetzt. Diese weisen einen Wirkungsgrad von 98 % auf. Die Sammelschiene vereint die ein- und abgehenden Leistungen auf dem Spannungsniveau der Batterie, welches vom Ladezustand der Batterie (State-of-Charge: SOC) abhängig ist. [7]

Die Energieflüsse des Antriebsstranges werden diesem Bauteil zur weiteren Auswertung entnommen. Ein Vorteil des einheitlichen Spannungsniveaus ist die direkte Abhängigkeit zwischen Stromfluss und Leistung bezüglich der einzelnen Komponenten.

2.4 Elektromotor

Der Elektromotor des GLC F-Cell ist eine Asynchronmaschine mit einer Antriebsleistung von 147 kW bei einem maximalen Drehmoment von 350 Nm. Aufgrund fehlender Datensätze wurde allerdings eine vergleichbare Asynchronmaschine des Fahrzeuges Audi e-tron mit einer Antriebsleistung von 165 kW bei 355 Nm angenommen. Die Kennlinien sind in Bild 5 dargestellt. Bei der Simulation wurde anstelle der Maximalleistung von 165 kW die Dauerleistung der Asynchronmaschine (140 kW / 314 Nm) angenommen. [3][8]

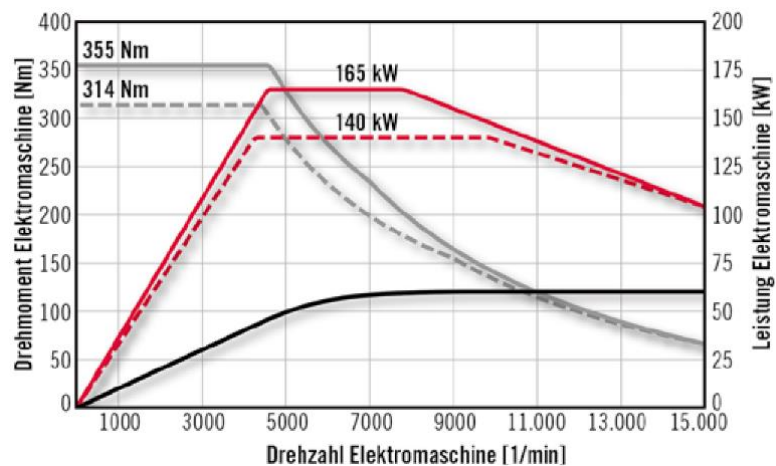


Bild 5: Kennlinien der Asynchronmaschine des Audi e-tron [8]

2.5 Getriebe

Die Parameter des Getriebes wurden, ebenso wie die der Elektromaschine, dem Audi e-tron angenähert. Das verwendete Hinterachsgetriebe stellt ein Schaeffler-Leichtbaudifferenzial mit einem Gesamt-Übersetzungsverhältnis von 9,08 dar. [8]

2.6 Fahrwerk

Das Fahrwerk wurde im Rahmen der Simulation auf Basis von Standard-Parameter ausgelegt. Zudem wurde ein lineares Einspurmodell herangezogen. Aufgrund der Fahrzyklenberechnung, die in Form von Geschwindigkeitsprofilen durchgeführt wird, ist die Querdynamik vernachlässigbar. Die Datensätze wurden den Daten des Mercedes Benz GLC F-Cell angenähert.

2.7 Karosserie

Die Karosserie des Fahrzeuges wurde ebenfalls an den Mercedes Benz GLC F-Cell angenähert. Diese Annahme wurde getroffen, da der Antriebsstrang – bestehend aus PEM-Brennstoffzellensystem, Wasserstofftank und Batterie – einen hohen Bauraumbedarf aufweist.

2.8 Fahrerwunsch

Im Bereich des Fahrerwunsches wird ein Fahrzyklus in Form eines Geschwindigkeitsprofils vorgegeben, welcher mit Hilfe eines Fahrers auf das Fahrzeug einwirkt. Der Fahrer ist als PI-Regler umgesetzt. Als Fahrzyklen wurden zum einen der „Neue Europäische Fahrzyklus“ (NEFZ) und zum anderen der „Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure“ (WLTP) herangezogen. Die Geschwindigkeitsprofile der beiden Fahrzyklen sind der nachfolgenden Abbildung zu entnehmen. [9]

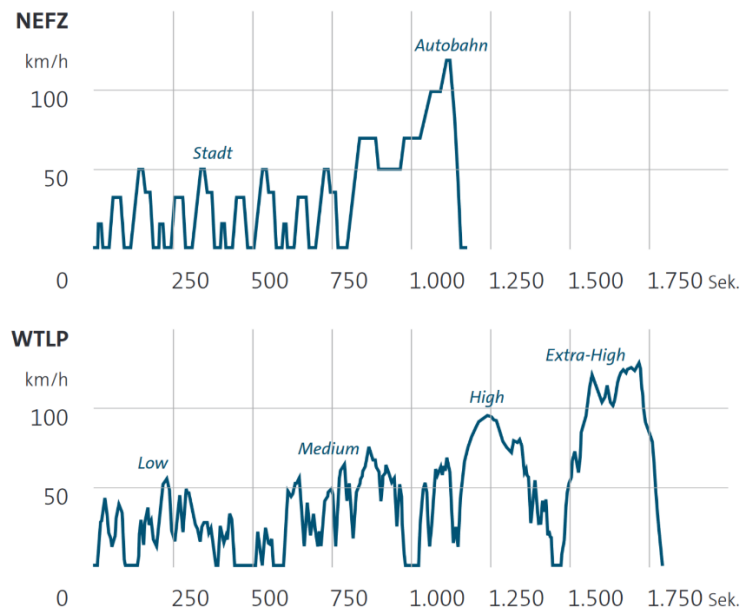


Bild 6: Geschwindigkeitsverläufe des NEFZ sowie WLTP ([9], S. 4)

Der „Neue Europäische Fahrzyklus“ wurde im September 2017 durch den WLTP abgelöst. Das Ziel dieser Fahrzyklen besteht in der Vergleichbarkeit des Kraftstoffverbrauches verschiedener Fahrzeuge. Der NEFZ wurde trotz fehlender Aktualität für die Berechnung herangezogen, da das ausgewählte Vergleichsfahrzeug mit diesem validiert wurde, wodurch eine Vergleichsfähigkeit sichergestellt werden kann.

3. Regelparameter

Um eine für das Fahrzeugsystem optimale Regelung auszulegen, ist eine Betriebsstrategie des Gesamtsystems notwendig. Diese werden, ebenso wie die benötigten Annahmen bezüglich des Batteriesystems und der Brennstoffzelle, im weiteren Verlauf erläutert.

3.1 Annahme

Für die Regelung der Rekuperationsfähigkeit sind in Bezug auf die Batterie und das Brennstoffzellenmodell Annahmen getroffen worden. Eine Darstellung des Rekuperationspotential in Abhängigkeit der gefahrenen Geschwindigkeit ist dem Bild 7 zu entnehmen. Es ist ersichtlich, dass bei der Abbremsung des Fahrzeuges eine Zunahme der Rekuperationsleistung (P_R) entsteht. Diese Rekuperationsleistung kann die als konstant angenommene Leistung des PEM-Brennstoffzellensystems übersteigen.

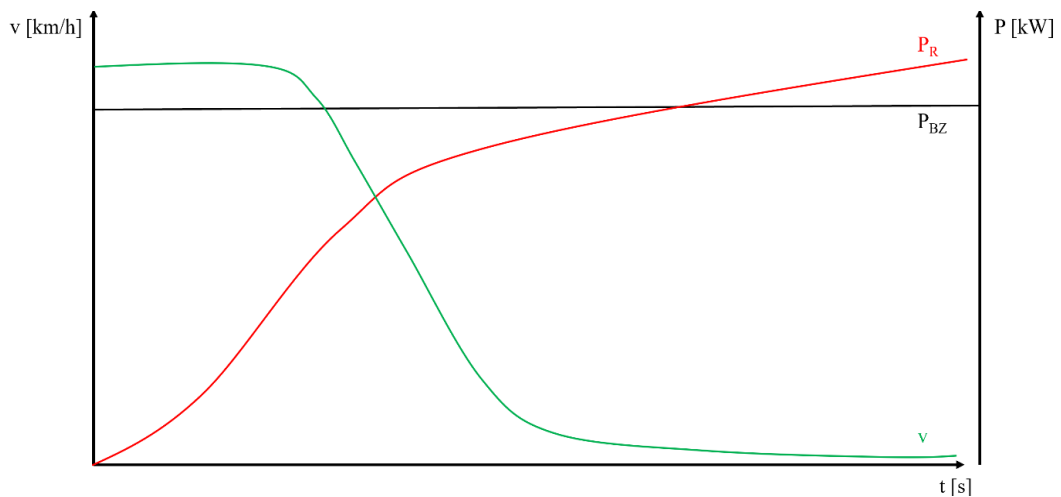


Bild 7: Darstellung der Brennstoffzellen- und Rekuperationsleistung in Abhängigkeit der Geschwindigkeit

Daraus lassen sich Anforderungen an das Batteriesystem des Fahrzeuges ableiten. Denn die Batterieleistung, die bei der Ladung aufgenommen wird, muss die Brennstoffzellenleistung (P_{BZ}) übersteigen, um die zurückgewonnene Bremsenergie des Systems ebenfalls aufzunehmen.

$$P_{\text{Batterie_Ladung_kontinuierlich}} \geq P_{BZ} \quad (5)$$

Daher wird

$$P_{\text{Batterie_Ladung_absolut}} = P_{BZ} + P_R \quad (6)$$

angenommen. Darüber hinaus bestehen die Mindestanforderungen, dass die Batterieleistung der Leistung der Brennstoffzelle entspricht.

3.2 Betriebsstrategie

Das Ziel der gewählten Betriebsstrategie besteht in der kontinuierlichen Arbeitsweise der Brennstoffzelle sowie des Batteriesystems. Die Übersicht der Leistungsverteilung des Fahrzeugsystems ist in der nachfolgenden Abbildung dargestellt.

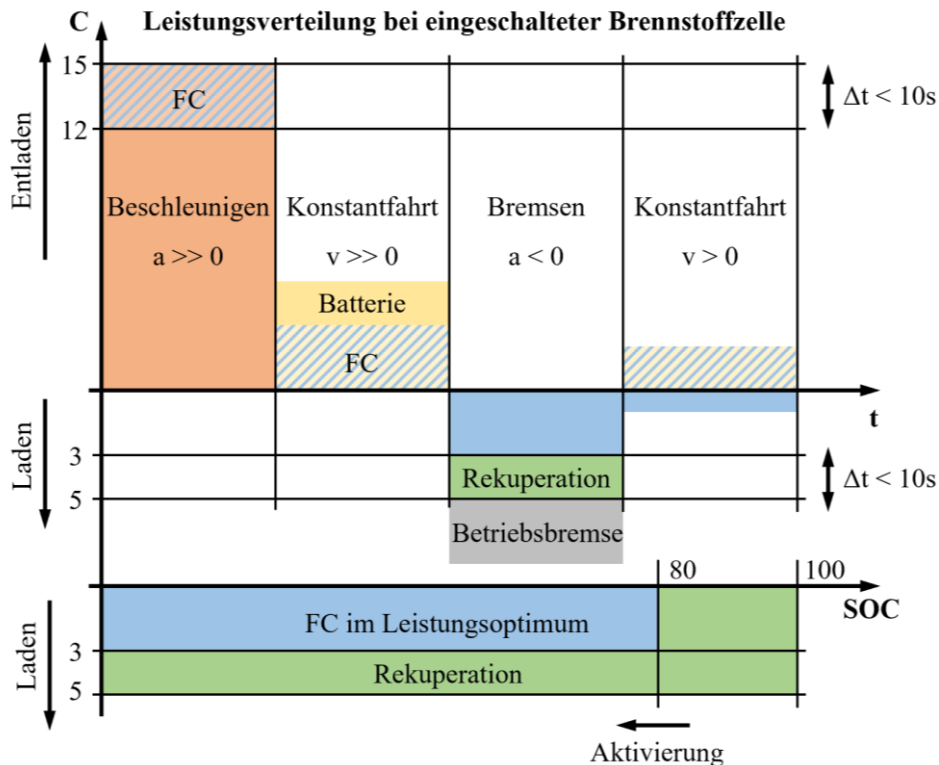


Bild 8: Leistungsverteilung des Fahrzeugsystems

Darüber hinaus ist die Regelstrategie des Batteriesystems in Bild 8 dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die kontinuierliche Leistung der Brennstoffzelle einen C-Wert von ca. 3 C erreicht. Die Hochleistungszelle der Batterie ermöglicht die zusätzliche Bremsenergieerückgewinnung in Form von 2 C. Wie bereits in Abschnitt 3.1 erläutert, entspricht die kontinuierliche Batterieladeleistung der Brennstoffzellenleistung addiert mit der Rekuperationsleistung. Bei stärkeren Verzögerungen muss allerdings die Betriebsbremse zu Hilfe genommen werden, da die Hochleistungszelle auf einen maximalen Ladestrom von 5 C ausgelegt ist.

Innerhalb der Simulation wird die Brennstoffzelle ab einem Ladezustand der Batterie von $\leq 80\%$ aktiviert, um diese bis zum SOC-Wert (State-Of-Charge) von 100 % zu laden.

4. Ergebnisse und Diskussion

Für die Bestimmung der optimalen Batteriekapazität eines Brennstoffzellenfahrzeuges wurden die gesetzlichen Fahrzyklen NEFZ und WLTP mit dem generierten Fahrzeugmodell simuliert. Die Batteriekapazität des Referenzfahrzeuges wurde sukzessive verringert, um die für die berechneten Fahrzyklen optimale Kapazität iterativ unter Berücksichtigung des Ladezustandes zu bestimmen. Darüber hinaus wurde zum einen der optimale Systemwirkungsgrad bei 38 % der Peakleistung des PEM-Brennstoffzellensystems und zum anderen der Systemwirkungsgrad von etwa 50 % bei 20 % der Peakleistung angenommen. Diese Annahme wurde getroffen, da bei einem Konstantbetrieb der Brennstoffzelle mit 38 % der Peakleistung häufiges Überladen der Batterie auftritt. Dieses beschreibt die Überschreitung des höchstzulässigen Batterieladestromes, wie in Tabelle 1 dargestellt.

Die Ergebnisse der Simulation sind im weiteren Verlauf den Tabellen 2 bis 5 zu entnehmen.

Tabelle 2: Ergebnisse des NEFZ für 38 % der BZ-Peakleistung und verschiedene Ladezustände

Batteriegröße Referenzfahrzeug [%]	Batteriekapazität [kWh]	Ungenutzte BZ-Leistung [SOC 100/0]	Überladen der Batterie [SOC 100/0]	Unterversorgung durch BZ [SOC 100/0]	Nutzung der Rekuperation [SOC 100/0]
0	≈ 0	81 % / 81 %	-	+ / +	0 % / 0 %
10	1,38	80 % / 66 %	454 % / 466 %	- / -	0 % / 0 %
20	2,76	80 % / 51 %	173 % / 185 %	- / -	0 % / 0 %
30	4,14	80 % / 37 %	81 % / 92 %	- / -	0 % / 0 %
40	5,52	80 % / 24 %	37 % / 47 %	- / -	0 % / 0 %
50	6,90	80 % / 13 %	14 % / 22 %	- / -	0 % / 0 %
60	8,28	80 % / 3 %	1 % / 8 %	- / -	6 % / 11 %
70	9,66	80 % / 0 %	1 % / 1 %	- / -	6 % / 80 %
80	11,04	80 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 87 %
90	12,42	80 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 92 %
100	13,80	80 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 100 %

Es ist ersichtlich, dass bei der Simulation des NEFZ mit einer höheren Brennstoffzellenleistung ein großer Anteil der generierten Leistung ungenutzt bleibt. Insbesondere bei einer geladenen Batterie wird ein großer Anteil der Brennstoffzellenleistung unabhängig von der Batteriekapazität nicht verwendet. Darüber hinaus ist es zu Unterversorgungen durch die Brennstoffzelle gekommen. Diese lassen auf eine fehlende Dynamik des Systems zurückschließen. Es hat sich des Weiteren herausgestellt, dass das gesamte Rekuperationspotential des Fahrzeuges erst bei einer Batteriekapazität, die 100 % der Kapazität des Referenzfahrzeuges entspricht, ausgeschöpft werden kann. Aus den Ergebnissen, die in Tabelle 2 dargestellt sind, kann abgeleitet werden, dass die Verringerung der Batteriekapazität auf maximal 70 % der Kapazität des Referenzfahrzeuges sinnvoll ist. Bei dieser Kapazität kann zum einen rekuperiert werden. Zum anderen kann die Differenz zwischen zur Verfügung gestellter Brennstoffzellenleistung und benötigter Fahrleistung nahezu vollständig von der Batterie aufgenommen werden.

Tabelle 3: Ergebnisse des NEFZ für 20 % der BZ-Peakleistung und verschiedene Ladezustände

Batteriegröße Referenzfahrzeug [%]	Batteriekapazität [kWh]	Ungenutzte BZ-Leistung [SOC 100/0]	Überladen der Batterie [SOC 100/0]	Unterversorgung durch BZ [SOC 100/0]	Nutzung der Rekuperation [SOC 100/0]
0	≈ 0	69 % / 69 %	-	+ / +	0 % / 0 %
10	1,38	66 % / 45 %	176 % / 187 %	+ / +	0 % / 0 %
20	2,76	64 % / 23 %	45 % / 55 %	- / -	0 % / 0 %
30	4,14	63 % / 6 %	8 % / 17 %	- / -	7 % / 0 %
40	5,52	63 % / 0 %	1 % / 2 %	- / -	18 % / 73 %
50	6,90	63 % / 0 %	1 % / 1 %	- / -	26 % / 84 %
60	8,28	65 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	36 % / 90 %
70	9,66	64 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	37 % / 100 %
80	11,04	64 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	37 % / 100 %
90	12,42	64 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	37 % / 100 %
100	13,80	65 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	37 % / 100 %

Bei der Betrachtung des NEFZ mit geringerer Leistung hat sich ebenfalls herausgestellt, dass es zu einem häufigen Überschuss an Brennstoffzellenleistung kommt. Eine Ausschöpfung des Rekuperationspotentials ist zugleich erst bei einer höheren Batteriekapazität möglich. In dem simulierten Fahrzyklus kann die Batteriekapazität auf maximal 40 % der Kapazität des GLC F-Cell reduziert werden.

Tabelle 4: Ergebnisse des WLTP für 38 % der BZ-Peakleistung und verschiedene Ladezustände

Batteriegröße Referenzfahrzeug [%]	Batteriekapazität [kWh]	Ungenutzte BZ-Leistung [SOC 100/0]	Überladen der Batterie [SOC 100/0]	Unterversorgung durch BZ [SOC 100/0]	Nutzung der Rekuperation [SOC 100/0]
0	≈ 0	72 % / 72 %	-	+ / +	0 % / 0 %
10	1,38	69 % / 59 %	638 % / 652 %	+ / +	0 % / 0 %
20	2,76	68 % / 47 %	245 % / 257 %	- / -	0 % / 0 %
30	4,14	68 % / 37 %	117 % / 128 %	- / -	0 % / 0 %
40	5,52	68 % / 26 %	57 % / 67 %	- / -	0 % / 0 %
50	6,9	67 % / 16 %	25 % / 34 %	- / -	0 % / 0 %
60	8,28	68 % / 6 %	1 % / 14 %	- / -	5 % / 11 %
70	9,66	68 % / 1 %	0 % / 4 %	- / -	6 % / 95 %
80	11,04	68 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 99 %
90	12,42	68 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 100 %
100	13,8	68 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	6 % / 100 %

Tabelle 5: Ergebnisse des WLTP für 20 % der BZ-Peakleistung und verschiedene Ladezustände

Batteriegröße Referenzfahrzeug [%]	Batteriekapazität [kWh]	Ungenutzte BZ-Leistung [SOC 100/0]	Überladen der Batterie [SOC 100/0]	Unterversorgung durch BZ [SOC 100/0]	Nutzung der Rekuperation [SOC 100/0]
0	≈ 0	60 % / 60 %	-	+ / +	0 % / 0 %
10	1,38	50 % / 39 %	263 % / 278 %	+ / +	0 % / 0 %
20	2,76	47 % / 21 %	77 % / 90 %	+ / +	0 % / 0 %
30	4,14	45 % / 5 %	21 % / 32 %	- / -	5 % / 1 %
40	5,52	46 % / 0 %	2 % / 3 %	- / -	23 % / 81 %
50	6,9	46 % / 0 %	0 % / 1 %	- / -	25 % / 95 %
60	8,28	46 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	26 % / 99 %
70	9,66	46 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	26 % / 100 %
80	11,04	46 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	26 % / 100 %
90	12,42	46 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	26 % / 100 %
100	13,8	46 % / 0 %	0 % / 0 %	- / -	26 % / 100 %

Bei der Simulation des WLTP konnten ähnliche Ergebnisse ermittelt werden. Der Leistungsüberschuss der Polymerelektrolytmembranbrennstoffzelle entsteht insbesondere bei geladener Batterie und geringer Batteriekapazität. Die Rekuperationsleistung kann bei einer Batteriekapazität von mindestens 40 % des Referenzfahrzeuges genutzt werden. Die Ergebnisse in Tabelle 4 geben Aufschluss darüber, dass eine Verringerung der Kapazität im Vergleich zum Mercedes Benz GLC F-Cell auf 70 % zur Nutzung des Rekuperations- und Brennstoffzellenleistungspotential möglich ist. Bei einem geringeren Systemwirkungsgrad, der 20 % der Peakleistung des BZ-Systems vorsieht, hat sich ein Kapazitätsoptimum von mindestens 40 % des Referenzfahrzeuges ergeben.

Zusätzlich zu diesen Ergebnissen ist es bei geringer Batteriekapazität (0 % / 10 % / 20 % der Kapazität des Referenzfahrzeuges), unabhängig vom Ladezustand oder der generierten Brennstoffzellenleistung, in allen Fahrzyklenberechnungen zu Unterversorgungen des Elektromotors gekommen. Insofern konnte das Fahrzeug die Fahraufgabe trotz Überschuss an Brennstoffzellenleistung nicht erfüllen, da der Ausgleich der fehlenden Dynamik des Brennstoffzellensystems durch die Batterie gefehlt hat. Aus diesem Grund kann festgehalten werden, dass je dynamischer eine Fahraufgabe, desto größer muss die Batteriekapazität sein oder alternativ desto dynamischer muss das PEM-Brennstoffzellensystem betrieben werden. Die Batteriekapazität des Referenzfahrzeuges wurde bei dem Zielkonflikt zwischen Lebensdauer und dynamischem Betrieb der PEM-Brennstoffzelle zugunsten der Lebensdauer gewählt. Zudem kann mit höherer Batteriekapazität das Rekuperationspotential genutzt und somit die Effizienz erhöht werden.

5. Ausblick

Zukünftig werden weitere Fahrzyklen simuliert, um die Dynamikanforderungen an das Brennstoffzellensystem und weitere Kapazitätsanforderungen an die Batterie zu bestimmen. Insbesondere der Fall einer Autobahnfahrt, wenn die Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle eine hohe Leistung generiert, kann bei geringer Batteriekapazität zu einem erheblichen Überladen der Batterie seitens der Brennstoffzelle während Verzögerungsphasen führen. Es sollten daher zusätzlich zur Bestimmung der Anforderungen hinsichtlich Dynamik des Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzellensystems und Batteriekapazität, alternative Lösungsansätze zur kurzzeitigen Zwischenspeicherung der überschüssigen Energie in Betracht gezogen werden, um die Effizienz des Brennstoffzellenfahrzeuges zu erhöhen.

Literaturverzeichnis

- [1] Kurzweil, P.: Brennstoffzellentechnik: Grundlagen, Materialien, Anwendungen, Gaserzeugung. 3., überarbeitete und aktualisierte Auflage. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, 2016.
- [2] Prognose der Anteile verschiedener Automobil-Antriebsarten an den Kfz-Neuzulassungen* in der Europäischen Union in den Jahren 2016 bis 2030. Verfügbar unter <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/666782/umfrage/automobil-antriebsarten-in-der-eu-prognose/> (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [3] GLC F-Cell startet in die Vorserie. Weltweit erstes Elektrofahrzeug mit Brennstoffzellen- und Batterieantrieb. Verfügbar unter <https://www.daimler.com/innovation/specials/iaa-2017/glc-fcell.html> (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [4] Karle, A.: Elektromobilität: Grundlagen und Praxis. München: Carl Hanser Verlag, 2015.
- [5] Dynamischer Betrieb von PEM-Brennstoffzellen. Verfügbar unter <https://www.zsw-bw.de/projekt/h2-und-brennstoffzellen/dynamischer-betrieb-von-pem-brennstoffzellen.html> (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [6] Stadler, I.; Sterner, M.: Energiespeicher. 2. korrigierte und ergänzte Auflage. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017.
- [7] Brennstoffzellentechnik bei Daimler. Verfügbar unter https://www.hs-karlsruhe.de/fileadmin/hska/EIT/Aktuelles/seminar_erneuerbare_energien/Sommer_2018/Folien/180613_BrennstoffzellenDaimler.pdf (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [8] Die neuen elektrischen Achsantriebe von Audi. Verfügbar unter <https://www.springerprofessional.de/die-neuen-elektrischen-achsenantriebe-von-audi/15758540> (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [9] Das neue Maß der Dinge. Verfügbar unter https://www.volkswagenag.com/presence/konzern/group-fleet/dokumente/wltp/GFI_WTLP_Broschuere_DE_Das_Neue_Mass_WEB.pdf (letzter Zugriff: 28.07.2019)
- [10] Barbir, F.: PEM Fuel Cells - Theory and Practice. Burlington, USA: Elsevier Academic Press, 2005.

Einfacher Aufbau und Rekonfigurierbarkeit von modularen HV-Speichern für mobile Anwendungen

M.Sc. Robert Kretschmann¹⁾, Dipl.-Wirtsch.-Ing. Stefan Lüdecke²⁾, Dipl.-Ing. Gerd Wagenhaus³⁾

¹⁾ IMK, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, Robert.Kretschmann@ovgu.de, +49 391 67 51830

²⁾ IAF, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, Stefan.Luedecke@ovgu.de, +49 391 67 51865

³⁾ IAF, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, Gerd.Wagenhaus@ovgu.de, +49 391 67 58172

Zusammenfassung

Die Entwicklung der Batterietechnik für mobile Anwendungen ist in den letzten Jahren zunehmend in den Fokus der Automobilhersteller gerückt. Während zunächst monolithisch aufgebaute HV-Speicher für die vorwiegend in Kleinserie hergestellten Elektroautos verbaut wurden, werden aktuell zunehmend modular aufgebaute HV-Speicher in immer größeren Stückzahlen genutzt. Diese Arbeit beschäftigt sich mit den wichtigsten Aspekten, die bei der Entwicklung von Batterie Sub-Modulen der HV-Speicher von Bedeutung sind. Dazu zählt, neben dem Schnittstellenmanagement und der Erläuterung der gängigsten Zellverbindungstechniken, die Darlegung eines aktuellen Beispiels aus dem Forschungsumfeld der Autoren. An diesem sollen die Vorteile modular aufgebaute HV-Speicher gegenüber dem monolithischen Aufbau verdeutlicht werden. Die Betrachtungen münden in der Vorstellung des zentralen Ebenen-Modells, das den Entwicklungs- und Konstruktionsprozess von einfachen, rekonfigurierbaren HV-Speichern unterstützen soll.

Schlüsselwörter: HV-Speicher, Modularer Aufbau, Rekonfigurierbarkeit

1. Einleitung

Die Entwicklung der Zelltechnologie für leistungsstarke Batterien befindet sich, getrieben durch mobile Anwendungen, an der Schwelle zur massenhaften industriellen Produktion und Konfektionierung. Während die Zelltechnologien erhebliche Leistungsfortschritte aufweisen und weiterhin generieren werden, zeichnet sich insbesondere für die Konfektionierung der Batterie noch erheblicher Handlungsbedarf ab. Nicht zuletzt die unterschiedlichen Einsatzszenarien für leistungsstarke Batterien, gepaart mit den Skaleneffekten der Massenproduktion auf Zellebene, stellen eben jene Konfektionierung in den Mittelpunkt kundenorientierter Antriebssysteme. Selbige werden einen wesentlichen Beitrag zur Sicherung der Kundenakzeptanz elektrischer Antriebsstränge in mobilen Anwendungen leisten.

Die monolithische Bauweise, die aufgrund von sicherheitsrelevanten und Knowhow sichernden Anforderungen anfangs favorisiert wurde, wird zunehmend durch die Modulbauweise ersetzt. Diese Entwicklung wird sich besonders bei den Hochvolt-Speichern (HV-Speichern) von E-Fahrzeugen fortsetzen. Entwicklungs- und Produktionsnetze sind daher essentiell nötig, um zeitnahe sowie einsatztaugliche, von spezifischem Fachwissen getragene Lösungen, bereitzustellen.

Für die seriennahe Anwendung bedeutet dies, dass sowohl das Schnittstellenmanagement an sich, als auch die instandhaltungsgerechte Konstruktion der Module in den Fokus rückt. Dies wird in frühen Phasen der Produktnutzung essentiell, um die bestehenden Aversionen potenzieller Nutzer im Falle von Fehlverhalten oder Upgrades des HV-Speichers zu eliminieren und damit den langfristigen Nutzwert des Produktes zu sichern. Bisherige HV-Speicherkonzepte für Serienanwendungen sind in sich geschlossen und nur unter erhöhtem Demontageaufwand zugänglich. Dies wirkt sich jedoch kontraproduktiv auf die Einsatzfähigkeit des Elektrofahrzeugs im Falle des Kapazitätsverlustes einzelner Zellen oder gar dem Ausfall einer ganzen Batteriezelle aus. Unter Verwendung der derzeitigen Konzepte ist somit ein vollständiger Austausch des HV-Speichermoduls notwendig. Nutzer von Elektrofahrzeugen müssen infolge dessen erhöhte Aufwendungen in Kauf nehmen. Für die Massenanwendung bedeutet es zudem, dass ein funktional neues Batterie Sub-Modul notwendig wird, um die Einsatzfähigkeit des Elektrofahrzeugs für den Nutzer sicher zu gewährleisten, weswegen der HV-Speicher oftmals als Einwegbatterie (One Way System) definiert werden kann. Diese erfahren gegebenenfalls in anderen Anwendungen partiell einen Second-Life-Cycle oder können recycelt werden.

Für die Erforschung der Eignung verschiedener seriennaher, ähnlicher HV-Speicherkonzepte wurden im Rahmen der Untersuchungen mehrere Speichersysteme mit unterschiedlichen Batteriezelltypen aufgebaut und

teilweise realisiert. Diese wurden in Elektrofahrzeug-Funktionsmustern auf ihre Einsatz- und Alltagstauglichkeit erprobt und die Erhebung von Fehlfunktionen über die Langzeitnutzung konstatiert. Erste Ergebnisse zeigen, dass im Rahmen der Nutzung unterschiedlicher Batteriekonzepte drei systembeschreibende Zustände des HV-Speichers formuliert werden können:

1. volle Funktionsfähigkeit gegeben
2. Kapazitätsverlust bis hin zum Ausfall des HV-Speichers durch Batteriezellversagen
3. Kapazitätsverlust bis hin zum Ausfall des HV-Speichers durch Batterieinfrastrukturversagen

Anhand der gewonnenen Erkenntnisse wurde eine systematische Anforderungsanalyse an das Konzept des zukünftig zu implementierenden HV-Speichers entworfen, um potentielle negative Beeinträchtigungen unter minimalem Aufwand zu beheben. Dazu erfolgte für das Gesamtsystem „HV-Speicher“ des Elektrofahrzeuges die Entwicklung eines Ebenen-basierten Modells zur Strukturierung der Module und derer Komponenten.

In den folgenden Kapiteln soll zunächst auf die unterschiedlichen Bereiche, die bei der Auslegung und Konstruktion von HV-Speichern und besonders deren Untermodulen von Bedeutung sind, eingegangen werden. Dazu gehört unter anderem die Darstellung eines aktuellen Beispiels, das die Notwendigkeit der Entwicklung hin zu einfach aufgebauten und rekonfigurierbaren HV-Speichern verdeutlicht. Weiterhin werden potentielle Zellverbindungstechniken sowie das allgemeine Schnittstellenmanagement innerhalb und zwischen den Modulen diskutiert, bevor das aus den Untersuchungen erarbeitete Ebenen-Modell zur Modularisierung von zukünftigen HV-Speichern detailliert vorgestellt wird.

2. Hintergrund

Die logische Entwicklung zu einfach aufgebauten und rekonfigurierbaren HV-Speichern und die damit verbundene Abkehr von der monolithischen Bauweise soll durch ein einfaches Beispiel aus dem Forschungsumfeld der Autoren untermauert werden.

Das im Rahmen von vergangenen Projekten aufgebaute und weiterhin genutzte Forschungsfahrzeug EDITHA 1, ein im Jahr 2011 elektrifizierter Smart, verfügt über einen monolithisch aufgebauten HV-Speicher, der in zwei räumlich getrennten Bereichen des Fahrzeugs verbaut ist (vgl. Bild 1). In einem dieser Teilbereiche kam es aufgrund der langen Nutzungsdauer zum Fehlverhalten einer Zelle und damit zum zweiten der drei zuvor genannten, systembeschreibenden Zustände von HV-Speichern. Durch das Versagen dieser einzelnen Batteriezelle stellte sich ein Kapazitätsverlust des gesamten HV-Speichers von ca. 15% ein, der zu einer reduzierten Leistungsfähigkeit und schlussendlich zu einer deutlich geringeren Reichweite des Gesamtsystems führte. Zur Behebung dieser Störung war der Tausch der betroffenen Zelle erforderlich. Dazu musste in einem ersten Schritt der Komplettausbau des betroffenen Bestandteils des HV-Speichers aus dem Fahrzeug erfolgen, welches für die gesamte Dauer der Instandsetzung nicht einsatzfähig war. Erst nach der Zerlegung der Batteriewanne konnte ein Austausch der betroffenen Zelle erfolgen (vgl. Bild 2). Zusätzlich musste, als vorbeugende Maßnahme, der Ladezustand aller Zellen einzeln auf ein einheitliches Niveau gebracht werden, was mit zusätzlichem Zeitaufwand verbunden war.

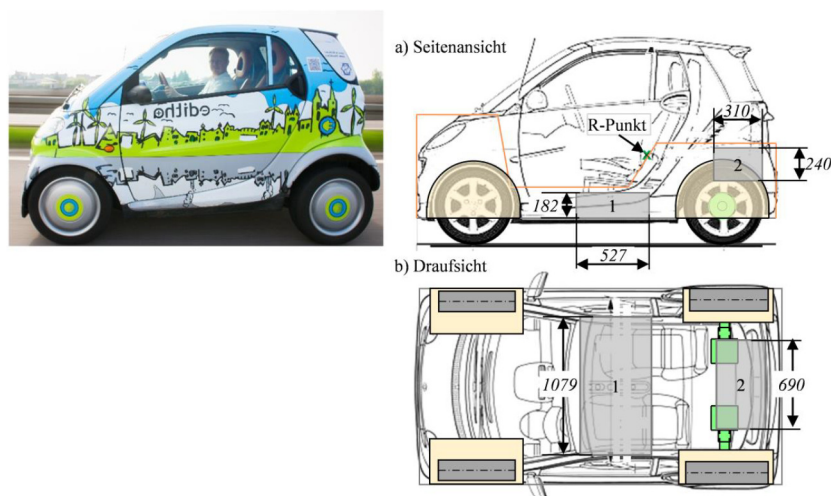


Bild 1: Forschungsfahrzeug EDITHA I mit Batteriebaukämen unter dem Fahrzeug (1) und im Heck (2) (nach [1])

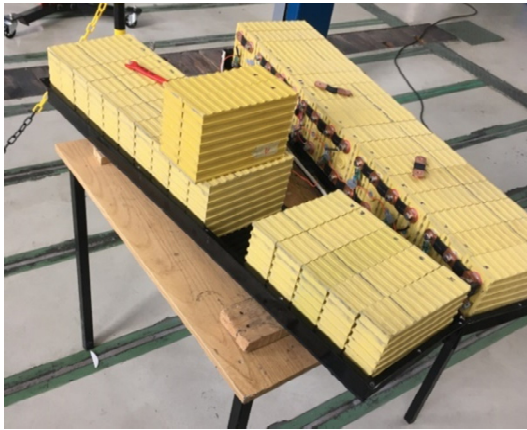


Bild 2: Ausgebauete und geöffnete Batteriewanne während des Zelltausches



Bild 3: Konzept für einfach zu handhabendes Austauschmodul eines HV-Speichers der Firma gogoro (nach [2])

Im Anschluss konnte der Wiedereinbau der Batteriewanne in das Fahrzeug erfolgen und die Funktionsfähigkeit sichergestellt werden. Bei der hier knapp beschriebenen Prozedur, die in Ihrer Gesamtheit etwa 2-3 Tage in Anspruch nimmt (abhängig von Akkugröße, Zellanzahl, Ladezustand, SOH etc.), handelt es sich um einen vergleichsweise langwierigen Eingriff, bis zur Wiederherstellung der vollen Funktionsfähigkeit des Fahrzeuges.

Im Gegensatz dazu steht die Modulbauweise, auf deren Vorteile gegenüber der bestehenden monolithischen Bauweise nun eingegangen wird. Zunächst wird der Anwendungsfall des Modulaustausches betrachtet. Unter der Annahme, dass das Modul direkt, ohne deren vorherigen Ausbau, aus der Batteriewanne entnommen werden kann, gestaltet sich der Modultauch einfach und lässt sich wesentlich schneller realisieren, als der beschriebene Zelltausch bei monolithischer Bauweise. Zum besseren Verständnis soll Bild 3 dienen, in dem Module für ein artähnliches System mit der dazugehörigen Ladestation dargestellt sind.

Mit einem solchen Aufbau des HV-Speichers wäre ein aufgrund des Fehlverhaltens einer Zelle auszutauschendes Modul kurzfristig ersetz- und die Funktionsfähigkeit des Fahrzeuges sowie dessen volle Leistungsfähigkeit wiederherstellbar. Dieser Idealfall ist jedoch für die Anwendung in Kraftfahrzeugen nur unter sehr eingeschränkten Bedingungen umsetzbar. Realistischer ist der vorherige Ausbau der modular aufgebauten Batteriewanne aus dem Fahrzeug und dem anschließenden Modultauch. Für die Zeit vom Ausbau der Batteriewanne bis zum Wiedereinbau ist das Fahrzeug nicht einsatzbereit. Diese Zeitspanne bis zur Herstellung der Funktionsfähigkeit wird im Vergleich zum Zelltausch einer monolithisch aufgebauten Batteriewanne jedoch als deutlich geringer eingeschätzt.

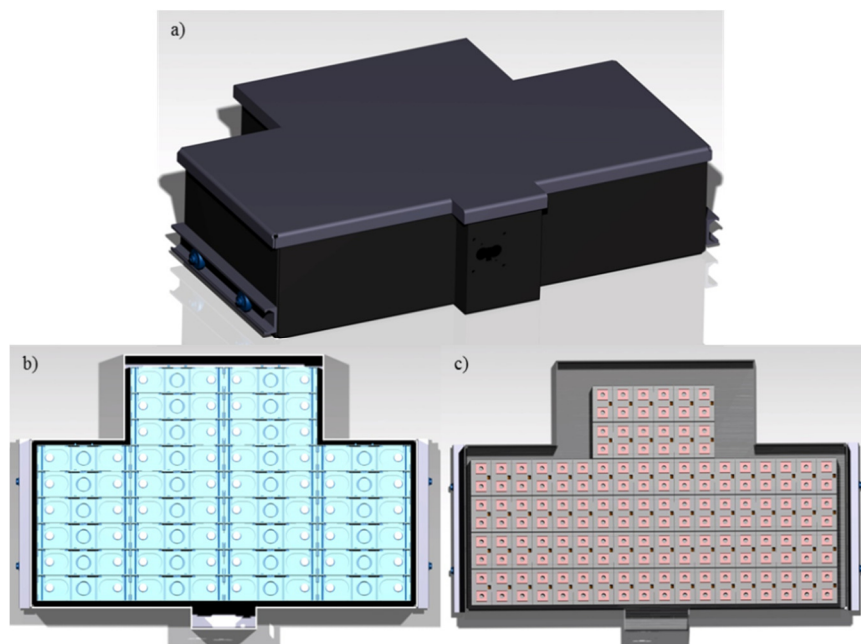


Bild 4: a) Batteriewanne des mobilen Batterieprüfstandes; b) erste Konfiguration (Stand: 2016) c) zweite Konfiguration (Stand: 2019)

Tabelle 1: Leistungsdaten der HV-Speicher-Varianten

Leistungsdaten HV-Speicher	Erste Konfiguration (2016)	Zweite Konfiguration (2019)
Zellanzahl/-kapazität [Stk./Ah]	30 prismatische Zellen mit je 80Ah in einer Reihenschaltung	84 Module mit je 14 18650 Zellen in einer 28s3p-Verschaltung
Batteriekapazität [Wh]	7.680	14.112
Gewicht [kg]	66	60,48
Gesamtvolumen der Zellen/Module [l]	38,3	32,5
Gravimetrische Energiedichte [Wh/kg]	116	235,2
Volumetrische Energiedichte [Wh/l]	200,5	434,2
Theoretische Reichweite [km]	110-120	200

Neben dem Austausch von baugleichen Modulen mit geringem Aufwand, zu dem Zweck, diese unabhängig von der mobilen Anwendung Instand zu setzen, liegt ein weiterer Vorteil der Modulbauweise in der potentiellen Rekonfigurierbarkeit. Im Kontext der HV-Speicher ist damit das teilweise oder gesamte Ersetzen von Batteriemodulen durch leistungsfähigere Varianten unter Beachtung der geometrischen Abmessungen des Batteriegehäuses sowie der bestehenden Schnittstellen (HV-Anschlüsse, Thermomanagement, Datenleitungen etc.) gemeint. Besonders vor dem Hintergrund der sich verbessernden Zelltechnologie und der damit verbundenen, potentiell höheren Leistungsfähigkeit der Batteriemodule ist auf diesem Weg ein leistungsfähigerer HV-Speicher mit höherer Energiedichte umsetzbar. Um diesen Zusammenhang qualitativ zu veranschaulichen, sei auf Bild 4 verwiesen. Der hier dargestellte Vergleich zweier HV-Speicher des mobilen Batterieprüfstandes eZTR verdeutlicht die Entwicklung im Bereich der Zelltechnik der vergangenen Jahre. Die zugehörigen Leistungsdaten der HV-Speicher sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Aus dieser ist erkennbar, dass aufgrund der technischen Weiterentwicklung der Zellchemie und der Nutzung einer alternativen Zellgeometrie (von prismatischer Zelle zur Rundzelle) unter Beibehaltung der äußeren Abmessungen des HV-Speichers eine Erhöhung der gravimetrischen und volumetrischen Energiedichte um ca. den Faktor 2 möglich ist. Bei konsequenter Umsetzung bietet das Konzept des Modultauses die Möglichkeit, die Leistungsfähigkeit des HV-Speichers über die Nutzungsdauer der mobilen Anwendung kontinuierlich anzupassen und auf die jeweiligen Anforderungen abzustimmen. Auf diesem Weg wäre bspw. ein Batterieupgrade zur Erhöhung der Reichweite, wie es von einigen Herstellern bereits angeboten wird, mit geringerem Aufwand möglich.

3. Wichtige Aspekte bei der Entwicklung eines Batterie Sub-Moduls

Im Folgenden sollen die wichtigsten Aspekte, die bei der Auslegung und Entwicklung von Batterie Sub-Modulen eines HV-Speichers berücksichtigt werden müssen, dargelegt werden, um dem Leser eine Vorstellung davon zu vermitteln, was für die Meso-Ebene im Ebenen-Modell, welches später vorgestellt wird, von besonderer Bedeutung ist.

3.1 Schnittstellenmanagement

Bei der Entwicklung neuer modularer Ansätze kommt der Infrastruktur um die einzelnen Batterie Sub-Module des HV-Speichers eine höhere Bedeutung zu. Im Vergleich zur monolithischen Bauweise von HV-Speichern, welche wenige Schnittstellen für die Energie-, Daten- und Medienübertragung benötigen, steigt bei einer modularen Bauweise die Anzahl der Schnittstellen linear mit der Größe des HV-Speichers an. Damit eine einfache Rekonfigurierbarkeit des HV-Speichers gewährleistet werden kann, ist die Infrastruktur für den Betrieb von Batterie Sub-Modulen so zu entwickeln, dass ein montagefreundliches und zeitsparendes Einsetzen und Entnehmen ermöglicht wird. Das Augenmerk hierbei liegt auf den Schnittstellen für die:

- Lagerung der Batterie Sub-Module – wie werden die Module innerhalb des HV-Speichergehäuses fixiert?
- HV-Anbindung der Batterie Sub-Module – wie werden die Module an das HV-Bordnetz angebunden?
- Datenanbindung der Batterie Sub-Module – wie werden die Zelldaten der Module erhoben?

- Thermische Konditionierung der Batterie Sub-Module – wie werden die Module in den Temperierungskreislauf eingebunden?

Die Lagerung der Module stellt eine konstruktive Schnittstelle dar. Diese Schnittstelle muss gewährleisten, dass die Batterie Sub-Module ohne größere Aufwände in das HV-Speichergehäuse eingesetzt werden können und eine sichere Lagefixierung gegeben ist. Für diese Schnittstelle sind die effektivsten Methoden der Verbindungs- und Füge-Techniken zwischen dem HV-Speichergehäuse und dem Batterie Sub-Modul zu verifizieren und deren Eignung hierfür zu validieren. Zur Bewertung der Eignung dieser Methoden stellen zum einen die Montage- und Demontageabläufe, zum anderen die Beurteilung und Untersuchung der Verbindungselemente unter Berücksichtigung der potentiell auf den HV-Speicher einwirkenden Beschleunigungskräfte, die Bewertungsgrundlage. Bei gleichzeitiger Beachtung der vollen Einsatztauglichkeit des HV-Speichers im Belastungskollektiv der Beschleunigungskräfte, sind die Schnittstellen für die Signal-, Energie- und Stoffübertragung entsprechend auszuarbeiten.

Die Schnittstelle für die HV-Anbindung des Batterie Sub-Moduls kann werkzeugfrei oder werkzeugbehaftet kontaktiert werden. Die einfachste Form der Schnittstelle zur Anbindung an das HV-System stellen Kupferformschienen dar, welche mit einer Schraubverbindung verbunden werden. Eine solche Verbindungstechnik wird bspw. in den Tesla HV-Speichern angewendet (vgl. Bild 5). Eine weitere Verbindungstechnik sind einrastende Steckverbinder, wie sie im HV-Speicher des BMW i3 genutzt werden (vgl. Bild 6). Eine solche Schnittstelle kann bspw. mit der Verwendung der Amphenol Power Look HV-Steckverbindungen aufgebaut werden. Beide Verbindungstechniken weisen ihre spezifischen Vor- und Nachteile auf. Dem Vorteil der werkzeugfreien Montage, ohne die Gefahr der Berührung von spannungsführenden Komponenten, bei Steckverbindungen, steht der Kostenvorteil der geschraubten Kupferformschienen gegenüber.

Bei der Umsetzung und Definition der geeignetsten Datenschnittstelle für die Signalflüsse der zu erhebenden Batteriezelldaten ist zunächst die Betrachtung der bevorzugten Topologie des Batteriemanagementsystems in der frühen Phase der Batterie Sub-Modul-Entwicklung durchzuführen. Abhängig vom definierten Batteriezelltypen innerhalb einer Batterie Sub-Moduls und der finalen Systemspannung des HV-Speichers können unterschiedliche topologische Ansätze für das zur Anwendung kommende Batterie-Management-System (BMS) in Betracht gezogen werden. Das Ziel hierbei sollte immer die Realisierung einer vollständigen HV-Speicher-Überwachung durch das BMS sein, welches eine Sicherstellung des problemlosen Einsetzens und Entnehmens von Batterie Sub-Modulen bei einem möglichst geringen Montageaufwand und bei möglichst geringen Infrastrukturkosten realisiert. Einen Überblick über die grundlegenden Topologien von Batterie-Management-Systemen zeigt das folgende Bild 7.

Eine zentralisierte Topologie eignet sich hauptsächlich für Energiespeicher mit geringen Systemspannungen bis 96V. Charakteristisch für eine zentralisierte Topologie ist, dass ein zentrales BMS-Modul alle Zellspannungen direkt auswertet. Für jede einzelne Batteriezelle ist hierfür eine Spannungsmessleitung von der Zelle zum BMS-Modul zu verlegen. Neben dem Gewicht und dem notwendigen Platz des Kabelbaums steigen mit der Erhöhung der Batterie Sub-Modul-Anzahl auch die potenziellen Fehlermöglichkeiten durch eine ebenfalls steigende Anzahl an Crimpanschlüssen der Datenschnittstellen.



Bild 5: Modul der Firma Tesla mit Schraubkontakten zur Anbringung einer Kupferformschiene (nach [3])

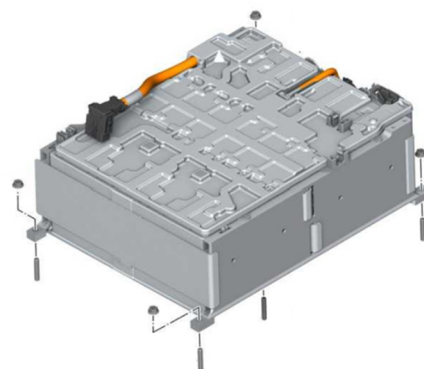


Bild 6: Modul der Firma BMW mit Steckverbindungen (nach [4])

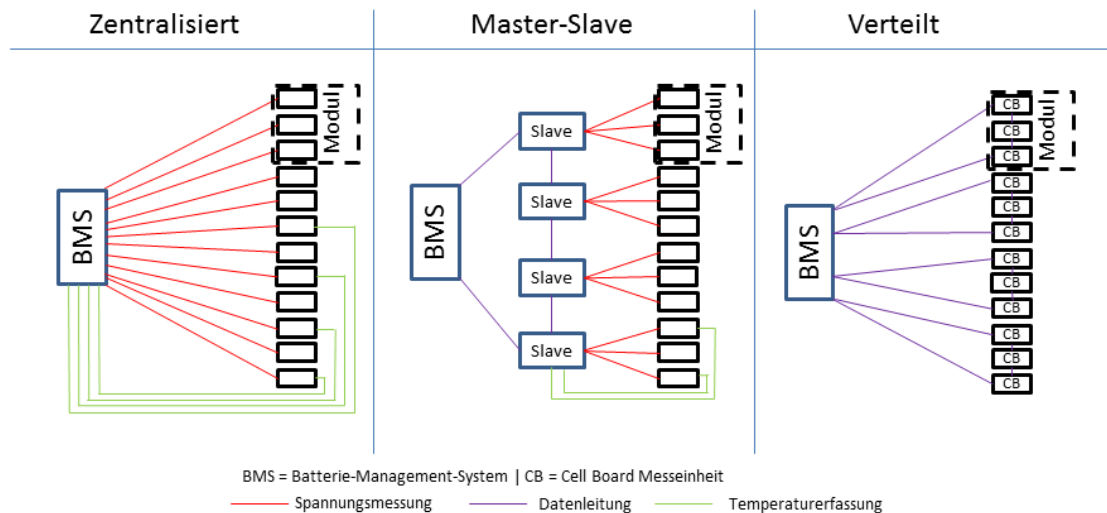


Bild 7: Verschiedene Aufbaumöglichkeiten von BMS-Topologien

Eine zentralisierte Topologie eignet sich hauptsächlich für Energiespeicher mit geringen Systemspannungen bis 96V. Charakteristisch für eine zentralisierte Topologie ist, dass ein zentrales BMS-Modul alle Zellspannungen direkt auswertet. Für jede einzelne Batteriezelle ist hierfür eine Spannungsmessleitung von der Zelle zum BMS-Modul zu verlegen. Neben dem Gewicht und dem notwendigen Platz des Kabelbaums steigen mit der Erhöhung der Batterie Sub-Modul-Anzahl auch die potenziellen Fehlermöglichkeiten durch eine ebenfalls steigende Anzahl an Crimpanschlüssen der Datenschnittstellen.

Basierend auf dem verwendeten Batteriezelltypen, rücken für Energiespeicher mit hohen Systemspannungen über 96V die Master-Slave oder die dezentralisierte Topologie in den Fokus. Die Elektronik für die Auswertung der Batteriezellspannung und Temperatur wird hierbei innerhalb des Batterie Sub-Moduls implementiert. Somit kann die Datenschnittstelle des Batterie Sub-Moduls auf eine reine Datenkommunikation minimiert werden. Neben der Gewichts- und Platzersparnis können daher insbesondere die Anzahl der Crimpanschlüsse innerhalb der Datenschnittstelle des Batterie Sub-Moduls verringert werden. Die Entscheidung, ob eine Master-Slave-Topologie, mit den Slaves an der Seite des Moduls, oder eine dezentrale Topologie, bei der die Cell Boards (CB) direkt auf den Batteriezellen montiert werden, angewandt werden soll, ist von der Bauform der Batteriezelle abhängig. Für Pouch-Zellen sollte die Anwendung einer Master-Slave-Topologie als vorteilhafter bewertet werden. Sollen prismatische Zellen angewendet werden, könnte sich die dezentrale Topologie als vorteilhaft erweisen. Beide Topologien vereint, dass eine Kontaktierung zum Master durch eine Datenleitung erfolgt und sich somit der Montageaufwand durch die verringerte Anzahl an Kabeln reduziert.

Die Schnittstelle für die thermische Konditionierung stellt sicher, dass das verwendete Medium zum Kühlen und Beheizen der Batteriezellen in das Batterie Sub-Module eintreten kann. Infrastrukturell ist hier auf eine gleichmäßige Verteilung des Mediums über den gesamten HV-Speicher zu achten, um ein gleichmäßiges Temperaturprofil über die Batterie Sub-Module zu generieren. Konzeptionell wird die Schnittstelle der thermischen Konditionierung interessant, wenn eine einfache Austauschbarkeit der Batterie Sub-Module das Ziel darstellt. Hierfür werden Verbindungselemente erforderlich, welche eine sichere und arretierende Kontaktierung ermöglichen, so dass das Temperierungsmedium beim Öffnen dieser Schnittstelle am Batterie Sub-Modul zurückgehalten werden kann. Die Anwendung einer passenden Verbindungstechnik für diese Schnittstelle könnte somit den Abfluss von Temperierungsmedium bei der Entnahme und dem Einsetzen von Batterie Sub-Modulen reduzieren, wodurch die Rekonfigurierbarkeit stark vereinfacht werden könnte.

3.2 Auswahl der Zellverbindungstechniken im Modul

Im Zuge der Sicherstellung eines einfachen Aufbaus und der Rekonfigurierbarkeit von modular aufgebauten HV-Speichern muss der Bereich der Zellverbindungstechniken diskutiert und ein Fügeverfahren, das die gestellten Anforderungen im größtem Umfang erfüllt, gewählt werden. Dabei sollen die Zellverbindungen innerhalb eines Moduls des HV-Speichers im Vordergrund stehen.

Die bei der Verschaltung der Zellen notwendigen Fügeprozesse erfordern unabhängig vom Zelltyp (Rundzelle, prismatische Zelle, Pouch-Zelle) eine hohe Prozessstabilität sowie Zuverlässigkeit bei gleichzeitig vorhandenen, geringen elektrischen Übergangswiderständen und einer hohen geometrischen Flexibilität [5]. Besonders vor dem Hintergrund der massenhaften industriellen Produktion und Konfektionierung von HV-Speichern lassen sich die Anforderungen an die elektrische Kontaktierung, wie nachfolgend dargelegt, zusammenfassen.

Es sollte ein automatisierter Montageprozess mit kurzen Prozesszeiten und hoher Prozesssicherheit vorliegen. Des Weiteren darf es bei der Kontaktierung zu keiner mechanischen oder thermischen Schädigung der Zellen kommen, wozu ebenfalls die Vermeidung von Kurzschlüssen während der Montage gehört, welche durch vielfältige Sicherheitsvorkehrungen sichergestellt werden muss. Außerdem muss eine hohe Leitfähigkeit der Kontakte gewährleistet sein, da andernfalls ein signifikanter Anteil der in den Zellen gespeicherten, elektrischen Energie in Verlustwärme umgewandelt wird, welche durch das Kühlsystem der Batterie aufgefangen und dementsprechend in seiner Leistungsfähigkeit angepasst werden muss. Weiterhin sollen jedoch auch die Instandsetzungsfähigkeit, die Demontagefähigkeit und die Recyclebarkeit eines Moduls, sofern möglich, nicht vernachlässigt werden. [6]

Bevor ein Fügeprozess vor dem Hintergrund dieses Spannungsfeldes ausgewählt werden kann, sollen die aktuell gängigsten Vertreter vorgestellt werden.

Grundsätzlich unterschieden werden stoffschlüssige (zerstörend lösbar) und kraftschlüssige (zerstörungsfrei lösbar) Verbindungen, wobei es sich bei Schraub-, Clinch- und Steckverbindungen um typische Vertreter für den Kraftschluss handelt. Kennzeichnend für diese Arten der Zellverbindung ist die Abweichung zwischen der scheinbaren und der leitenden Kontaktfläche, welche durch Oberflächenrauigkeiten und Verunreinigungen verursacht wird. Dadurch kommt es zu einem sehr hohen, als negativ zu bewertenden, Verbindungswiderstand, weshalb vor der Montage die Reinigung der Kontaktflächen unumgänglich ist. Dies wiederum führt zu einem erhöhten Gesamtaufwand der Montage. Jedoch bieten kraftschlüssige Verbindungen den Vorteil, dass die gesamte Kontaktfläche zur Übertragung des Stroms genutzt werden kann (bei entsprechender Vorbehandlung der Flächen) und dass Metallpaarungen unabhängig von den jeweiligen Schmelzpunkten miteinander verbunden werden können. [6] [7]

Stoffschlüssige Verbindungstechniken, wie die Schmelz- bzw. Pressschweißverfahren sowie Löten und elektrisch leitfähiges Kleben bieten dagegen entscheidende Vorteile hinsichtlich des elektrischen Widerstandes. Weiterhin kommt es zwar zu keiner signifikanten Einschnürung der Elektroden, jedoch auch zu keinerlei Stromfluss neben der Schweißnaht. [6] Die zur Verfügung stehende Kontaktfläche wird daher nicht in vollem Umfang genutzt. Im Folgenden sollen einige typische Vertreter der Fügeprozesse näher erläutert werden.

Die Schraubverbindung als Vertreterin der kraftschlüssigen Verfahren zur Zellverbindung zeichnet sich durch ein gutes Handling bei der Montage und eine einfache Austauschbarkeit der Zellen aus. Diesen Vorteilen stehen eine geringe Vibrationsbeständigkeit sowie ein hoher Montageaufwand gegenüber. Zudem wird durch die zusätzlichen Verbindungselemente eine große Masse in den Zellverbund eingebracht, welche die Leistungsfähigkeit des HV-Speichers beeinträchtigt. In Verbindung mit der resultierenden hohen Fertigungszeit und einem hohen elektrischen Widerstand zählt der Fügeprozess „Schrauben“ zu den einfach umzusetzenden, aber für die Anwendung in HV-Speichern nicht zufriedenstellenden Fügeverfahren. [6]

Eine potentielle Alternative, zumindest hinsichtlich des elektrischen Kontaktwiderstands, bilden reine, lösbare Pressverbindungen, wie sie in [7] untersucht und dort mit den nachfolgend vorgestellten stoffschlüssigen Verbindungstechniken verglichen werden.

Das Laserstrahlschweißen, als ein Vertreter der stoffschlüssigen Fügeverfahren, ist ein weit verbreitetes Schmelzschweißverfahren, dessen Vor- und Nachteile nach [6] im Vergleich zum Fügeverfahren „Schrauben“ in Tabelle 2 und Tabelle 3 dargestellt sind.

Tabelle 2: Vorteile Laserstrahlschweißen

Vorteile	
Prozessdurchführung	<ul style="list-style-type: none"> ○ hohe Automatisierbarkeit ○ hohe Prozessgeschwindigkeit ○ hohe Reproduzierbarkeit ○ keine Zusatzwerkstoffe
Arbeitssicherheit	<ul style="list-style-type: none"> ○ berührungslose Fügeaufgabe ○ keine Kurzschlussgefahr durch Zusatzelemente (Muttern) oder Werkzeuge (Schraubenschlüssel)
Eigenschaften der Fügeverbindung	<ul style="list-style-type: none"> ○ Stoffschluss ○ weitgehend beliebige Kontaktgeometrie ○ flexible Gestaltung der Anbindungsfläche

Tabelle 3: Nachteile Laserstrahlschweißen

Nachteile	
Prozessdurchführung	<ul style="list-style-type: none"> ○ Gefahr der Zellschädigung durch thermische Belastung ○ Mischverbindungen nur mit erheblichem Zusatzaufwand möglich ○ keine lösbare Verbindung, aufwendiges Reparaturkonzept
Arbeitsicherheit	<ul style="list-style-type: none"> ○ Aufwand für das Gewährleisten der Lasersicherheit ○ Fachpersonal notwendig
Kosten	<ul style="list-style-type: none"> ○ hohe Investitionskosten

Tabelle 4: Quantitativer Vergleich ausgewählter Kriterien

	Widerstandspunkt-schweißen	Ultraschall-schweißen	Laserstrahl-schweißen
min. elektr. Kontakt-widerstand [mΩ]	0,167	0,169	0,130
Max. Zugkraft [F]	316,78	661,32	876,80
Höchsttemperatur am Zellkontakt [°C]	31,0	110,7	86,8

Der Vergleich zu zwei anderen Schweißverfahren, dem Widerstandspunktschweißen und dem Ultraschallschweißen, wird in [8] gezogen. Darin erfolgt die quantitative Bewertung der drei Schweißverfahren im Hinblick auf ihre Nutzung im Bereich der HV-Speicher anhand des elektrischen Kontaktwiderstandes, der mechanischen Belastbarkeit (max. Zugkraft) und des Wärmeeintrages in die Batteriezelle. Die Ergebnisse sind nach [8] in Tabelle 4 dargestellt. Für genauere Erläuterungen zum Vorgehen der Untersuchungen wird an dieser Stelle auf [8] verwiesen.

Diese Betrachtungen müssen bei der Auswahl der Zellverbindungstechnik stets im Hinterkopf behalten werden, wobei die schlussendliche Entscheidung unter anderem auch vom Zelltyp, der Verschaltung der Zellen innerhalb des Moduls, dem spezifischen Anwendungsfall und der gesamten Systemauslegung beeinflusst wird. Eine abschließende Aussage zur besten Verbindungsmethode kann daher nicht allgemeingültig getroffen werden.

4. Ebenen-Modell zum Ausbau der Modularisierung von HV-Speichern

Die vorangegangenen Betrachtungen bilden unterschiedliche Bereiche der Auslegung und Konstruktion von Modulen innerhalb eines HV-Speichers ab, die in die Kernbetrachtungen dieser Arbeit einfließen. Daher soll nun die detaillierte Vorstellung eines Ebenen-Modells zur Entwicklung der Batterie Sub-Module erfolgen, das den Entwicklungs- und Konstruktionsprozess von einfachen, rekonfigurierbaren HV-Speichern unterstützt.

Das dargestellte Ebenen-Modell umfasst, wie aus Bild 8 zu entnehmen ist, vier Stufen. Die Batterieeinzelzelle stellt die kleinste funktionale Einheit dar und wird als Mikro-Ebene definiert. Gemäß dem Bottom-up-Ansatz erfolgt nun die Einstufung der kumulierten funktionalen Einheiten auf einer übergeordneten modularen Ebene – als Batterie Sub-Modul auf der Meso-Ebene. Auf der Makro-Ebene erfolgt die Erfassung aller Module in Form des HV-Speichers. Die Meta-Ebene umfasst das Zusammenwirken aller auf der Makro-Ebene befindlichen Module (HV-Speicher, Antrieb, Leistungselektronik etc.) zu einem Gesamtfahrzeug.

Die Umsetzung aktueller HV-Speicherkonzepte erfolgt aus heutiger Sicht mittels Verschaltung einzelner Batteriezellen zu einem abgeschlossenen HV-Speicher. Basierend auf den „Top Down“ Kundenanforderungen an den HV-Speicher (1) erfolgt die Entwicklung auf der Mikro-Ebene durch den Zulieferer. Die sich ergebene technische „Bottom-Up“ Leistungsfähigkeit (2) aus der Mikro-Ebene heraus ist gegenüber den Kundenanforderungen (1) folgend auf der Entwicklungsschnittstelle (3) kritisch hinsichtlich des Erfüllungsgrades und des Kompetenzübergangs zu betrachten. Zur Sicherung der generierten Entwicklungsvorsprünge gegenüber den Wettbewerbern im Massenmarkt, bezogen auf ausgewählte Batteriezellen oder thermische Konzepte, resultieren abgeschlossene HV-Speichersysteme.

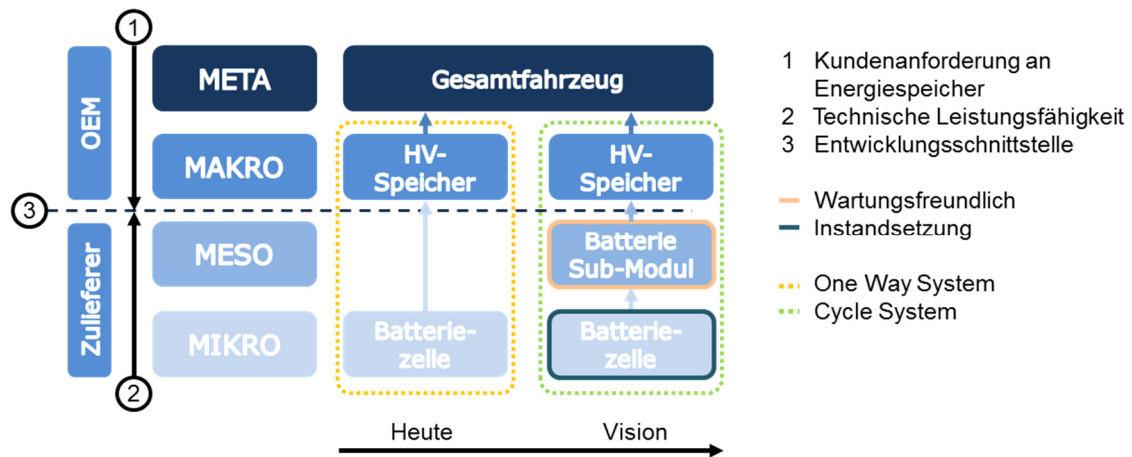


Bild 8: Ebenen-Modell zur zukünftigen Modularisierung von HV-Speichern

Aus den praktischen Erhebungen heraus, die eintretenden Zustände des Kapazitätsverlustes unter minimalen Aufwand zu beheben, ist es das Ziel, ein Cycle-System zu realisieren. Mit Blick in die Zukunft ist es essentiell, dafür eine weitere funktionsdefinierende Ebene zu implementieren – die Meso-Ebene. Auf der Meso-Ebene erfolgt die Entwicklung von Batterie Sub-Modulen als eigenständige Komponente, mit dem Fokus auf Diagnose- und Wechselfähigkeit zur Realisierung der Wartungsfreundlichkeit. Dies bedingt eine offene bzw. zugängliche Konstruktion des HV-Speichers, um dessen Funktionsfähigkeit durch Austausch defekter Batterie Sub-Module im Plug & Play Verfahren zu ermöglichen. Außerhalb des bereits funktionsfähigen HV-Speichers kann anschließend die Wartung des fehlerhaften Batterie Sub-Moduls durch Instandsetzung einer oder mehrerer Batteriezellen erfolgen. Schließlich lässt sich der Schluss ziehen, dass durch die Implementierung der Meso-Ebene und der damit verbundenen Fokussierung auf austauschbare Batterie Sub-Module die Entwicklung einer Cycle-System Batterie nach sich zieht. Zu definieren wäre noch, wo sich zwischen welchen Ebenen die Entwicklungsschnittstelle für den Massenmarkt optimal positionieren wird. Hier muss entschieden werden, inwieweit der Kunde den Zulieferer entscheidend mit in den After-Sales-Market einbezieht. In Hinblick auf den After-Sales-Market ermöglicht ein Cycle-System des HV-Speichers Kostenvorteile für den Massenmarkt, da die Aufwendungen reduziert werden können. Es müssen keine vollständig abgeschlossenen HV-Speicher auf Vorrat gelagert werden, wodurch die Kosten für die Mobilhaltung des Nutzers reduziert werden. Darüber hinaus erfolgt die Reduzierung des Bestandes von gebrauchten aber funktionsfähigen Batteriezellen, welche bei einem Tausch eines abgeschlossenen HV-Speichers zwangsweise in Second-Life-Cycle Anwendungen überführt werden oder aufwendig recycelt werden müssen.

5. Schlussfolgerung/Ausblick

Bei der Entwicklung von modularen HV-Speichern für mobile Anwendungen sind verschiedene Aspekte, von denen einige in dieser Arbeit vorgestellt wurden, zu berücksichtigen. Neben dem zu diskutierenden Schnittstellenmanagement und der Zellverbindungstechnik innerhalb des Batterie Sub-Moduls, die in den Betrachtungen der neu eingeführten Meso-Ebene von Bedeutung sind, existieren im Rahmen des einfachen Aufbaus, der Rekonfigurierbarkeit und des Betriebs von modularen HV-Speichern zusätzliche Themengebiete, die weiter untersucht werden müssen. Die weitere Erarbeitung von effektiven Modulkontaktierungsmethoden, alternativ zur verschraubten Kupferformschiene oder der HV-Steckverbindung, öffnet bspw. ein solches Themengebiet. Abhängig vom konstruktiven Gesamtkonzept des HV-Speichers, mit dem Fokus auf einfach skalierbare HV-Speicher mit minimalen Aufbau und Rekonfigurationsaufwand, ist es durchaus möglich, dass sich im Gesamtkontext hierbei neue Ansätze entwickeln.

Ein wichtiger Punkt, der noch nicht vollumfänglich geklärt ist, betrifft das Angleichen der Ladezustände des HV-Speichers, sowohl innerhalb eines Batterie Sub-Moduls, als auch zwischen den einzelnen Sub-Modulen. Mit der steigenden Anzahl der HV-Schnittstellen kann es durch kleinste Disbalancen über die Allgemeinheit der Wiederstände im HV-System zu einem schleichenden Kapazitätsverlust einzelner Batterie Sub-Module kommen, welche die Gesamteinsatzfähigkeit des HV-Speichers beeinträchtigen. Hierbei sind ggf. neue Konditionierungsstrategien, neben dem klassischen dissipativen Ausbalancieren der Batteriezellen an einer Stromversorgung, interessant. Bspw. könnte im Rahmen der regulären Fahrzeugwartung vorab eine genaue Detektierung der Ursache der Kapazitätsverluste im HV-Speicher erfolgen, was eine gezielte Entnahme des betreffenden Batterie Sub-Moduls und dessen Konditionierung ermöglicht. Der Benefit für den Anwender sollte sich folgend als Kostenvorteil durch die längere Nutzungsdauer seines HV-Speichers, die durch die gezielte

kostengünstige Aufrechterhaltung der Nutzungsfähigkeit bei gleichbleibender Speichereigenschaft erreicht wird, einstellen.

Literaturverzeichnis

- [1] T. Stefaniak und D. Maiwald, „Ermittlung nutzbarer Bauräume für Energiespeicher auf Hochvoltebene in Elektrofahrzeugen mit dezentralisierten Antriebssträngen,“ in *13. Magdeburger Maschinenbau-Tage*, Magdeburg, 2017.
- [2] M. Specht, „Spiegel Online,“ SPIEGEL ONLINE GmbH & Co. KG, 06. April 2018. [Online]. Available: <https://www.spiegel.de/auto/fahrkultur/wechsel-akkus-fuer-elektroautos-raus-rein-weiter-a-1190491.html>. [Zugriff am 27. Juni 2019].
- [3] EV Europe, „eveurope.de,“ 2019. [Online]. Available: <https://eveurope.eu/de/product/tesla-model-module-53-kwhr-24-gdc/>. [Zugriff am 27.06.2019].
- [4] Auto-Leebmann GmbH, „leebmann24.de,“ 2019. [Online]. Available: <https://www.leebmann24.de/zellmodul-hochvolt-batterie-k17-i3-61278647912.html>. [Zugriff am 27.06.2019].
- [5] Fraunhofer-Institut für Lasertechnik (ILT), „Jahresbericht 2016,“ p. 82, 2017.
- [6] P. A. Schmidt, Laserstrahlschweißen elektrischer Kontakte von Lithium-Ionen-Batterien in Elektro- und Hybridfahrzeugen, Technische Universität München, 2015.
- [7] M. J. Brand, P. Berg, E. I. Kolp, T. Bach, P. Schmidt und A. Jossen, „Detachable electrical connection of battery cells by press contacts,“ *Journal of Energy Storage*, pp. 69-77, 5. Oktober 2016.
- [8] M. J. Brand, P. A. Schmidt, M. F. Zaeh und A. Jossen, „Welding techniques for battery cells and resulting electrical contact resistances,“ *Journal of Energy Storage*, pp. 7-14, 15. Mai 2015.
- [9] A. Das, T. Ashwin und A. Barai, „Modelling and characterisation of ultrasonic joints for Li-ion batteries to,“ *Journal of Energy Storage*, pp. 239-248, 13 Februar 2019.
- [10] C. Rath, „Fuhrpark.de,“ Fuhrpark & Management, 05 Juni 2019. [Online]. Available: <https://www.fuhrpark.de/der-fiat-concept-centoventi-freiheit-in-allen-details>. [Zugriff am 10 Juli 2019].

Skriptbasierte FEM Modellbildung und messtechnische Auswertung eines Wassergenerators mit Kombinationswicklung

Prof. Dr. Roland Kasper des ¹⁾, M.Sc. Martin Schmidt, Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann ²⁾

¹⁾ Institut für mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, roland.kasper@ovgu.de, 0391-67-58607

²⁾ Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, Deutschland, martin1.schmidt@ovgu.de, 0391 67-52598

Zusammenfassung

Bei der Entwicklung von elektrischen Maschinen ist der Prozess der Simulation sehr bedeutsam. Durch die detailgetreue Modellierung ist es möglich das Verhalten der Maschine, bereits vor der Konstruktion vorherzusagen. Dazu müssen die verwendeten Materialien bekannt sein, um diese in die Simulationsumgebung einzubinden. Die Güte des Modells wird anschließend durch den Vergleich mit geeigneten Messungen bestimmt.

Zur vereinfachten Modellbildung erfolgt der Aufbau der elektrischen Maschine in ANSYS/Maxwell automatisiert. Die Umsetzung des Skriptes zur Automation erfolgte zur verallgemeinerten Anwendung in VBA-Sprache. Durch Einlesen der Parameter der elektrischen Maschine und dem Ausführen der Zeichenbefehle ist das Skript in der Lage aus einem simplen Rohmodell den Teilausschnitt der Maschine zu erstellen, dieser entspricht 360 Grad elektrischem Winkel. Aus der Multiplikation mit der Polpaarzahl kann dann auf die Eigenschaften der gesamten Maschine geschlossen werden kann.

Anhand geometrischer Vorgaben wurde in ANSYS/Maxwell ein Modell für einen Generator mit Luftspaltwicklung aufgebaut. Aufgrund der Kombinationswicklung ist das Blechpaket genutzt. Die Besonderheit liegt in der vollständigen Reihenschaltung sämtlicher Drähte von Nuten und Luftspaltwicklung. Dies ermöglicht ein hohes Spannungsniveau, bei gleichzeitig geringer Drehzahl. Dies wirkt sich vorteilhaft auf die auftretenden Leerlaufverluste auf. Die Verschaltung erfolgt in ANSYS/Maxwell analog zur realen Maschine. Das Systemverhalten wird in der Simulation überprüft und durch geeignete Messungen validiert.

Diese Ausarbeitung beschäftigt sich mit der automatisierten Modellerstellung einer elektrischen Maschine mit Kombinationswicklung, welche als Wassergenerator fungiert [6]. Die Vermessung dieser Maschine dient dem Abgleich dieser Simulation. Die gewonnenen Erkenntnisse dienen der Optimierung von ANSYS/Maxwell-Modellen und der Qualitätssicherung.

Schlüsselwörter: Elektromotor, Luftspaltwicklung, Messverfahren, Modellbildung

1. Einleitung

Der simulationsgestützte Prozess der elektrischen Maschinenentwicklung ist in der Praxis sehr geläufig. Ziel dieser Methode ist die Analyse des Betriebsverhalten schon während der Entwicklungsphase. Dadurch ergibt sich die Möglichkeit bei Problemen oder Performanceschwierigkeiten innerhalb der Simulation Anpassungen vorzunehmen.

Für herkömmliche Motoren existieren in der Simulationsumgebung ANSYS/Maxwell bereits grundlegende Motormodelle, welche durch Parametrierung an den Anwendungsfall angepasst werden können. Die an der Otto-von-Guericke-Universität entwickelten Maschine besitzen eine gesonderte Bauform der Luftspaltwicklung, welche mäanderförmig auf einem Blechpaket aufgebracht wird. Eine neue Generation dieser Motoren besitzt bereits eine erweiterte Form dieser Struktur. Dabei wird die Nutenwicklung mit der Luftspaltwicklung kombiniert. Dabei liegen unter einem Magnet drei Phasen der Nuten bzw. Luftspaltwicklung [1], [2].

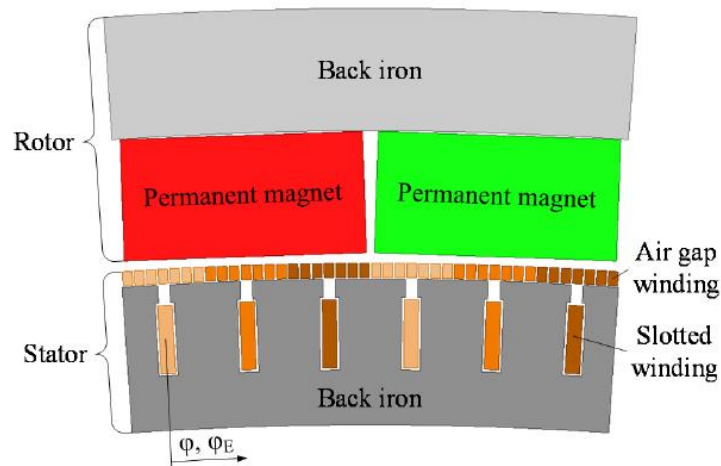


Bild 1 - Modell eines Motors mit Kombinationswicklung

Dieses Modell ist allerdings nicht standardisiert. Um nun eine geeignete Modellierung zu ermöglichen ist eine standardisierte Modellumgebung sinnvoll, welche es erlaubt zeitgünstig die FEM Simulation zu beginnen. Mit einem frei parametrierbaren Rohmodell ist ANSYS/Maxwell in der Lage, durch Anwendung geometrischer Befehle die Maschine aufzubauen. In einem VBA-Skript erfolgt die Definition der Bearbeitungsschritte und durch Einfügen der Parameter ergibt sich der zu modellierende aktive Teil der Maschine. Dies ermöglicht eine beschleunigte Modellierung der neuartigen Wicklungstechnologie.

In diesem Manuskript wird das Prinzip der skriptbasierten Modellierung erläutert. Notwendige Anpassungen zur Simulation und Methodiken sind dargestellt. Des Weiteren erfolgt der Abgleich der Simulation mittels gewonnener Messergebnisse. Die in einer vorliegenden Ausarbeitung beschriebenen charakteristischen Parameter eines Motors werden simulativ und messtechnisch ermittelt. In der finalen Auswertung erfolgt die Gegenüberstellung gewonnener Ergebnisse.

2. Grundlagen der FEM-Simulation

Die Modellierung von komplexen mechatronischen Systemen dient der Optimierung und Vorauslegung. Mit der finiten Elementen Methode (FEM) ist dem Ingenieur ein Werkzeug an die Hand gegeben worden, welches es ermöglicht ohne große Einschränkungen magnetische, elektrische, sowie mechanische Aufgabenstellungen zu berechnen. Mit der „electromagnetic suite“ können in ANSYS elektrische Maschinen wie Elektromotoren bzw. Generatoren analysiert werden. Dabei erfolgt die Aufschlüsselung der systembeschreibenden komplexen Differentialgleichungen in ihre numerische Form. Es erfolgt die Aufspannung eines Netzes in jedem zu simulierenden Bauelement, welches aus endlichen Knoten zusammengesetzt wird. Jeder Knotenpunkt enthält aufgrund seiner Nachbarschaft und der Informationen anderer Knoten einen numerischen Zustand, welcher durch eine Ansatzfunktion festgelegt wird. Es erfolgt die Generierung einer Gesamtmatrix, welche sämtliche Knoten enthält und ihre Beziehungen zueinander. Durch Iteration kann für jeden Knoten das gesamte System vollständig berechnet werden. Dabei sind äußere Einflüsse wie Neumannsche Randbedingungen und Energieeinträge an bestimmten Punkte in das Gleichungssystem mit eingebunden [2].

Die wichtigsten Kenngrößen für eine elektrische Maschine ist die Kopplung zwischen mechanischen und elektrischen Anteil. Wie in Bild 1 erkennbar, handelt es sich um eine permanenterrregte Synchronmaschine (PMSM). Durch Festlegung der rotatorisch beweglichen Teile in der Simulation ist man in der Lage die elektromotorische Kraft zu bestimmen. Dazu werden sogenannte „Windings“ definiert. Am Beispiel einer Simulation mit einem Motor mit Luftspaltwicklung kann dies gezeigt werden.

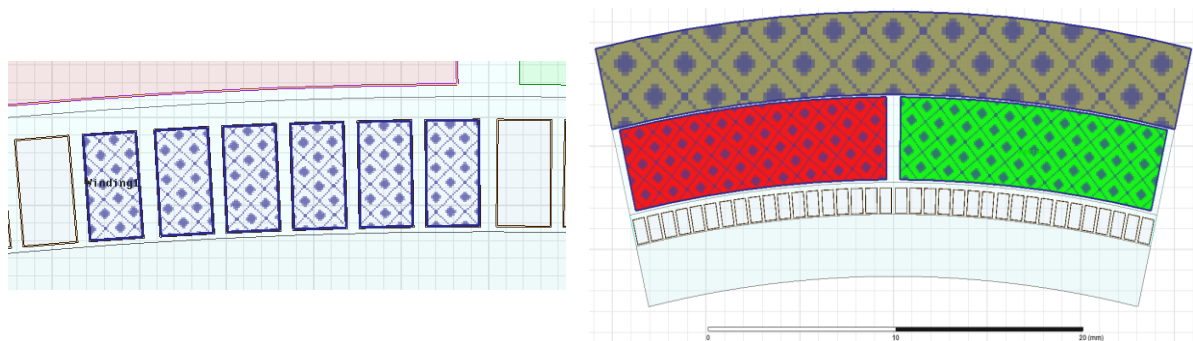


Bild 2: FEM Modell PMSM mit Luftspaltwicklung

Diese dienen der Wicklungsdarstellung und werden als Randbedingung auf null Ampere festgelegt. Bei Rotation erfolgt aufgrund der Lenzschen Regel eine Spannungsinduktion. Das Verhältnis aus induzierter Spannung zur Winkelgeschwindigkeit des Motors ergibt die winkelabhängige Maschinenkonstante. Diese kann aufgrund auftretender Oberwellen als Fourierreihe abgebildet werden [3].

$$U(\varphi) = \sum_{i=1}^N a_{U,(2i-1)} \cdot \sin((2 \cdot i - 1) \cdot pp \cdot \varphi) = K(\varphi) \cdot \omega \quad (1)$$

Dabei entspricht $K(\varphi)$ der winkelabhängigen Maschinenkonstante. Der Wert von pp stellt die Polpaarzahl des Motors dar. Eine zweidimensionale Simulation ist aufgrund der virtuellen Tiefe und der Symmetrie in Tiefenrichtung ausreichend genau und wird von ANSYS berücksichtigt. Um einen vollständigen Motor zu simulieren ist die Verwendung eines Teilausschnittes nur zulässig, sollten an den Rändern sogenannte Master-Slave Bedingungen definiert sein. Diese garantieren bei Rotation, dass an beiden Rändern, dasselbe magnetische Potential auftritt. Dies entspricht einer Aneinanderreihung der Teilausschnitte, so dass der Motor wieder in sich geschlossen ist.

Um komplexere Simulationen durchzuführen bietet der integrierte Schaltkreisbaukasten die Option die Wicklungen extern zu verschalten. Dadurch können reale elektrische Schaltung, wie sie in der Messumgebung oder im realen Anwendungsfall auftreten, nachgebildet werden. Dadurch erhält der Nutzer ein besseres Verständnis über die Systemgrößen und kann genauere Analysen starten.

3. Skriptbasierte Modellierung des Wassergenerators

Zunächst wird das Rohmodell erzeugt. Dieses besteht aus einem Magnetpaar und den Rückschlusseisen des Rotors und des Stators. Diese bilden den grundlegenden Magnetkreis der Maschine, welche die elektromagnetische Kopplung charakterisieren. Für die Modellierung der Wicklungsform ist aufgrund der besonderen Lage zum Blechpaket für die Nuten- und Luftspaltwicklung ein Kupferrechteck-Drahteillement ausreichend. Für die Anwendung der Nuten ist ein weiteres Rechteckelement (dunkelblau) mit eingebracht.

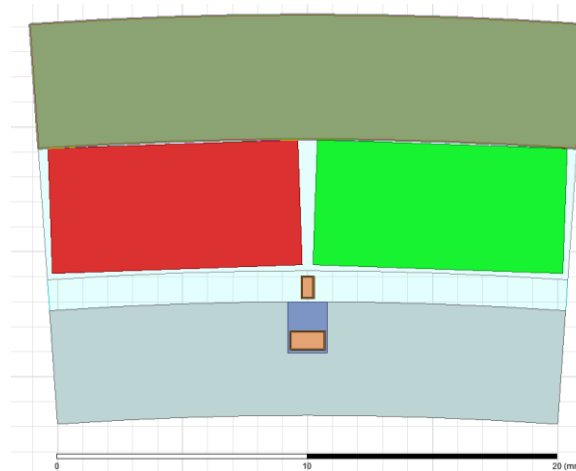


Bild 3: Rohmodell in ANSYS Maxwell

Das Skript arbeitet in drei Phasen. Die erste Phase importiert die Geometrien der Magnete, Drähte, der Drahtisolation, Nuten und die notwendigen Radien des Motors um die Voranpassung vorzunehmen.

```
' Loop through each row
For nRow = 1 To (nUsedRows - 1)
  ' Loop through each column
  For nCol = 0 To (nUsedCols - 1)
  ' Add the cell value to the sheet array
  arrSheet(nRow, nCol) = objCells(nRow + nTop, nCol + nLeft).Value

Next

For i=0 To UBound(a)
if a(i) = arrSheet(nRow,0) Then
oDesign.ChangeProperty Array("NAME:AllTabs",Array("NAME:LocalVariableTab",_
Array("NAME:PropServers", "LocalVariables"),Array("NAME:ChangedProps",_
Array("NAME:" & a(i), "PropType:", "VariableProp", "Value:", arrSheet(nRow,1) & arrSheet(nRow,2), "Description:=", arrSheet(nRow,3))))
i=i+1
End If
Next
Next
```

Anschließend erfolgt die Bildung der Nuten durch das Vervielfältigen des dunkelblauen Rechteckelements (siehe Bild 3: Rohmodell in ANSYS Maxwell) auf insgesamt sechs Teilsegmente und der Positionierung unterhalb der Magneten. Dabei wird durch Rotation um die Motorachse jedes Element gleichmäßig verteilt. Durch boolesche Operationen werden aus dem Statoreisen die Elemente herausgeschnitten. Dadurch entsteht das genutete Blechpaket.

```
' Skriptbasierte Bildung der Luftspaltwicklung
-----
'Erster Schritt
oEditor.Rotate Array("NAME:Selections", "Selections:=", "Isolierlack,Draht_LSW", "NewPartsModelFlag:=", _
"Model"), Array("NAME:RotateParameters", "RotateAxis:=", "Z", "RotateAngle:=", "winkel_aw")

'erste Duplikation/ erste Hälfte der LSW
oEditor.DuplicateAroundAxis Array("NAME:Selections", "Selections:=", _
"Isolierlack,Draht_LSW", "NewPartsModelFlag:=", "Model"), Array("NAME:DuplicateAroundAxisParameters", "CreateNewObjects:=", _
true, "WhichAxis:=", "Z", "AngleStr:=", "2*winkel_aw", "NumClones:=", "N_LSW/2"), Array("NAME:Options", "DuplicateAssignments:=", _
false)
```

Im finalen Schritt werden zunächst die Nutenwicklungen identisch zu den Nuten projiziert. Dabei wird die Anzahl der Drähte in der Nut, welche als Parameter mit übergeben wird, genutzt, um diese zu vervielfältigen.

Anschließend erfolgt analog die Positionierung mittels der Rotation um die Motorachse. Ebenso geschieht es mit der Luftspaltwicklung. Die Anwendung der „Winding“ Definition und der Neumannschen und Master-Slave Randbedingungen erfolgt anschließend von Hand. Der Wassergenerator besitzt 81 Polpaare. Die Geometrie des Eisenrückschlusses, der Drähte in Luftspalt- und Nutenwicklung sind in folgender Tabelle aufgeführt.

Tabelle 1: Parameter Wassergenerator

Beschreibung	Wert	Einheit
Außenradius Stator	262,4	mm
Innenradius Rotor	270,35	mm
Eisenrückschlussdicke	5,5	mm
Blechpaketdicke	11,64	mm
Magnetbreite	10	mm
Magnethöhe	5	mm
Magnetlänge	200	mm
Höhe des LSW-Drahtes	1,8	mm
Breite des LSW-Drahtes	1	mm
Anzahl der Drähte LSW	3	-
Anzahl der Phasen LSW	3	-
Höhe des NW-Drahtes	1,4	mm
Breite des NW-Drahtes	1,7	mm
Breite der Nut	2	mm
Höhe der Nut	7,04	mm
Anzahl der Drähte NW	4	-
Nennzahl	60	rpm
Nennstrom	15	A
Nennleistung	5	kW
Nennmoment	860	Nm

Nach Ausführen des Skriptes entsteht das fertige Modell der aktiven Teile des Wassergenerators. Um den magnetischen Kreis zu optimieren sind Inlays zur Polschuherzeugung notwendig. Diese werden per Hand in das Modell eingepflegt.

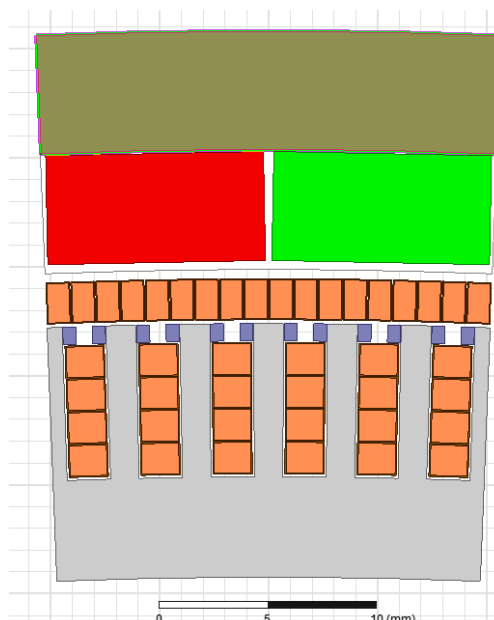


Bild 4: Finales FEM Modell des Wassergenerators

Als verwendetes Material für das Blechpaket wurde M235 35A C5 verwendet. Die magnetischen Eigenschaften sind in den Materialspezifikationen eingetragen [4].

4. Simulation wichtiger Kenngrößen des Wassergenerators

Für die Implementierung in ANSYS erfolgt die Definition der notwendigen Wicklungsform. Eine Phase besteht aus insgesamt drei Drähten der Luftspaltwicklung und vier Nutenwicklungsdrähten welche sich in einer Reihenschaltung verbinden. Um dies zu realisieren wird eine externe Schaltung in ANSYS aufgebaut. Mittels des Circuit Simulator werden die insgesamt 21 eingeführten Windungen so angeordnet, dass sie der späteren finalen Verschaltung entsprechen. Abbildungen dazu befinden sich in [6].

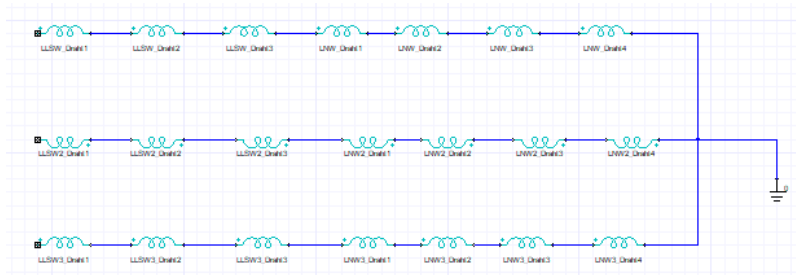


Bild 5: ESB der Phasenanschlüsse in ANSYS Maxwell

Der Wassergenerator soll im finalen Anwendungsfall über eine Brückenschaltung betrieben werden. Dabei wird eine B6U genutzt um die dreiphasige Spannung gleichzurichten. Über einen Umrichter sollen dann die notwendigen Ströme generiert werden. Im Falle ein notwendiges Abschalten sollen Lastwiderstände die Leistung aufnehmen. Aus diesem Grund müssen diese zwei Schaltungen simuliert und analysiert werden.

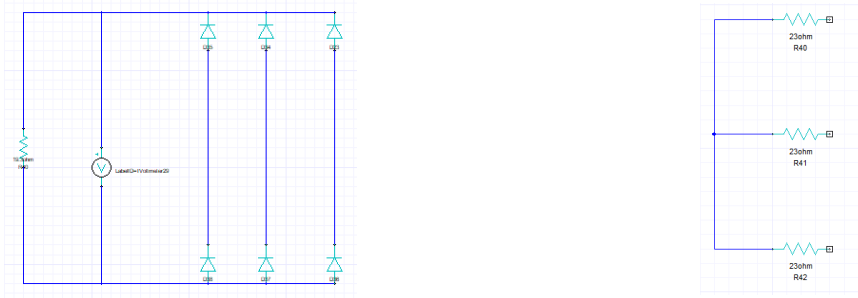


Bild 6: Lastschaltkreise

Zunächst erfolgt die Untersuchung der elektromagnetischen Kopplung. Dazu wird die induzierte Spannung der Wicklung simuliert. Durch Normieren auf die simulierte Drehzahl ergibt sich die winkelabhängige Kopplungsgröße [3]. Mit Simulation der EMK in ANSYS Maxwell ist durch Anwendung der Fourieranalyse die Bestimmung Koeffizienten $a_{K,(2i-1)}$ möglich. Bei 20 rpm ergaben sich:

Tabelle 2: Fourierkoeffizienten Maschinenkostante FEM

	Phase 1	Phase 2	Phase 3
$a_{K,1}$	36,451	36,441	36,352
$a_{K,3}$	2,071	2,061	2,081
$a_{K,5}$	0,182	0,192	0,162
$a_{K,7}$	0,022	0,023	0,034

Die Spannung am Gleichrichter ist ebenfalls eine von der Drehzahl abhängige Größe.

Tabelle 3: Gleichrichterspannung FEM

Drehzahl [rpm]	20	40	60	Anstieg
Spannung [V]	126,6	252,9	378,57	$U = K_{GL} \cdot \omega = 60,3 \cdot \omega$

5. Simulationsgestützte Validierung des Wassergenerators anhand von Messungen

In Zusammenarbeit mit dem Institut für elektrische Energiesysteme wurde der Wassergenerator in einem geeigneten Prüfstand für hohe Drehmomente verbaut um die Messung durchführen zu können.



Bild 7: Prüfstandsmessung am Wassergenerator

Über eine Breakoutbox wurden die Phasenanschlüsse und der Sternpunkt nach außen geführt, dies ermöglicht die Betrachtung der Einzelphasen – EMK und Berechnung der Widerstände und Induktivitäten. Die Vermessung erfolgt nach [5]. Die Widerstände und die Induktivitäten der Phasen ergaben sich zu:

$$\underline{\underline{R[\Omega]}} = \begin{pmatrix} 2,62 & 0 & 0 \\ 0 & 2,82 & 0 \\ 0 & 0 & 2,85 \end{pmatrix} \quad \underline{\underline{L[\mu H]}} = \begin{pmatrix} 1888 & 365 & 385 \\ 365 & 1950 & 285 \\ 385 & 285 & 2030 \end{pmatrix}$$

Die EMK wurde bei der Drehzahl 20 rpm aufgenommen um mit der FEM - Simulation vergleichbar zu sein.

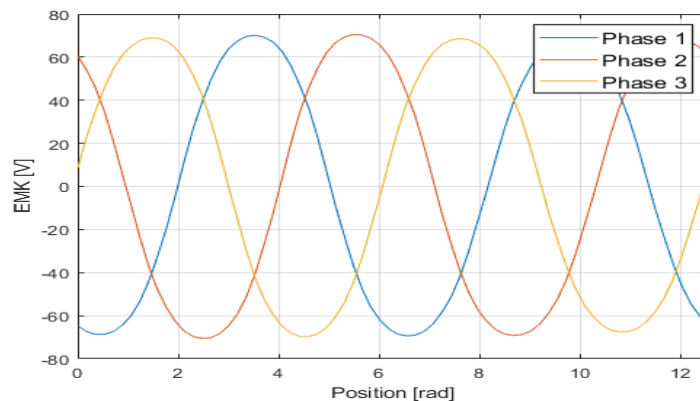


Tabelle 4:Fourierkoeffizienten Maschinenkonstante Messung

	Phase 1	Phase 2	Phase 3
$a_{K,1}$	34,351	34,762	34,163
$a_{K,3}$	1,871	1,914	1,7757
$a_{K,5}$	0,082	0,111	0,058
$a_{K,7}$	0,022	0,029	0,0062

Ein Vergleich bei Nenndrehzahl ergab keine Feldschwächungseffekte, die EMK wurde reproduzierend gemessen. Die Gleichrichterspannung wurde für 20, 40 und 60 rpm gemessen. Dies ergab einen linearen Zusammenhang.

Tabelle 5: Gleichrichterspannung Messung

Drehzahl [rpm]	20	40	60	Anstieg
Spannung [V]	118,3	244,7	373	$U = K_{GL} \cdot \omega = 58,781 \cdot \omega$

Die Lastpunkte werden in dem Versuchsfeld über eine dreiphasige Widerstandskaskade realisiert, welche sieben Widerstandsstufen besitzt. Durch geeignete Verschaltung sind beide Anwendungsformen wie oben beschrieben umsetzbar. Gleichzeitig können die Widerstandsstufen in der Simulation exakt angewandt werden. Zunächst erfolgt ein Vergleich der elektrischen Leistung bei verschiedenen Stufen der Widerstandskaskade in Sternpunktsschaltung. Die Leistung berechnet sich aus

$$P = \frac{1}{T} \int U(t) \cdot I(t) dt \quad (2)$$

Es wurden in der Simulation und FEM Spannung und Strom aufgenommen. Daraus konnte die elektrische Leistung ermittelt werden. Zum Vergleich wurden die Leistungen bei 60 rpm aufgenommen

Tabelle 6: Leistungsabgabe mit Sternpunktlast

<i>Leistung [W]</i>	FEM			Messung		
	U	V	W	U	V	W
Stufe 2 - 120 Ω	208,5	211,4	214,9	226,1	220,7	223,5
Stufe 4 - 40 Ω	584,0	575,4	602,3	559,1	547,6	551,2
Stufe 6 - 23 Ω	930,6	910,7	954,4	884,6	879,7	894,9

Die Widerstandskaskade wurde während der Belastung bei Stufe 4 und Stufe 6 deutlich wärmer. Was zu einer Widerstandserhöhung geführt hat. Dies erklärt die geringere elektrische Leistung im Messpunkt. Das Kennfeld des Generators wurde über das Anschließen der Kaskade an einen Gleichrichter bestimmt. [5]

Durch Einstellen der Stufen wird eine Last bzw. ein bestimmter Strom erreicht. Es ergab sich, dass der Messaufbau durch Begrenzungen der Lastmaschine die geforderten 5 kW nicht erreichen konnte. Somit wurden die gewonnenen Messpunkte zur Extrapolation genutzt um eine Abschätzung für höhere Leistungen zu bekommen. Das Drehmoment wurde direkt an der Antriebsmaschine gemessen. Dadurch wirken Verlustanteile von der Antriebsmaschine mit. Die Leerlaufverluste der Antriebsmaschine wurden später herausgerechnet. Die Ergebnisse der Extrapolation sind im Folgenden aufgeführt.

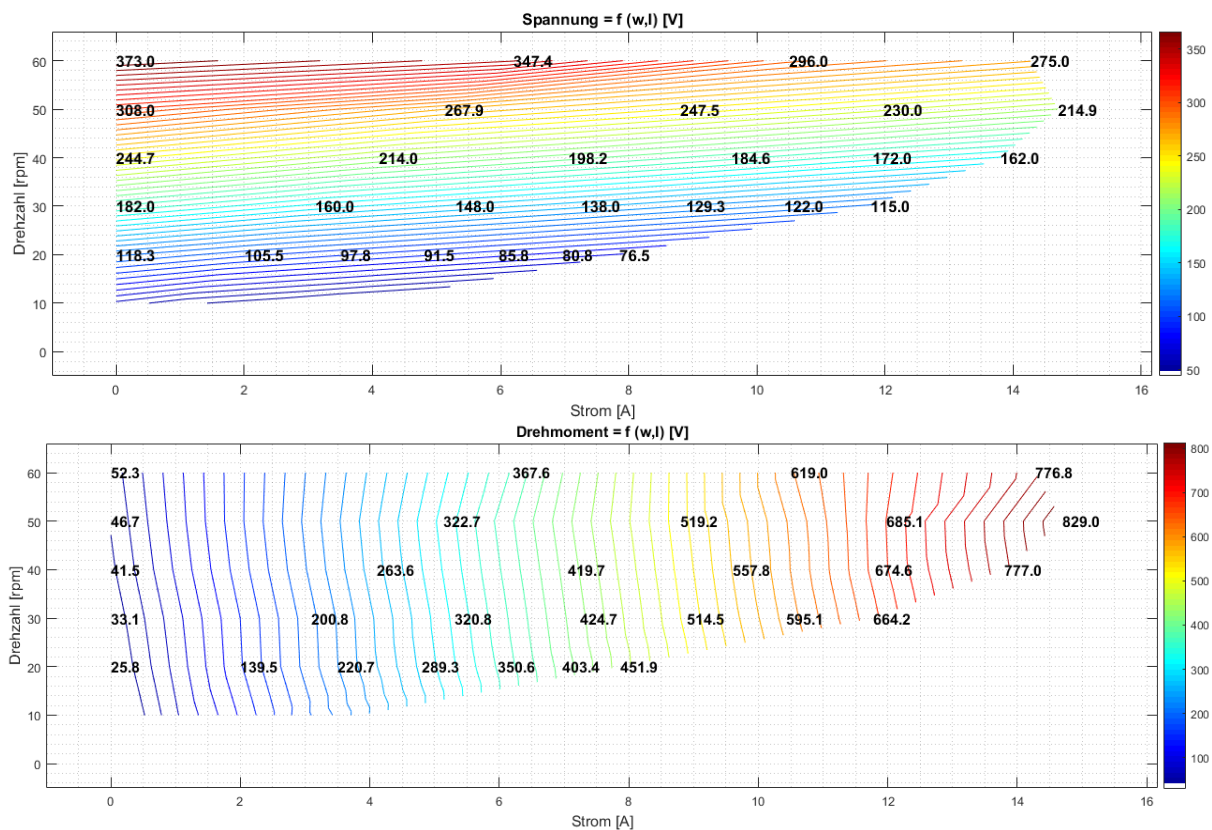


Bild 8: Spannung und Drehmoment bei Gleichrichterbetrieb

Mit der FEM - Simulation werden bei 60 rpm die Spannungswerte und Drehmomente verglichen.

Tabelle 7: Abgleich Simulation und Messung

	10 A	15 A	20 A
FEM	321 V / 740,2 Nm	295,1 V / 882,5 Nm	265,3 V / 1166 Nm
Messung	304,68 V / 575,79 Nm	273,1 V / 831,4 Nm	242,4 V / 1106 Nm

Der gemessene Wirkungsgrad am Generator wurde nach [5] ermittelt. Dabei sind exemplarisch drei Drehzahlen und vier Lastpunkte genutzt worden:

Tabelle 8: Wirkungsgradkennfeld des Wassergenerators

η [%]	0 A	5 A	10 A	15 A	20 A
20 rpm	0	74,69	56,43	35,78	13,56
40 rpm	0	83,51	77,65	67,52	55,86
60 rpm	0	87,1	85,01	76,56	67,11

Näherungsweise kann die Kurve wie folgt approximiert werden [5]

$$\eta = \frac{(K_{Gleich} \cdot \omega + 2 \cdot U_0 - R_1 \cdot I_{Gleich} - R_2 \cdot \omega \cdot I_{Gleich}) \cdot I_{Gleich}}{(K_{Gleich} \cdot I_{Gleich} + T_0 + d \cdot \omega) \cdot \omega} \quad (3)$$

Mit $K_{Gleich} = 58,5 \frac{Vs}{rad}$, $R_1 = 5,8 \Omega$, $R_2 = 0,29 \frac{\Omega s}{rad}$, $U_0 = 1,45 V$, $d = 0,0629 \frac{Nm \cdot s}{rad}$ und $T_0 = 7,4 Nm$

6. Diskussion der Ergebnisse

Die elektromotorische Kraft des Generators liegt in der Simulation bereits oberhalb der Messung. Ein Amplitudenunterschied von ungefähr 5 % ist vertretbar. Aufgrund von unterschiedlichen Magnetqualitäten reduzieren schwächere Magneten das magnetische Feld im Luftspalt und somit die Kopplung. Dies resultiert in einem ebenfalls schwächeren Spannungswert hinter der Gleichrichterbrücke. Aufgrund der wirkenden Lorentzkraft ist eine leichte Schräglage der Luftspaltgewickelten Drähte nachteilig für die elektromagnetische Kopplung. Aufgrund der hohen Polpaarzahl und der eingeschränkten Fertigungsmöglichkeiten können Lagefehler nicht ausgeschlossen werden.

Der Vergleich von Simulation und Messung zeigt im Lastbereich einen gewissen Versatz. Bereits in Sternpunktsschaltung sind geringere Leistungen aufgetreten. Im Gleichrichterbetrieb produziert der Generator eine geringere Spannung unter Last, als simuliert. Das Drehmoment wirkt geringer aufgrund der schwächeren Kopplung ebenfalls geringer als in Simulation. Eine Überprüfung des Widerstandes ergab einen theoretischen Widerstand von 2,13 Ohm ohne Betrachtung der Wickelköpfe. Bei entsprechender Geometrie und Berücksichtigung der Wickelkopflängen ergibt sich ein Widerstand von 2,428 Ohm. Gemessen wurde ein 6% höherliegender Widerstand. Aus diesem Grund ist der Strom, begründet durch das ohmsche Gesetz, geringer als in der Simulation, da hier lediglich die Widerstände ohne Wickelkopf in der FEM berücksichtigt wurden.

Der Wirkungsgrad des Generators liegt im Arbeitspunkt bei 76,16%. Nach FEM - Simulation ist ein Wirkungsgrad von 81 % ermittelt worden. Aufgrund der zuvor ermittelten Messwerte ist dieser Wert akzeptabel. Die Kurve des Kennfeldes enthält Parameter welche sich mit dem elektrischen und mechanischen Ersatzschaltbild abbilden lassen. Aufgrund des Gleichrichterbetriebes wurden zwei Phasen gleichzeitig belastet. K_{Gleich} wurde exakt bestimmt und R_1 bzw. R_2 spiegeln die Summe zweier Phasenwiderstände und Phaseninduktivitäten wieder. Die Dämpfung d , sowie das Haltemoment T_0 , stellen die Parameter des Leerlaufdrehmomentes vom Generator dar.

7. Zusammenfassung und Ausblick

Die Ausarbeitung befasste sich mit der simulationsgestützten Vermessung eines Wassergenerators mit Kombinationswicklung. Es wurde aufgezeigt, wie mit simpler Codierung aus einem bestehenden Roh-Modell ein funktionsfähiges Simulationsmodell einer komplexen PMSM entstehen kann. Durch geeignete Vermessungen konnte die Güte des Modells nachgewiesen werden. Aufgrund von fertigungstechnischen Lagefehlern, materialbedingten Schwankungen des Magnetfeldes und der nicht Berücksichtigung des Wickelkopfes im FEM Modell sind die Unterschiede im Lastbetrieb erklärbar. Die Vermessung des Generators erfolgt in einer Summendrehmomentauswertung von Last- und Antriebsmaschine. Das spätere Herausrechnen kann fehlerhaft sein, weshalb der reale Wirkungsgrad höher einzuschätzen ist.

Die Ausarbeitung zeigt auf, dass die Verschaltung der Wicklungen in der Simulation, die Widerstände durch die Wickelköpfe mit zu berücksichtigen hat. Durch geeignete Anpassung, wie der zusätzlichen Reihenschaltung, könnte so eine höhere Übereinstimmung erzielt werden. Des Weiteren ist eine genauere Untersuchung der Flusssdichte im Luftspalt notwendig um den besagten Materialfehler ausschließen bzw. validieren zu können. In Luftspaltgewickelten Motoren ist dies bereits validiert. Eine genauere Untersuchung mit genutetem Blechpaket steht noch aus.

Literaturverzeichnis

- [1] Kasper, Roland; Borchardt, Norman: Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types, IFAC Symposium on Mechatronic 2016
- [2] ANSYS Electronics Desktop Scripting Guide, Handbuch, ANSYS Inc., Juni 2015
- [3] Dr. Norman Borchardt, Dissertation, „Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutzenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte“, Otto-von-Guericke-Universität, Magdeburg, 2014
- [4] <https://www.emotor.com/electricalsteel/>, Stand 2019
- [5] Kasper, Roland; Schmidt, Martin; Ralf Hinzelmann: Standardisierung der Messwertaufnahme für eine elektrische Maschine mit Luftspaltwicklung, MMT 2017
- [6] Hinzelmann, Ralf; Höhne, Falk; Kasper, Roland: Wickeltechnologie für Wassergenerator mit Kombinationswicklung, MMT 2019

Einfluss der Kühlkanalgeometrie und der Thermal Interface Materials auf die thermische Belastung eines Elektromotors mit Luftspaltwicklung

Dr. Jörg Sauerhering, Dr. Gunar Boye, Prof. Dr. Frank Beyrau ¹⁾, M.Sc. Olena Stamann ²⁾ M.Sc. Sergey Perekopskiy ³⁾

¹⁾ Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,
joerg.sauerhering@ovgu.de, 0391 6752574

²⁾ Institut für Werkstoff- und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, olena.stamann@ovgu.de

³⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, sergey.perekopskiy@ovgu.de

Zusammenfassung

Prinzipiell sind elektrische Aktoren in der Lage, hohe Leistungsdichten zu generieren. Limitiert sind sie hierbei durch die begrenzten Möglichkeiten der Verlustwärmeabfuhr. In dieser Arbeit wird das Potenzial einer optimierten Kühlkanalgeometrie diskutiert, wobei gezeigt wird, dass mit einfachen konstruktiven Maßnahmen der Druckverlust an den Kühlkanälen auf nahezu 1/10 des Ausgangswertes gesenkt werden kann. Die derart optimierte Kanalgeometrie ermöglicht zudem eine Verdoppelung der Leistungsdichte der Maschine, da sie die auftretenden maximalen Bauteiltemperaturen signifikant absenkt. Eine weitere Möglichkeit der Optimierung besteht in der Minimierung der thermischen Widerstände zwischen der Wicklung und den Kühlkanälen. Hierbei stellt die Isolier- und Klebefolie den größten Widerstand dar. Der Einfluss unterschiedlicher Folien-Klebstoff-Variationen wird im abschließenden Teil der Arbeit sowohl experimentell als auch numerisch untersucht.

Schlüsselwörter: Elektrische Aktoren, Fluidkühlung, TIM, Strömungssimulation, Infrarotthermografie, E-Mobilität

1. Einleitung

Hohe Leistungsdichten sind äußerst erstrebenswert für Antriebe in mobilen Anwendungen. Exemplarisch hierfür sind E-Maschinen mit einer Luftspaltwicklung [1], welche als Radnabenmotor im 15“ Format Leistungen von bis zu 80 kW bei einem Gewicht von ca. 20 kg erreichen können [2]. Dies geht jedoch auch mit einer Verlustleistung von bis zu 8 kW einher, welche in Form von Wärme über eine Kühlung abzuführen ist. Die hierbei zwischen der Wärmequelle (Wicklung) und der Wärmesenke (Kühlkanal) auftretenden Temperaturdifferenzen hängen wesentlich von den dazwischenliegenden thermischen Widerständen ab. Diese resultieren aus den für die elektrische Isolierung der Wicklung notwendigen Schichten, fertigungsbedingten Spalten und deren Distanz zu den Kühlkanälen sowie dem Wärmeübergang in diesen selbst. Der Aufbau und die wesentlichen Komponenten der E-Maschine sind in Abbildung 1 dargestellt.

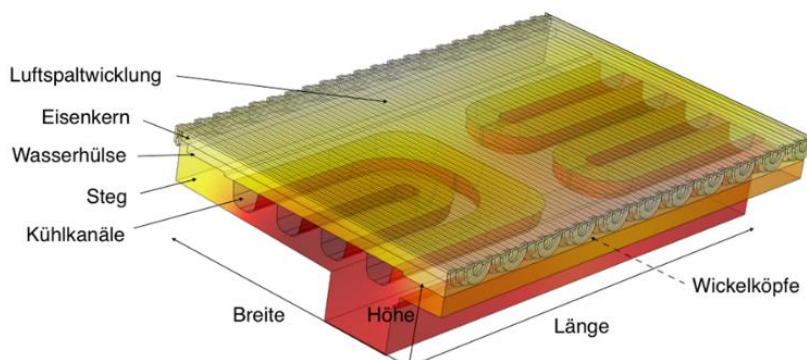


Abbildung 1 Ebenes 1/5 Stator-Segment eines E-Motors mit Luftspaltwicklung aus Comsol Multiphysics Modell für Elisa-2 (Ausgangsgeometrie)

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss von modifizierten Kühlkanalgeometrien und neuartigen Klebstoff-Isolierfolien-Kombinationen auf die thermische Belastung des Motors untersucht, wobei auf FEM-Simulationen und auf Messungen an Motoren sowie an einem ebenen Modell zurückgegriffen wird.

Für die Berechnungen kommt Comsol Multiphysics Version 5.2-5.4 zum Einsatz, wobei im

Verlauf des Forschungsprojektes eine Evolution ausgehend von reiner Wärmetransportberechnung bei konstanten thermischen Randbedingungen an einem ebenen Modell, wie in Abbildung 1 dargestellt, bis hin zur gekoppelten Berechnung des Wärmetransports im Festkörper sowie im Fluid und der Strömungssimulationen am vollständigen Modell stattfand. Als Messverfahren wurden hydraulische Messungen sowie Infrarotthermografie, sowohl am Motor als auch an einem ebenen Versuchsmodell, eingesetzt. Die Messungen dienten hierbei zum einen der Validierung der numerischen Modelle, und zum anderen ermöglichten sie die Bestimmung des Einflusses fertigungsbedingter Spalte und Unregelmäßigkeiten.

2. Kühlkanalmodifikationen an E-Maschinen mit Luftspaltwicklung

Über die Flüssigkeit im Kühlkanalsystem wird die Verlustwärme des Motors abgeführt, wobei eine effektive Kühlung in der Lage sein sollte, die Temperaturdifferenz zwischen der Kupferwicklung und dem ausströmenden Kühlfluid möglichst klein zu halten. Neben dem Erreichen eines geringen Strömungswiderstands in den Kühlkanälen ist eine geringe Temperaturdifferenz zwischen ein- und ausströmenden Kühlmedium sowie um den Umfang des Stators von maximal 10 K angestrebt, da zu große Temperaturdifferenzen zu mechanischen Spannungen führen können. Idealerweise wird über die gesamte Kette des Wärmetransports, vom warmen Kupferdraht bis hin zum Inneren der Strömung in den Kühlkanälen von geringen Temperatursprüngen ausgegangen. Hierfür sind ausreichende Wärmeleitfähigkeiten und geringe Schichtdicken der verwendeten Klebstoffe und Lacke zwischen den metallischen Bauteilen notwendig. Da das aus Eisenringen bestehende Blechpaket mittels einer Presspassung mit der darunter befindlichen Stützstruktur, dem Steg, gefügt ist, kann hier von einem geringen thermischen Widerstand ausgegangen werden.

2.1 Untersuchte Kühlkanalgeometrien

In Abbildung 2 sind die CAD-Zeichnungen des Elisa 2- und zweier Entwürfe des LeiRaMo-Motors dargestellt. Es handelt sich jeweils um den Steg, in dem das Kühlkanalsystem eingelassen ist. Der wesentliche Verlauf des Kühlmediums in den Kanälen ist mit roten Pfeilen gekennzeichnet. Besonderheiten der Kühlkanalgeometrie sind mit blauen Markierungen versehen.

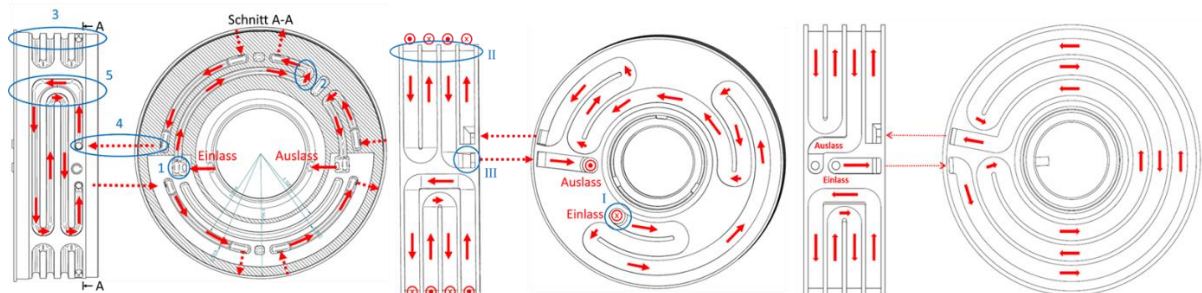


Abbildung 2 links: Elisa-2, Mitte: LeiRaMo 1. Entwurf, rechts: LeiRaMo 2. Entwurf

Die Kühlkanalgeometrie des Elisa 2-Stators zeichnet aus, dass die Kühlflüssigkeit auf dem Weg durch das Bauteil der Reihe nach wiederkehrend die Leistungselektronik auf der Stirnfläche und die Luftspaltwicklung mit den Wickelköpfen auf der Mantelfläche des Stators durchströmt. Es werden alternierend fünf Leitungsabschnitte auf der Stirnfläche und vier Segmente auf der Mantelfläche gekühlt. Dies erfordert eine Vielzahl von Armaturen in Form von Krümmern (Markierung 2) und Einläufen (Markierung 4), die die Strömung durch den Steg führen. Jede Armatur erhöht die Druckverluste und damit die zum Fluidtransport erforderliche Pumpleistung.

Die Geometrie enthält einige Merkmale, die auf einen relativ hohen Druckverlust hinweisen könnten. Hierzu gehört die Aufweitung des Querschnitts am Einlass und Auslass (Markierung 1), die scharfkantigen 90 °-Umlenkungen der Übergänge von Stirnfläche zu Mantelfläche (Markierung 4) und die Querschnittsveränderungen der Kühlkanäle, die in jedem Segment der Mantelfläche zu finden sind (Markierung 5). Markierung 3 zeigt, dass die Kühlkanäle einen eher runden Querschnitt besitzen und nah beieinander mittig auf dem Umfang des Stegs verlaufen.

Gemäß Abbildung 2 Mitte gelangt die Kühlflüssigkeit über einen Stutzen auf die Stirnfläche des LeiRaMo-Stators. Die Kühlkanal-Geometrie führt die Kühlflüssigkeit nahezu über die komplette Fläche. An der Stirnfläche mäandriert der Kühlkanal zur besseren Verlustwärmeabfuhr der Leistungselektronik. Anschließend wird das Kühlmedium auf den Umfang geleitet, wo die Wicklung gekühlt werden soll. Hier befindet sich ein einziges großes Segment aus umlaufenden Kühlkanälen. Erst nachdem die Mantelfläche gänzlich durchströmt wurde, gelangt das Fluid erneut auf die Stirnfläche, um nach kurzer Strecke über einen weiteren Stutzen abgeleitet zu werden.

Der Steg ist strömungstechnisch optimiert, da vergleichsweise wenige enge Umlenkungen über den Verlauf der Kühlkanäle durchströmt werden müssen. Weiterhin sind keine scharfkantigen Einläufe oder Umlenkungen vorhanden, da die Stützen an Ein- und Auslass (Markierung I) und die Übergänge von Stirnfläche zu Mantelfläche (Markierung III) mit 45 °-Phasen versehen sind. Querschnittsveränderungen wurden gänzlich vermieden. Markierung II zeigt, dass die Kühlkanäle rechteckig geformt sind. Sie weisen eine große Querschnittsfläche auf und reichen fast bis zu den Wickelköpfen am Rand des Stators heran. Damit wird ein bedeutend größerer Anteil der Mantelfläche von den Kühlkanälen bedeckt als beim Elisa 2-Stator.

Die 2. Version der LeiRaMo-Geometrie, siehe Abbildung 2 rechts, erhält durch Anpassungen eine 10 % größere Kühlfläche und fasst 8 % mehr Kühlmittelvolumen. Der Ein- und Auslauf wurde neu konstruiert, was zu einer besseren Ausnutzung des vorhandenen Volumens und zur Verbesserung des Strömungsverhaltens führt. Durch den Neuaufbau der Geometrie von Ein- und Auslass wird nun auch das kältere Kühlmittel zuerst an den beiden Stirnflächen des Umfangs entlanggeführt. Diese Maßnahme verbessert die Kühlung direkt an den Wickelköpfen, an denen die meiste Wärme abgeführt werden muss.

2.2 Optimierung der Strömungsdruckverluste

In durchströmten Kühlkanälen entstehen Druckverluste durch irreversible Prozesse, wie Strömungsablösungen an Rohrarmaturen oder Reibung zwischen Strömung und Rohrwand. Demzufolge muss die Bernoulli-Gleichung um einen Verlustterm Δp_V ergänzt werden. Der Strömungsdruckverlust setzt sich nach Gleichung 1 aus der Summe der Teilwiderstände zusammen:

$$\Delta p_V = \frac{\rho}{2} w^2 \left(\sum_i \zeta_i + \lambda_{\text{Reibung}} \frac{L}{d_h} \right). \quad (1)$$

Der Widerstandsbeiwert ζ_i charakterisiert den Druckverlust in einer durchströmten Armatur i , worunter Rohreinbauten wie Krümmer, Verzweigungen oder Aufweitungen und Verengungen fallen. Die Rohrreibungszahl λ_{Reibung} beschreibt den Druckverlust aufgrund von Erhebungen an der Rohrwand, woraus mikroskopische Verwirbelungen in der Strömung und somit ebenfalls Dissipationsarbeit resultieren. Für ein hydraulisch glattes Rohr kann die Rohrreibungszahl nach Blasius [3] im turbulenten Bereich mit

$$\lambda_{\text{Reibung,glatt}} = 0,316 Re^{-0,25} \quad 2300 < Re < 100000 \quad (2)$$

und im laminaren Bereich mit

$$\lambda_{\text{Reibung,glatt}} = 64 Re^{-1} \quad Re < 2300 \quad (3)$$

mittels der dimensionslosen Reynoldszahl berechnet werden. Diese ergibt sich mit der kinematischen Viskosität ν , der Strömungsgeschwindigkeit w und dem hydraulischen Durchmesser nach $Re = wd_h/\nu$. Die Ergebnisse sind sowohl für den Elisa 2 Stator als auch für den LeiRaMo für den hydraulisch glatten Fall exemplarisch in Tabelle 1 dargestellt. Da die durchströmten Kanäle keinen kreisrunden Querschnitt aufweisen, ist jeweils für beide Statoren der hydraulische Durchmesser d_h nach Gleichung 4 berechnet

$$d_h = \frac{4 * A_q}{U_b} \quad (4)$$

Die Widerstandsbeiwerte der durchströmten Armaturen werden ausgehend von Literaturwerten [4] ermittelt. Der Beiwert eines Einlaufs richtet sich nach dem Turbulenzgrad der Strömung. Ein Einlauf, in dem eine turbulente Strömung vorliegt, erzeugt einen höheren Widerstandsbeiwert als der gleiche Einlauf bei laminarem Fluss. Muss zusätzlich eine scharfe Kante überwunden werden, erhöht dies den Beiwert weiter. Bei Umlenkungen der Strömung durch Krümmer spielt der Quotient aus Kurvenradius und Rohrdurchmesser eine Rolle für die Größenordnung des Widerstandsbeiwertes.

Werden die Widerstandsbeiwerte aufsummiert, ergibt sich für den Elisa-2 Stator ein gesamter Widerstandsbeiwert von $\zeta_{\text{ges,glatt,Elisa 2}} = 18,27$ und, bedingt durch die signifikant geringere Anzahl von Umlenkungen und Einläufen, für den LeiRaMo ein Widerstandsbeiwert von $\zeta_{\text{ges,glatt,LEIRAMO}} = 8,16$.

Mithilfe der ermittelten Rohrreibungszahlen und des Widerstandsbeiwerts lassen sich die Druckverluste über die Kühlkanäle überschlagen, was Tabelle 1 veranschaulicht. Hierbei kann gezeigt werden, dass allein der Übergang von einer segmentierten Kühlung in Elisa-2 zu umlaufenden Kühlkanälen im LeiRaMo, bedingt durch die Einsparung vieler Armaturen und einer signifikanten Vergrößerung des Kanalquerschnittes, der Druckverlust auf nahezu 1/10 des Ausgangswertes gesenkt werden kann.

Neben der analytischen Berechnung des Druckverlustes kommt die numerische Simulation als ein weiterer Ansatz zur Berechnung des Durchströmungsverhaltens der Kühlkanäle zum Einsatz. Diese ermöglicht in der fortlaufenden

Arbeit zum einen die gekoppelte Simulation des Wärme- und Stofftransportes und bietet zudem die Möglichkeit einer numerischen Optimierung der Kühlkanalgeometrien.

Tabelle 1: Charakteristische Größen der Kühlkanäle und der Strömung in den Kühlkanälen des Elisa 2 (links) und LeiRaMo (rechts) Stators bei $T = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

Kanalquerschnitt A_q [mm^2]	58/152				
Hydraulischer Durchmesser d_h [mm]	7,82/11,26				
Länge des Kühlkanalsystems [mm]	5249/5690				
Volumenstrom \dot{V} [$\frac{\text{l}}{\text{min}}$]	4	6	8	10	12
Massenstrom \dot{M} [$\frac{\text{g}}{\text{s}}$]	72	108	144	180	216
Strömungsgeschwindigkeit w [$\frac{\text{m}}{\text{s}}$]	1,15/0,44	1,72/0,66	2,29/0,88	2,87/1,1	3,44/1,32
Re	2956/1644	4434/2466	5912/3287	7390/4109	8868/4931
$\lambda_{\text{Reibung,glatt}}$	0,043/0,039	0,039/0,045	0,036/0,042	0,034/0,039	0,033/0,038
$\Delta p_{V,\text{hydraulisch glatt}}$ [mbar]	333/28	706/72	1205/121	1824/182	2562/254

Zur Lösung der partiellen Differentialgleichungen des Wärme- und Stofftransportes mit ihren Anfangs- und Randbedingungen wird mittels der Finite Elemente Methode der zu untersuchende Körper mit Hilfe eines Netzes in finite - endlich kleine - Elemente unterteilt, wobei sich die Größe der Elemente nach der Komplexität der Geometrie richtet. Anschließend werden an den Knotenpunkten Ansatzfunktionen in die zu lösenden Differentialgleichungen eingesetzt und entlang der Gitterkanten zu den noch unbekanntenen Knotenpunkten interpoliert. Zusammen mit den Randbedingungen entsteht ein algebraisches Gleichungssystem, mit dem die gesuchten Größen an den Knotenpunkten ermittelt werden können, wobei in feineren Gittern die Interpolationen über eine kürzere Strecke durchgeführt werden und somit einen geringeren Fehler erzeugen. Eine feinere Unterteilung bei einer zudem komplexen Geometrie resultiert in einem großen, zu lösenden Gleichungssystem, was dazu führt, dass ein Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechenzeit gefunden werden muss [5].

Die zur numerischen Modellierung benötigte Geometrie der Kühlkanäle wurde ausgehend von den CAD-Daten des Stators erzeugt. Hierbei mussten verschiedene Maßnahmen getroffen werden, damit ein konvergierendes Modell entsteht, was zudem eine ausreichende geometrische Genauigkeit aufweist. Dazu zählen zum einen die Umgestaltung des Ein- und Auslaufes analog Abbildung 3 und zum anderen die Abrundung sehr spitz zulaufender Kanten.

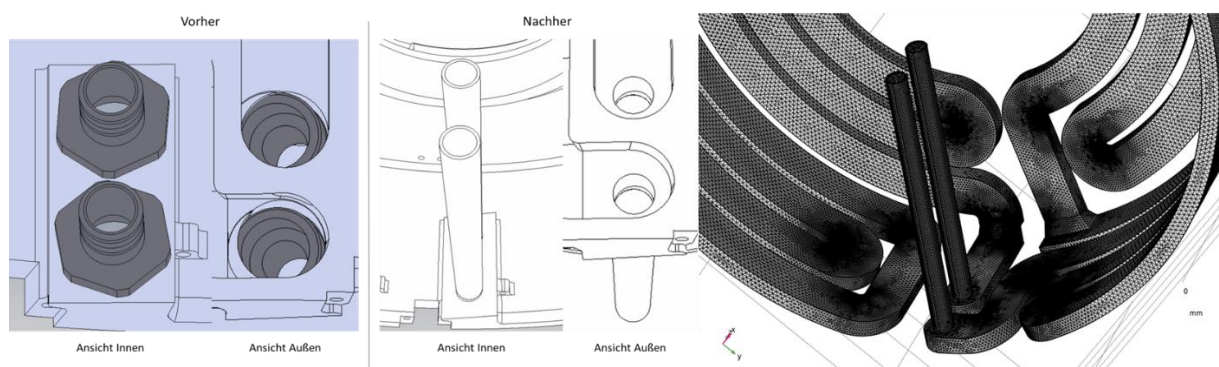


Abbildung 3 Erzeugung einer FEM-konformen Geometrie aus CAD-Daten und anschließende Vernetzung

Das mit dieser Geometrie erzielte Tetraedernetz des Kühlkanals enthält samt Randschichten insgesamt 3,7 Millionen Volumenelemente, wobei ein Ausschnitt in Abbildung 3 dargestellt ist.

Obwohl innerhalb der Strömungskanäle, bedingt durch die geringen Strömungsgeschwindigkeiten, eine z.T. laminare Strömung zu erwarten wäre (siehe Tabelle 1 und Abbildung 4), kommt es auch bei geringen Massenströmen speziell im Auslauf sowie an den Umlenkungen zu Turbulenzen. Die Anwendung eines Turbulenzmodells ist somit erforderlich. Hierbei ist es einerseits wichtig, die Kernströmung abzuschätzen, um Turbulenzen an Umlenkungen und Übergängen gut aufzulösen, andererseits ist gerade für den Wärmetransport an den Phasengrenzen die Auflösung der Randschichten von großer Bedeutung. Unter den gegebenen Hardware-Randbedingungen wird das Shear-Stress-Transport- (SST) Modell [6] diesen Anforderungen optimal gerecht.

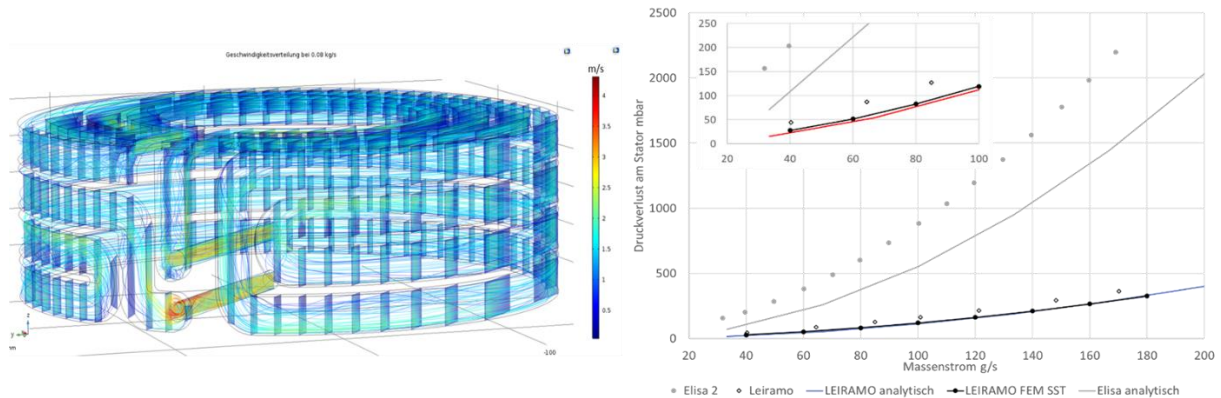


Abbildung 4 Darstellung der Strömungsfäden bei einem Eintrittsmassenstrom von 80 g/s (links), Vergleich der gemessenen Druckverlustkennlinien der Statoren für die Motoren Elisa-2 (alte, segmentierte Geometrie) sowie LeiRaMo (neue Geometrie) mit den analytischen Druckverlustmodellen und dem numerischen Modell für Leiramo und vergrößerte Darstellung oben links (rechts)

Um die in Abbildung 4 rechts gezeigte Druckverlustkennlinie für LEIRAMO FEM-SST zu erhalten, wurde für die Massenströme 40 – 180 g/s eine Parametervariation mit 20 g/s Abstufungen gerechnet, wofür eine leistungsfähige Workstation ca. 14 h brauchte.

Um das numerische Modell zu validieren, bietet sich ein Vergleich zu dem analytischen Modell an. Hier sind die Unterschiede zwischen beiden Modellen erst in der vergrößerten Darstellung in Abbildung 4 rechts ersichtlich. Zudem konnten für beide Statoren hydraulische Messungen durchgeführt werden. Hierbei wurde der Massenstrom mittels eines Coriolis-Massenstromsensor Optimass 7000 und der Druckverlust durch eine Kombination aus einem Differenzdruckmessumformer Yokogawa EJA110A und einem Verbund aus zwei Absolutdruckmessumformern Wika S10 aufgenommen. Die Messpunkte für beide Statoren sind jeweils in Abbildung 4 rechts aufgetragen. Für den Elisa-2 Motor wurde ein im Vergleich zum analytischen Modell signifikant größerer Druckverlust aufgezeichnet, was darauf zurückzuführen ist, dass die ohnehin schon engen Kühlkanäle und Einläufe fertigungsbedingt noch weiter verengt wurden. Für den LEIRAMO kann eine gute Übereinstimmung zwischen den Modellen und den Messungen gezeigt werden. Der etwas höhere gemessene Druckverlust kann auf den Druckverlust in der Ein- und Ausström-Armatur zurückgeführt werden, da hier real verschiedene Einbauten vorliegen, welche nicht in den Modellen abgebildet sind.

2.3 Optimierung des Kühlverhaltens

Neben der Durchströmung war auch das Kühlverhalten der Kühlkanäle im Stator zu optimieren. Ausgegangen wurde hierbei wieder von der Elisa-2 Geometrie nach Abbildung 2, wobei auf die komplette Modellierung des Stators im ersten Ansatz verzichtet wurde. Ermöglicht wurde dies durch den segmentieren Aufbau der Kühlung, so dass das Modell des Stators aus einem sich wiederholenden 1/5-Segment besteht. Dieses bildet, wie in Abbildung 1 gezeigt, die wesentlichen Kühlkanalverläufe ab. Ebenso wurde in den ersten Schritten auf eine Kopplung des Wärme- und Stofftransportes verzichtet, da die Wärmeübergangskoeffizienten für die bekannten Strömungsparameter über dimensionslose Korrelationen abschätzbar waren. Auf eine hohe Detailtreue wurde in den kritischen Bereichen, z.B. den Wickelköpfen, geachtet. Die zwischen Wicklung und Eisenkern liegende sehr dünne Isolier-Klebefolie (engl. s.g. Thermal Interface Material) wurde durch einen thermischen Widerstand ohne geometrische Ausdehnung und die aus der Schichtstruktur des Eisenkernes resultierende anisotrope Wärmeleitfähigkeit, durch ein Ersatzschaltbild aus parallel und seriell verschalteten thermischen Widerständen (Blech und Backlack) modelliert. Die Wärmeleitfähigkeiten der verwendeten Folien und Klebstoffe wurden hierfür zum Teil mittels der Transient Plane Source Methode bestimmt [7], während sämtliche weitere

thermophysikalischen Eigenschaften der eingesetzten Werkstoffe Stoffdatenbanken und Datenblättern entnommen wurden.

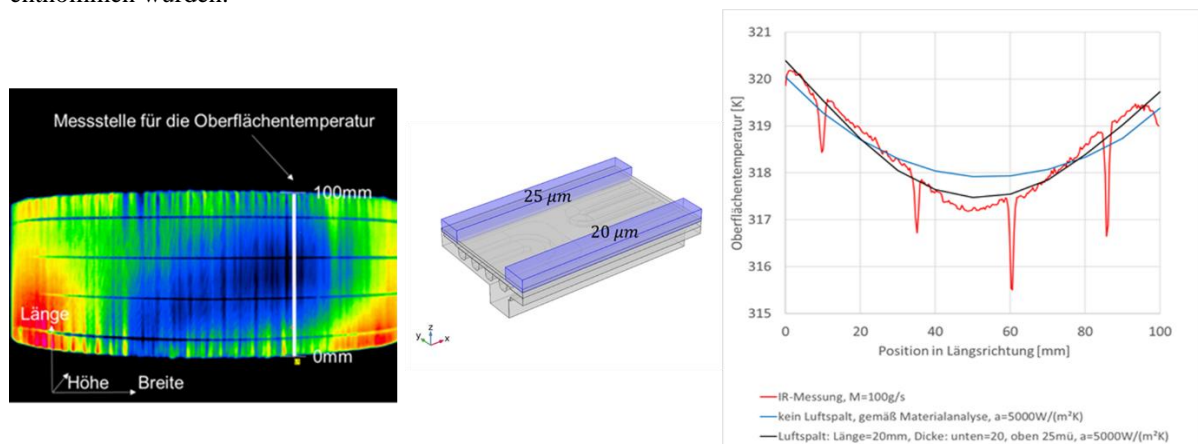


Abbildung 5 Messung der Oberflächentemperaturen auf der Wicklung mittels Infrarotthermografie (links), Darstellung des FEM-Modells mit zusätzlichen Luftspalten (Mitte), Vergleich der gemessenen Oberflächentemperatur mit den aus der Modellierung resultierenden Werten (rechts)

Das resultierende FEM-Modell konnte im Vergleich zu infrarotthermografischen Messungen der Oberflächentemperaturen an der Wicklung am Elisa-2 Stator validiert werden. Hierzu wurde die Luftspaltwicklung konstant bestromt, so dass die dabei auftretenden Ohm'schen Verluste den Wärmeeintrag in den Stator realisierten. Über die Bestimmung der Potenzialdifferenz am Stator und des Stromflusses war die Verlustleistung berechenbar. Weiterhin wurde über die Hydraulikmesstechnik der Massenstrom des Kühlwassers sowie die Kühlwasserein- und -austrittstemperaturen bestimmt. Der Stator wurde mit Krepp-Klebeband abgeklebt, um eine Oberfläche mit hohem Emissionsgrad zu erhalten, so dass die Oberflächentemperaturen mittels des Infrarotthermografiesystems Infratec Image IR 8300 unter definierten Bedingungen bestimmbar waren.

In Abbildung 5 wird links das IR-Bild für eine Heizleistung von 440 W gezeigt. Ersichtlich wird hierbei die z.T. sehr inhomogene Temperaturverteilung auf der Statoroberfläche, was auf fertigungsbedingte Spalte und Hohlräume zurück zu führen ist. Im Bereich der funktionierenden Kühlung wurden Temperaturprofile (weiße senkrechte Linie im blauen Bereich) erstellt, welche anschließend mit den im FEM-Modell erzeugten Temperaturprofilen, ersichtlich in Abbildung 5 links, Unterschied der roten und blauen Kurve, verglichen wurden. Die modellierten Werte weisen hierbei zu den Rändern des Stators einen signifikant geringeren Anstieg auf. Wird das FEM-Modell hingegen mit zusätzlichen thermischen Widerständen ergänzt, welche aus umlaufenden Luftspalten zwischen Eisenkern und Aluminium resultieren können (siehe Abbildung 5 Mitte), so kann eine gute Übereinstimmung der Temperaturprofile gezeigt werden. Mit zunehmender Heizleistung und damit steigender Oberflächentemperatur kann gezeigt werden, dass Spaltbreiten ebenso zunehmen, was durch die unterschiedlichen Bauteiltemperaturen und thermischen Ausdehnungskoeffizienten verursacht werden kann.

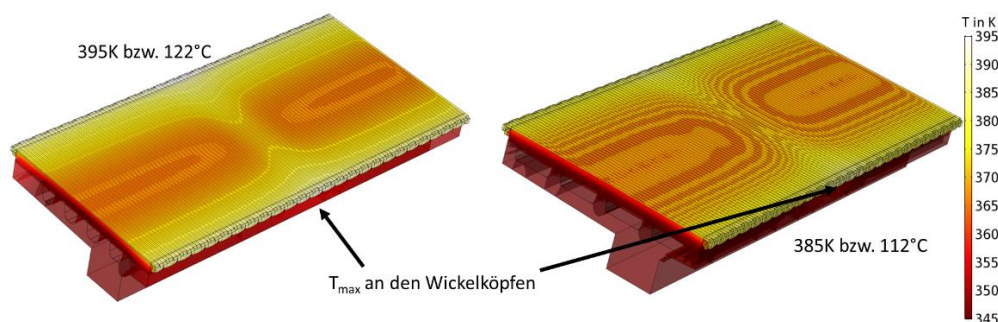


Abbildung 6 Mittels FEM Simulation berechnete Oberflächentemperaturverteilungen und maximale Bauteiltemperaturen bei einer Wärmelast von 8 kW und Kühlwassertemperaturen von 60°C im Vergleich der alten Geometrie (links) mit der optimierten Geometrie (rechts)

Mittels des FEM-Modells wurde anschließend der Einfluss der Kühlkanalgeometrie auf die maximalen Bauteiltemperaturen, welche an den Wickelköpfen auftreten, berechnet. Hierbei konnte gezeigt werden, dass die höchsten Bauteiltemperaturen bei den maximal zu bewältigenden Wärmelasten um bis zu 10 K gesenkt werden können und auch bei hohen Kühlwassertemperaturen für die verwendeten Klebstoffe kritische Temperaturbereiche vermeidbar sind.

Aufbauend auf dem vereinfachten FEM-Modell wurde für die verbesserte Geometrie des LeiRaMo ein umfassendes Modell mit gekoppelter Berechnung des Wärme- und Stofftransportes (siehe 2.2) erstellt. Dieses dient der Abschätzung der am Umfang auftretenden Temperaturverteilungen sowie als Ausgangspunkt für weitere Optimierungsansätze an den Kühlkanälen. Auf eine detaillierte Berechnung der Wickelköpfe und Wicklung, vergleichbar Abbildung 1, wurde verzichtet, so dass die Wicklung als Kupferzylinder mit anisotropen Eigenschaften angenommen werden konnte. Erst dies ermöglichte, auch bei Nutzung einer leistungsfähigen Workstation, eine realisierbare Rechenzeit von 35 h für eine Parametervariation.

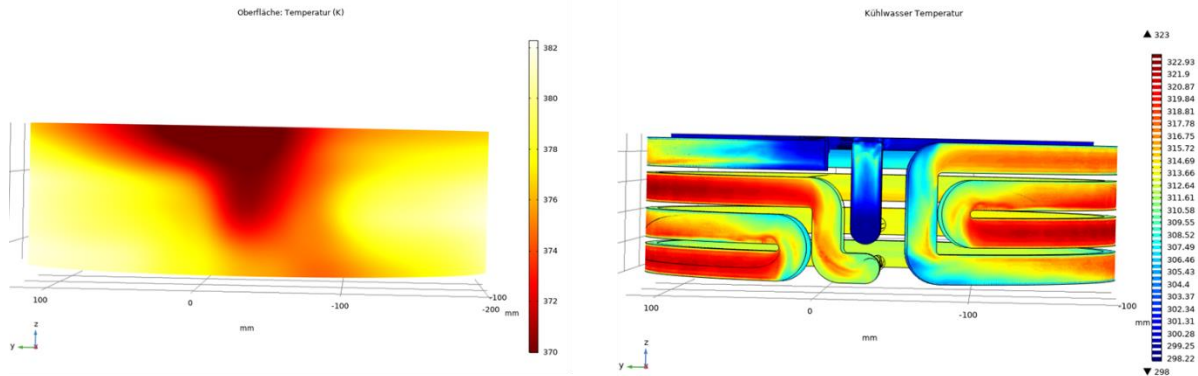


Abbildung 7 Ergebnisse der gekoppelten numerischen Simulation für eine Wärmelast von 8 kW, einen Kühlwassermassenstrom von 200 g/s und einer Kühlwassereintrittstemperatur von 25 °C, links die Oberflächentemperaturen an der Wicklung und rechts die Kühlkanaloberflächentemperaturen.

Aus den Simulationsergebnissen für einen Parameter aus Abbildung 7 wird ersichtlich, dass lediglich im Bereich der Einströmung eine signifikant geringere Bauteiltemperatur nachzuweisen ist. Für den restlichen Umfang kann eine relativ homogene Temperaturverteilung, bedingt durch die Anordnung der Kühlkanäle, gezeigt werden. Es können jedoch auch Zonen mit sich ablösender Strömung nachgewiesen werden, was zusammen mit einer Optimierung der Werkstoffe, speziell der Folien im nächsten Kapitel, weitere Optimierungsmöglichkeiten der Kanalgeometrien hinsichtlich besserer Durchströmung und einen höheren Wärmeüberganges zulässt.

3. Untersuchung der Thermal Interface Materials

Unter dem Begriff der Thermal Interface Materials (TIM) fallen jene Werkstoffe, welche die thermische Anbindung einer Wärmequelle an eine Wärmesenke realisieren [8]. Bei Anwendungen in der Elektrotechnik kommt es hierbei zu einem Zielkonflikt, da es gilt, ein thermisch leitfähiges Material mit einer möglichst geringen elektrischen Leitfähigkeit und hoher Durchschlagsfestigkeit zu kombinieren. Bei den hier diskutierten Elektromotoren mit Luftspaltwicklung kommen beidseitig mit Klebstoffen kaschierte Polyimid-Folien (Kapton®) zum Einsatz, wobei sowohl die Folienwerkstoffe- und Dicken als auch die Klebstoffe zu optimierende Parameter darstellen. Neben der Bestimmung der thermischen Leitfähigkeiten der Folien-Klebstoff-Kombinationen als Eingangsparameter für die thermische Auslegung des Motors mittels der Transient-Plane-Source-Methode (siehe 2.3) ist auch die Untersuchung des Verhaltens der TIM unter annähernd realistischen Bedingungen von hohem Interesse.

3.1 Beschreibung des experimentellen Aufbaus

Zur experimentellen Untersuchung von optimierten Kanalgeometrien und unterschiedlichen Klebefolien hinsichtlich der Kühlwirkung im E-Motor wurde ein Versuchsstand errichtet. Um sowohl die Strömung als auch den Wärmeübergang beurteilen zu können, wurde bewusst von der im E-Motor vorliegenden radialen Form abgewichen und eine ebene Geometrie gewählt. Die Versuchsanlage ist zur Atmosphäre hin offen und beinhaltet im Wesentlichen ein ebenes, wasserdurchströmtes Kühlkanalmodell, einen Coriolis-Massendurchflusssensor (Krohne MFS700 T08), ein Umwälzthermostat (Huber Ministat 240) sowie einen Plattenwärmeübertrager (SWEP BB*010).

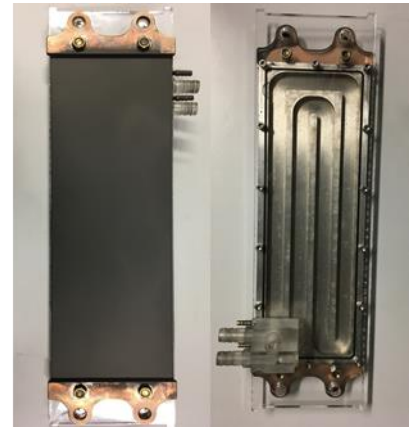
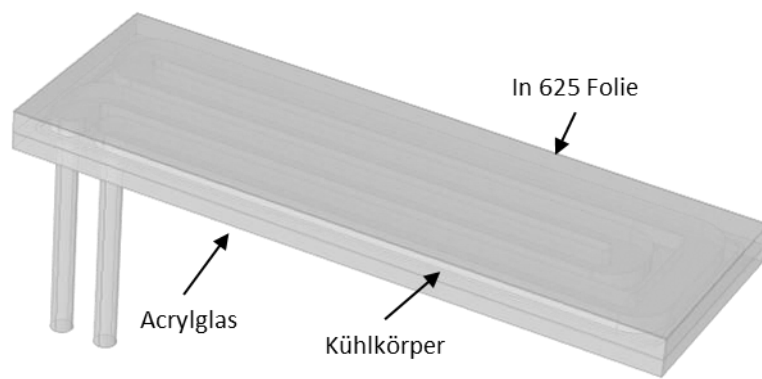


Abbildung 8 Modell des Versuchsträgers für Kühlkanal und Folienversuche, links: FEM-Modell, Mitte: Draufsicht auf die geschwärzte Inconel® 625 Folie, rechts: Blick durch das Acrylglas in die Kühlkanäle

Das ebene Kühlkanalmodell ist in Abbildung 8 dargestellt. Dieses besteht aus einem Aluminiumgrundkörper mit einer Länge von 300 mm, einer Breite von 100 mm und einer Höhe von 10 mm, in welchem die 8 mm hohen Kühlkanäle integriert sind. Die Länge des ebenen Kühlkanalmodells entspricht einem Viertel des Umfangs des 15“ E-Motors, die Breite ist identisch. Die Kupferwicklung, welche im E-Motor die Wärmequelle darstellt, wird in diesem ebenen Modell durch ein 100 µm starkes Präzisionsband (Inconel® 625) ersetzt. Dieses Präzisionsband wird analog zum E-Motor mit einem doppelseitigen Klebeband mit dem Aluminiumgrundkörper verbunden und kann unter Verwendung zweier parallel geschalteter Gleichstromquellen (Delta Elektronik SM15-200D) mit einer nahezu konstanten Wärmestromdichte direkt elektrisch beheizt werden. Um die Oberflächentemperatur des Präzisionsbandes infrarotthermographisch exakt bestimmen zu können, wird die Oberfläche mit einem Graphitspray versehen, wodurch ein Emissionsgrad von etwa 0,9 erzielt wird.

Auf der gegenüberliegenden Seite des Aluminiumgrundkörpers werden die offenen Kühlkanäle mit einer Acrylglasplatte verschlossen, gleichzeitig sind auf dieser Platte Anschlussstücke für den wasserseitigen Ein- und Austritt sowie für die Aufnahme der Temperatursensoren, Typ PT-100, befestigt.

Die experimentelle Bestimmung der Druckverluste erfolgt mittels Differenzdrucksensor (Yokogawa, EJX 110A), hierfür wurden entsprechende Messstellen in dem Aluminiumgrundkörper in der Nähe des wasserseitigen Ein- und Austritts angebracht.

3.2 Versuchsplan

Um der Komplexität des Untersuchungsgegenstandes und unterschiedlicher Designänderungen sowie deren Auswirkungen auf E-Motoren in mobilen Anwendungen gerecht zu werden, sind gezielte Experimente notwendig. Um dem Rechnung zu tragen, kommen die Methoden der statistischen Versuchsplanung zum Einsatz [9]. Die gezielt veränderten Einflussgrößen in den folgenden Versuchsplänen sind der Kühlwassermassenstrom (65 g/s bis 108 g/s), der Wärmestrom (100 W bis 500 W) sowie die verwendeten Folien-Klebstoff-Zusammensetzungen, siehe Tabelle 2.

Tabelle 2 Untersuchte doppelseitige Klebefolien

Foliennr.	Klebstoff (wicklungsseitig)	Trägermaterial	Klebstoff (grundkörperseitig)
1	Standard-Acrylat CMC 15581, s = 50 µm $\lambda = 0,1-0,11 \text{ W/(mK)}$ Klebkraft ca. 5,5 N/cm	Kapton® HN s = 12,7 µm $\lambda = 0,2-0,3 \text{ W/(mK)}$	Acrylat (wärmeleitend) CMC 15811, s = 20 µm $\lambda = 0,12-0,16 \text{ W/(mK)}$ Klebkraft $\geq 1,0 \text{ N/cm}$
	$\lambda_{\text{eff}} = 0,128 \text{ W/(mK)}$, $s_{\text{ges}} = 82,5 \mu\text{m}$		
2	Standard-Polysiloxan CMC 15240, s = 40 µm $\lambda = 0,17-0,21 \text{ W/(mK)}$ Klebkraft $\geq 3,0 \text{ N/cm}$	Kapton® MT+ CMC 70041 s = 25 µm $\lambda = 0,75 \text{ W/(mK)}$	Polysiloxan (wärmeleitend) CMC 74260 s = 20 µm $\lambda = 0,15-0,2 \text{ W/(mK)}$ Klebkraft ca. 1,0 N/cm
	$\lambda_{\text{eff}} = 0,226 \text{ W/(mK)}$, $s_{\text{ges}} = 85 \mu\text{m}$		

Als Zielgrößen wurden die infrarotthermographisch ermittelte Oberflächentemperatur des Präzisionsbandes sowie deren Streuung gewählt. Um vergleichbare Ergebnisse zu erhalten und Randeffekte auszublenden, wurden diese Größen innerhalb einer rechteckigen Auswerteregion ermittelt, siehe Abbildung 9, rechts. Weitere Zielgrößen sind der wasserseitig abgeführte Wärmestrom und der Druckverlust.

Zur Anwendung kommen randomisierte, vollfaktorielle Versuchspläne, wobei hinsichtlich der Randomisierung des Folientyps Abstriche gemacht werden müssen, da diese nicht zerstörungsfrei getauscht werden können. Die Kühlwassereintrittstemperatur wird bei allen Versuchen auf konstant 25 °C gehalten.

3.3 Gegenüberstellung von experimentellen und numerischen Ergebnissen

In Abbildung 9 ist ein exemplarischer Vergleich von experimentell und numerisch gewonnenen Daten dargestellt. Global gesehen, liefern die experimentell, infrarotthermographisch ermittelten Oberflächentemperaturen niedrigere Werte verglichen zu den numerisch ermittelten Resultaten, was zunächst einmal positiv zu werten ist. Gründe hierfür könnten in den nicht exakt bekannten Wärmeleiteigenschaften sowie den im verklebten Zustand vorliegenden Schichtdicken der Klebefolie liegen. Lokal lässt sich in beiden Abbildungen die Lage der Kühlkanäle erahnen, wobei die Stege der Kühlkanäle einen gewissen Rippeneffekt generieren und somit zu lokal leicht geringeren Oberflächentemperaturen führen. Damit lässt sich bereits das Optimierungspotential, welches in einer gezielten Berippung der Kühlkanalgeometrie liegt, erkennen.

Vergleicht man den oberen rechten Rand beider Resultate in Abbildung 8, an welchem das Kühlmedium zu- und abströmt, kann man erkennen, dass das Ein- und Ausströmverhalten des Kühlmediums weniger gut durch die Numerik abgebildet werden kann.

Die Hot-Spots am linken und rechten Rand der Abbildung 9, rechts, sind der Befestigung der elektrischen Anschlüsse geschuldet, welche auf die weiteren Ergebnisse einen zu vernachlässigenden Einfluss haben.

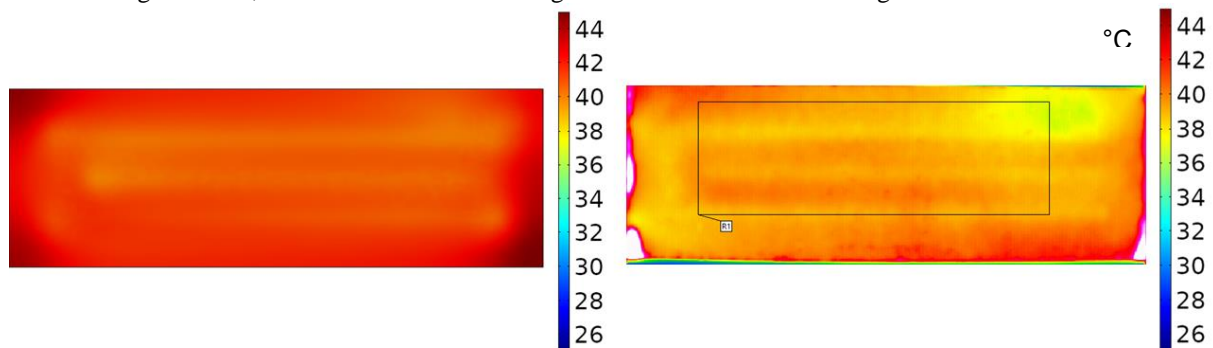


Abbildung 9 Vergleich der Oberflächentemperaturen bei $\dot{Q} = 500W$, $\dot{M} = 108 g/s$, Folie 1, links: numerisch, rechts: experimentell

Im Weiteren wird sich auf die Darstellung und Diskussion der gemittelten Oberflächentemperatur des Inconel®-Präzisionsbandes, welches im realen Motor mit der Wicklungstemperatur vergleichbar ist, beschränkt. Hierzu sind in Abbildung 10 sowohl numerische als auch experimentelle Resultate dargestellt, wobei die hier gezeigten experimentellen Ergebnisse mittels linearer Regression, basierend auf den Resultaten des vollfaktoriellen Versuchsplans, gewonnen wurden. Die mittleren quadratischen Abweichungen dieser Regressionen liegen bei 0,1 K für Folie 1 bzw. bei 0,35 K für Folie 2.

Vergleicht man zunächst die experimentellen und numerischen Ergebnisse in Abbildung 10, kann man feststellen, dass, wie bereits in Abbildung 9 zu erkennen war, die experimentell bestimmten Oberflächentemperaturen in allen Fällen unter den numerisch bestimmten Werte liegen. Zu bemerken ist, dass dieser Effekt bei höheren Wärmeströmen zunimmt. Wie zu erwarten war, führen höhere Wärmeströme zu höheren Oberflächentemperaturen, wobei in zukünftigen Experimenten hier noch deutlich höhere Wärmeströme untersucht werden sollten. Der Effekt des Kühlwassermassenstroms ist demgegenüber deutlich kleiner, so kann man erkennen, dass bei maximalem Wärmestrom eine Steigerung der Massenstromdichte von 65 g/s auf 108 g/s lediglich eine Verringerung der Oberflächentemperatur von etwa 1 K (experimentell) und etwa 2 K (numerisch) zu Folge hat.

Die Variation des Folientyps hat ebenfalls kleine aber signifikante Einflüsse auf die gemittelte Oberflächentemperatur. Vergleicht man die Werte aus Tabelle 2 für beide Folien, so sieht man, dass Folie 2 eine etwa doppelt so große effektive Wärmeleitfähigkeit aufweist wie Folie 1 bei sonst annähernd gleicher Gesamtschichtdicke. Dies führt bei höheren Wärmestromdichten zu Oberflächentemperaturdifferenzen von etwa 2 K in den experimentellen Ergebnissen.

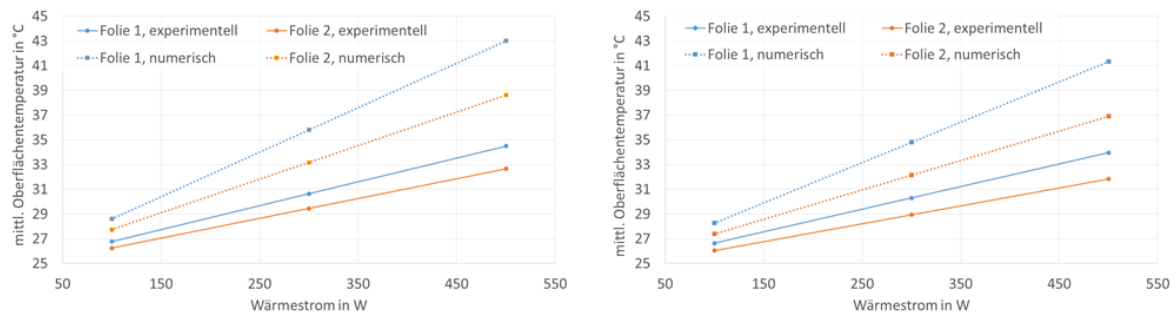


Abbildung 10 Gegenüberstellung der gemittelten Oberflächentemperaturen, links: $\dot{M} = 65 \text{ g/s}$, rechts: $\dot{M} = 108 \text{ g/s}$

4. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss optimierter Kühlkanalgeometrien und verbesserter Thermal Interface Material auf die Kühleigenschaften von elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung diskutiert. Hierbei konnte gezeigt werden, dass mit einfachen konstruktiven Maßnahmen der Druckverlust auf fast 1/10 des Ausgangswertes reduziert und die maximal tolerierbaren thermischen Lasten signifikant gesteigert werden können. Hierbei kamen verschiedene FEM-Modelle des Stators zum Einsatz, wobei sowohl die eingesetzten Strömungsmodelle als auch das Wärmetransportmodell mittels Messungen validiert wurden. Für die eingehendere Untersuchung der TIM sowie der Kühlkanalgeometrien wurde eine Versuchsanlage entwickelt, mit welcher ein positiver Einfluss einer Folienoptimierung auf die maximalen Bauteiltemperaturen nachgewiesen werden konnte, wobei der Kühlwassermassenstrom einen geringen Einfluss auf die Temperaturen aufweist.

Im weiteren Verlauf der Arbeit ist das identifizierte Optimierungspotential durch die Berippung der Kühlkanäle und einer erweiterten Folienwahl zu untersuchen, was dank des transparenten Aufbaus unter Anwendung optischer Strömungsmesstechnik realisierbar ist. Nach Ausnutzung dieser Ansätze soll im Rahmen der Arbeit eine Zweiphasenkühlung integriert werden, welche enorme Vorteile, wie verbesserte Wärmeübergangskoeffizienten und geringeres Gewicht infolge eines reduzierten Bauraums, bietet, welche aber auch mit vielen Herausforderungen verbunden ist.

Danksagung

Die in dieser Veröffentlichung diskutierten Arbeiten wurden vom Land Sachsen-Anhalt und der Europäischen Union im Rahmen der Projekte COMO-3 und KeM mittels EFRE-Mitteln gefördert. Inhaltlich wurde maßgebliche Unterstützung im Rahmen der Masterarbeiten von Herrn M.Sc. H. C. Graichen, Herrn M.Sc. R. Schab und Herrn B.Sc. S. Horn geleistet.

Literaturverzeichnis

1. Zörnig, A. and R. Kasper, *Konstruktion elektrischer Radnabenmotoren mit Luftspaltwicklung für Kraftfahrzeuge*. Konstruktion: Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe, 2015. **6**: p. 6.
2. Kasper, R. and N. Borchardt, *Boosting Power Density of Electric Machines by Combining Two Different Winding Types*. IFAC-PapersOnLine, 2016. **49**(21): p. 322-329.
3. Sigloch, H., *Technische Fluidmechanik*. 2012: Springer.
4. Wagner, W., *Strömung und Druckverlust*. 2012: Vogel Verlag.
5. Baehr, H.D. and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. 1994, Berlin, Heidelberg: Springer.
6. Schwarze, R., *CFD-Modellierung: Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*. 2013, Berlin: Springer.
7. Gustafsson, S.E., *Transient plane source techniques for thermal conductivity and thermal diffusivity of solid materials*. Rev. Sci. Instrum., 1991. **62**(3): p. 797-804.
8. Prasher, R., *Thermal Interface Materials: Historical Perspective, Status, and Future Directions*. Proceedings of the IEEE 2006. **94**(8): p. 1571-1586.
9. Kleppmann, W., *Taschenbuch Versuchsplanung. Produkte und Prozesse optimieren*. 2011: Carl Hanser Fachbuchverlag.

Hochlaufsimulation eines semi-floating gelagerten ATL-Rotors mit schwimmender Axiallagerscheibe

M. Sc. Christian Ziese¹⁾, Dr.-Ing. Christian Daniel²⁾,

Dipl.-Ing. Holger Mostertz³⁾, Jun. Prof. Dr.-Ing. Elmar Woschke⁴⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität, Magdeburg, christian.ziese@ovgu.de, +49 391 67 52885

²⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität, Magdeburg, christian.daniel@ovgu.de, +49 391 67 51329

³⁾ Kompressorenbau Bannewitz, 01728 Bannewitz, Deutschland, holger.mostertz@kbb-turbo.com, +49 351 4085 714

⁴⁾ Institut für Mechanik, Otto von Guericke Universität, Magdeburg, elmar.woschke@ovgu.de, +49 391 67 570701

Zusammenfassung

Im Rahmen der Untersuchung des Hochlaufverhaltens von Rotorsystemen beeinflusst neben der Radiallagerung auch die Axiallagerung das Systemverhalten, welches neben unwuchtinduzierten Schwingungen durch subharmonische Schwingungen charakterisiert wird. Am Beispiel eines semi-floating gelagerten Rotors eines Abgasturboladers der Kompressorenbau Bannewitz GmbH wird der Einfluss einer schwimmenden Axiallagerung auf die Gesamtsteifigkeit des Rotor-Lager-Systems und das Rotorantwortverhalten analysiert.

Schlüsselwörter: Hochlaufsimulation, Abgasturbolader, Quetschöldämpfung, Schwimmscheibenlagerung, oil-whirl und oil-whip

1. Einleitung

Aufgrund der stetig steigenden Anforderungen an die Wirtschaftlichkeit von Verbrennungsmotoren sowie an die Einhaltung von Schadstoffemissionsgrenzen ist der Abgasturbolader (ATL) unverzichtbar geworden. Ziel der Aufladung ist die Steigerung der Leistung und des Verbrennungswirkungsgrades des Motors durch Anhebung des Mitteldrucks bei möglicher Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs infolge Downsizing. Die alleinige Ladungswechselarbeit des Motors ist nicht mehr ausreichend, sodass eine zusätzliche Aufladung vorzunehmen ist. Turbolader werden daher für Automobile, Schiffe und stationäre Aggregate eingesetzt

Der prinzipielle Aufbau des Rotors umfasst ein Verdichter- und Turbinenrad, die über eine gemeinsame Welle aufgenommen werden. Die vom Brennraum austretenden Abgase werden genutzt, um das Turbinenrad und somit den gesamten Rotor in eine Rotationsbewegung zu versetzen. Damit verbunden erfolgt auf der Verdichterseite eine Komprimierung der angesaugten Frischluft, die letztendlich dem Brennraum zugeführt wird.

Für die Aufnahme der am Rotor angreifenden Kräfte werden bevorzugt Gleitlager eingesetzt, da diese sich gegenüber Wälzlagern durch geringere Kosten, einen einfacheren Aufbau, eine vereinfachte Herstellung und ein günstigeres thermomechanisches Verhalten auszeichnen. Ziel der Konstruktion von Gleitlager und Welle ist ein ölgefüllter Spalt. Aufgrund der Rotationsbewegung der Lagerpartner bei nicht konzentrischer Lage zueinander erfolgt ein Schmiermitteltransport in den verengenden Spalt, mit dem ein hydrodynamischer Tragdruckaufbau einhergeht. Die aus dem Schmierfilmdruck resultierenden Lagerkräfte und -momente stehen mit den äußeren Lasten im Gleichgewicht und weisen ein hochgradig nichtlineares Verhalten auf. Im ATL-Betrieb können somit neben unwuchtbedingten drehzahlsynchronen Schwingungen ebenfalls schmierfilminduzierte subsynchrone Rotorantworten, die als oil-whirl und oil-whip bekannt sind, auftreten. In [1-5] wurden die nichtlinearen Anregungsmechanismen und deren Auswirkungen auf das rotordynamische Systemverhalten untersucht, wobei besonders die Entstehung von subharmonischen Schwingungen im Fokus steht. In [1] wird detailliert auf den oil-whirl als die Ölumlauffrequenz des Schmiermittels im Spalt (Halbwirbelfrequenz) eingegangen. Trifft diese auf eine Eigenfrequenz des Rotors, entsteht ein oil-whip, der zu erhöhten Rotoramplituden und zu einem zunehmenden Verschleiß bis zum Versagen des Rotors führen kann. Aus diesem Grund ist eine genaue Prädiktion der subharmonischen Schwingungen für einen sicheren Betrieb des Turboladers notwendig. Die Eintrittsfrequenz ist von den Rotoreigenfrequenzen und -dämpfungen abhängig, die wiederum von der Massenverteilung am Rotor und dessen Steifigkeit, sowie dem Dämpfungs- und Steifigkeitsvermögen der Gleitlager beeinflusst werden [2].

Die radiale Lagerung des Rotors kann über Radialgleitlager mit einem Schmierfilm oder über Schwimmbuchsenlagerungen realisiert werden. Letztere weisen zwei miteinander gekoppelte, innen- und außenliegende Schmierfilme auf. Schwimmbuchsen können dabei frei bewegend als full-floating oder durch

Verhindern der Rotationsbewegung um die Rotordrehachse als semi-floating (Quetschdämpfung) Varianten gestaltet sein. Für die Aufnahme lateraler Kräfte, die aus der Anströmung der Laufräder resultieren, werden Axialgleitlager eingesetzt. Hierbei erfolgt eine Unterscheidung zwischen Hilfslager mit einem Schmierfilm und Schwimmscheibenlagerungen, die sich aus zwei axial angeordneten Schmierfilmen zusammensetzen. Untersuchungen bezüglich des Einflusses der Hilfslagerung auf das rotodynamische Systemverhalten wurden in [6-12] vorgenommen, dabei wird ein wesentlicher Anteil bezüglich der Kippsteifigkeit den Axialgleitlagern zugeordnet. Aufgrund der Verformung der Welle stellen sich Schiefstellungen in den Lagerebenen ein, die einen asymmetrischen Tragdruckaufbau zur Folge haben. Die Druckverteilung im Axiallager führt zu Momenten, die der Wellenschiefstellung entgegenwirken und somit einen wesentlichen Beitrag zur Kippsteifigkeit leisten. In [6] und [7] wird detailliert auf den Einfluss der Axiallast auf die Eintrittsfrequenz der subharmonischen Schwingungen eingegangen, wobei geschlussfolgert werden kann, dass eine Erhöhung der Axiallast zu größeren axialen hydrodynamischen Tragdrücken und schließlich zu einem steiferen Lagerverhalten führt. Folglich treten die kritischen Rotorschwingungen in einem höheren Drehzahlbereich auf. Weitere Einflussgrößen sind die Anzahl der Axiallagersegmente und Schmierfilmtemperaturen. Schwimmscheibenlagerungen weisen gegenüber Axialgleitlager mit einem Schmierfilm den Vorteil eines günstigeren thermodynamischen Verhaltens im Schmierfilm auf, da eine geringere Scherung des Öls zu einer geringeren Dissipationsarbeit und somit zu einer geringeren Erwärmung führt. Im Kontext thermohydrodynamischer Abhängigkeiten wurden in [13,14] Schwimmscheiben für einzelne Betriebspunkte untersucht.

Im Fokus dieser Arbeit stehen die Auswirkungen der Schwimmscheibenlagerung auf das Hochlaufverhalten eines semi-floating gelagerten ATL-Rotors. Für die Ermittlung der Tragdruckverteilung in den Radial- und Axialgleitlagern wird die Reynolds-Differentialgleichung unter der Verwendung des Kavitationsmodells nach Gümbel numerisch und online innerhalb einer Zeitintegration gelöst. Zur Ermittlung der subharmonischen Schwingungen wird das Wasserfalldiagramm des Rotorantwortverhaltens ausgewertet und mit Messungen gegenübergestellt. Da die Anregung des Rotors auf die im Schmierpalt auftretende Halbwirbelfrequenz zurückzuführen ist, sind zudem die Rotoreigenfrequenzen mit den dazugehörigen Rotordämpfungen und -schwingmoden untersucht worden. Bezüglich der Auswirkungen der subsynchronen Schwingungen auf die axiale Lagerung, wird näher auf die an der Schwimmscheibe auftretenden Lagerkräfte und -momente eingegangen. Die Umsetzung der beschriebenen Untersuchungen erfolgt im Mehrkörperprogramm EMD¹.

2. Simulationsmodell eines Turboladers

2.1 Simulationsmodell eines ATL-Rotors

Zur Analyse des Systemverhaltens von ATL-Rotoren innerhalb einer Mehrkörperumgebung wird das in Bild 1 dargestellte Simulationsmodell verwendet. Die elastischen Verformungen der Welle werden nach der Timoshenko Balkentheorie unter Anwendung der Finite-Element-Methode ermittelt [15]. Zur Erstellung des Rotors wurden FE-Knoten an relevanten Wellenabsätzen sowie an den Stellen der Schwimmbuchsen- bzw. Schwimmscheibenlager zur Abbildung des Schmierpalt für die Hydrodynamik positioniert. Die rot gekennzeichneten Punkte in Bild 1 stellen dazu die verwendeten FE-Knoten dar. Weiterhin werden die auf der Welle montierten Bauteile, bestehend aus dem Verdichter- und Turbinenrad sowie die zur axialen Lagerung notwendigen Spurscheiben, als Starrkörper definiert und mit ihren Massen sowie axialen bzw. polaren Massenträgheiten den jeweiligen FE-Knoten zugeordnet. Bei dem untersuchten Rotor weisen die Laufräder eine gegenphasige Unwuchtverteilung u_v und u_T auf. Neben dem Rotor werden weiterhin die verdichter- und turbinenseitigen Schwimmbuchsen sowie die Schwimmscheibe als separate Starrkörper in der Mehrkörperumgebung abgebildet. Die Interaktion zwischen den einzelnen Körpern erfolgt über die resultierenden Kräfte und Momente, welche sich aus der Hydrodynamik ergeben. Die Schwimmbuchsenlagerung weist somit einen inneren (zur Welle) und äußeren (zum Gehäuse angrenzenden) Schmierfilm auf. Gleichzeitig sind auch bei der Schwimmscheibe zwei Schmierfilme vorhanden, welche zum einem an das Lagergehäuse und zum anderen an die Spurscheibe angrenzen, vgl. Bild 1 (blau).

¹ EMD - Erweiterte Mehrkörperdynamik, entwickelt in Kooperation RDU-GmbH und Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Mechanik



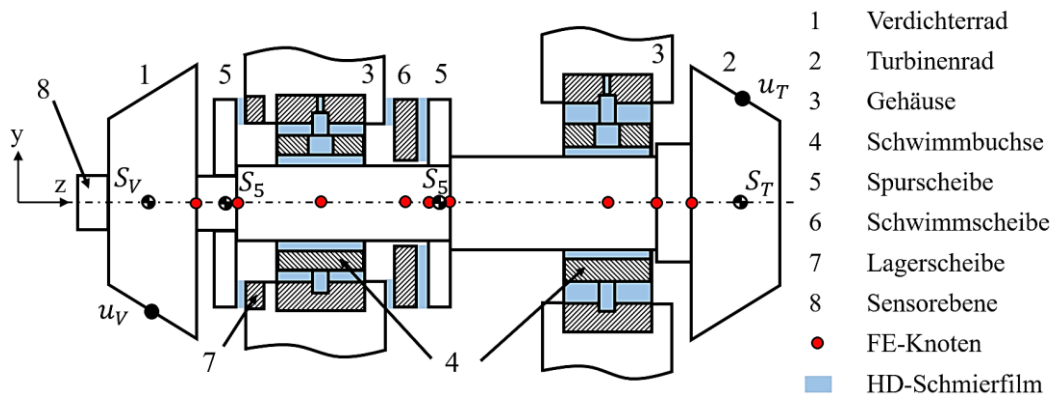


Bild 1: Rotormodell

2.2 Zeitintegration

Für die Durchführung der Zeitintegration innerhalb der Mehrkörperumgebung unter Berücksichtigung elastischer Wellenverformungen wird Gl. (1) numerisch gelöst. Darin ist $\underline{\underline{M}}$ die Massenmatrix und \underline{y} der Zustandsvektor des Rotors sowie der Schwimmbuchsen und Schwimmscheibe. Der Einfluss der Zentrifugal-, gyroskopischen und Corioliskräfte wird über \underline{h}_ω beschrieben. Weiterhin sind die elastischen Verformungen der Welle über die Variable \underline{h}_{el} in der Bewegungsgleichung berücksichtigt. Die externen am Rotor angreifenden Kräfte in Form der Gewicht- und Unwuchtkräfte sowie die nichtlinearen Rückstellkräfte der Lager, die sich aus der Drucklösung der Reynolds-Differentialgleichung ergeben, gehen in die rechte Seite der Differentialgleichung mit \underline{h}_e ein

$$\underline{\underline{M}}(\underline{y}) \cdot \ddot{\underline{y}} + \underline{h}_\omega(\dot{\underline{y}}) + \underline{h}_{el}(\underline{y}, \dot{\underline{y}}) = \underline{h}_e(t, \underline{y}, \dot{\underline{y}}) \quad (1)$$

Der Berechnungsablauf der Zeitintegration ist im Bild 2 dargestellt. Ausgehend vom Zustandsvektor des Rotors, sowie der Schwimmbuchsen und -scheiben zu einem betrachteten Zeitpunkt, sind die Spaltgeometrie $h_{i/o}$ und deren zeitlichen Änderungen $\dot{h}_{i/o}$ für das Radial- und Axialgleitlager zu ermitteln. Mit der Kenntnis der Spaltgeometrie wird innerhalb der Hydrodynamik die Reynolds-Differentialgleichung numerisch gelöst, sodass die Tragdruckverteilung im Gleitlager bekannt ist. Die Integration des hydrodynamischen Druckes über die Lageroberfläche liefert die rückstellenden Kräfte $\vec{F}_{i,a}$ und Momente $\vec{M}_{i,a}$, die auf die Lagerpartner einwirken und in Gl. (1) in die rechte Seite eingehen. Damit ist die rechte Seite der Bewegungsgleichung bekannt, sodass der Beschleunigungsvektor $\ddot{\underline{y}}$ ermittelt und eine Zeitintegration durchgeführt werden kann.

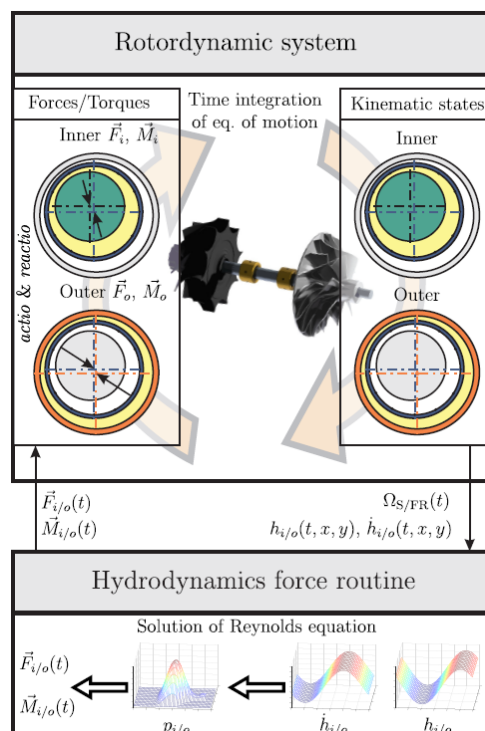


Bild 2: Berechnungsablauf der Zeitintegration mit online Lösung der Reynolds-Differentialgleichung [1]

2.3 Hydrodynamik am Radial- und Axialgleitlager

Zur Ermittlung der Tragdruckverteilung in den Gleitlagern wird die Reynolds-Differentialgleichung für laminare inkompressible Strömungen ausgewertet. Hierbei handelt es sich um eine nach gleitlagerspezifischen Annahmen vereinfachte Darstellung der Navier-Stokes-Gleichung [3,4]. In Gl. (2) und Gl. (3) sind h die Schmierpalhöhe, ρ und η die Schmierstoffeigenschaften Dichte und Viskosität, p der hydrodynamische Druck sowie u_W bzw. u_L die Umfangsgeschwindigkeiten der Welle bzw. des Gehäuses und t die Zeit. Aufgrund der Annahme eines gegenüber Lagerbreite und -umfang deutlich kleineren Schmierpaltes, kann eine Abwicklung der Lagersoberfläche vorgenommen werden. Demzufolge sind für Radialgleitlager kartesische Koordinaten zweckmäßig, wobei in Gl. (2) die x-Achse über den Lagerumfang und die y-Achse bezüglich der Lagerbreite orientiert sind

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right)}_{\text{Poiseuille-Strömung}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right)}_{\text{Poiseuille-Strömung}} = \underbrace{\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho h \frac{u_W + u_L}{2} \right)}_{\text{Couette-Strömung}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho h)}_{\text{Verdrängungsströmung}} \quad (2)$$

Aufgrund der Schmierpalgeometrie des Axialgleitlagers erfolgt die Darstellung der Reynolds-Differentialgleichung zweckmäßig in Polarkoordinaten, Gl. (3)

$$\underbrace{\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial r} \right)}_{\text{Poiseuille-Strömung}} + \underbrace{\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)}_{\text{Poiseuille-Strömung}} = \underbrace{\frac{\partial}{r \partial \varphi} \left(\rho h \frac{u_W + u_L}{2} \right)}_{\text{Couette-Strömung}} + \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\rho h)}_{\text{Verdrängungsströmung}} \quad (3)$$

Innerhalb der Reynolds-Gleichung wird eine Bilanzierung der Poiseuille-, Couette- und Verdrängungsströmung vorgenommen. Die Poiseuille-Strömung beschreibt einen Fluidtransport aufgrund eines Druckgradienten an den Bilanzgrenzen des Kontrollvolumens. Bei der Couette-Strömung handelt es sich um eine Scherströmung, wobei infolge der Relativbewegung der Lagerpartner zueinander und der Annahme einer idealen Haftung des Schmiermittels an deren Oberfläche das Öl in den verengenden Spalt gefördert und dabei geschert wird. Instationäre Vorgänge werden über die Verdrängungsströmung berücksichtigt, welche für die Lagerdämpfung maßgeblich ist.

Bei Gl. (2) und Gl. (3) handelt es sich um elliptische Differentialgleichungen, die für den allgemeinen Betriebszustand des Gleitlagers keine geschlossene analytische Lösung enthalten. Aus diesem Grund werden numerische Lösungsstrategien, wie die Finite-Volumen-Methode, eingesetzt und das Problem in ein lineares Gleichungssystem mit dem hydrodynamischen Druck als Lösungsvariable überführt.

Im Zusammenhang mit der im Schmierpalt auftretenden Fluidströmung und deren Rotoranregung muss auf die Halbwirbelfrequenz für semi-floating Schwimmbuchsenlagerungen nach Gl. (4)-Gl. (6) eingegangen werden. Die Fluidbewegung wird über die vereinfachte Navier-Stokes Gleichung mit bekannter Druckverteilung ermittelt. Aufgrund der Überlagerung von Poiseuille- und Couette-Strömung im inneren Schmierfilm weist der umfangsgerichtete Schmiermitteltransport ein konvexes bzw. konkaves Geschwindigkeitsprofil über die Spalthöhe auf, wobei die Ausprägung der Konvexität respektive Konkavität vom lokalen Druckgradienten abhängt. Die Integration des Strömungsprofils über den Schmierpalt liefert eine Fluidgeschwindigkeit $u_{\dot{o}l i}$ für den inneren und $u_{\dot{o}l a}$ für den äußeren Spalt

$$u_{\dot{o}l i}(x, y) = -\frac{\partial p(x, y)}{\partial x} \frac{h(x, y)^2}{12\eta} + \frac{u_W}{2} \quad (4)$$

$$u_{\dot{o}l a}(x, y) = -\frac{\partial p(x, y)}{\partial x} \frac{h(x, y)^2}{12\eta} \quad .$$

Da der äußere Schmierfilm bei einer semi-floating Konstruktion als Quetschöldämpfer agiert, liegt keine Couette-Strömung vor, sodass lediglich eine druckinduzierte Fluidbewegung auftritt [2]. Anschließend wird eine Mittelung des lokalen Strömungsfeldes vorgenommen

$$\bar{u}_{\dot{o}l i, a} = \frac{1}{A} \int_{(A)} u_{\dot{o}l i, a}(x, y) dA \quad (5)$$

Zur Erhaltung der Halbwirbelfrequenz als skalare Größe wird die gemittelte Strömung auf den Wellenradius bezogen

$$f_{\dot{o}l i, a} = \frac{2}{D_W} \bar{u}_{\dot{o}l i, a} \quad (6)$$

Trifft die Halbwirbelfrequenz auf eine Eigenfrequenz des Rotors, entsteht ein „oil-whip“, der zu erhöhten subsynchronen Schwingungen führen kann, was die Notwendigkeit der Betrachtung der Rotoreigenfrequenzen während des Hochlaufes im Zusammenhang mit der Halbwirbelfrequenz zeigt.

3. Hochlaufsimulation und Auswertung

Zur Validierung der Simulationsergebnisse werden Messungen des Rotorantwortverhaltens am verdichterseitigen Eintrittsbereich (Sensorebene) verwendet. Dabei werden primär Eintrittsfrequenz der kritischen subharmonischen Schwingungen sowie die dazugehörige Rotorantwortfrequenz untersucht.

3.1 Gegenüberstellung der Hochlaufsimulation mit der Wellenbewegungsmessung

In Bild 3-5 sind die Wasserfalldiagramme der Wellenbewegungsmessung und der Simulationen mit bzw. ohne Berücksichtigung der Axiallagerung bei gleichen Randbedingungen gegenübergestellt. Innerhalb der Wellenbewegungsmessung sind die kritischen subharmonischen Schwingungen in einem Drehzahlbereich zwischen $f_D = 0.40 - 0.88$ festzustellen. Eine weitere Erhöhung der Drehzahl führt zu einem Abklingen des oil-whips, sodass der Rotor durch ein drehzahlsynchrones Systemverhalten charakterisiert ist. Zu Beginn des oil-whips liegt eine Rotorantwortfrequenz von $f = 0.12$ vor.

Innerhalb der Hochlaufsimulation mit Berücksichtigung der Schwimmscheibenlagerung wurden subsynchrone Rotorschwingungen bei $f_D = 0.44$ mit einer Antwortfrequenz von $f = 0.12$ prädiziert. Im Vergleich zur Messung ist eine Verringerung der kritischen Schwingungen im höheren Drehzahlbereich festzustellen, allerdings ist ein vollständiges Abklingen des oil-whips nicht zu verzeichnen.

Zudem wurden Simulationen ohne Berücksichtigung der Axiallagerung durchgeführt, was zu einer unterschätzten Kippsteifigkeit führt, mit der Konsequenz einer bei geringeren Drehzahlen ($f_D = 0.39$) auftretenden und ausgeprägteren subsynchronen Schwingung. Die dazugehörige Antwortfrequenz beträgt $f = 0.11$. Die rot gekennzeichnete Linie im Spektrogramm der Simulationen stellt die Halbwirbelfrequenz dar, woraus sich das Verhältnis der Halbwirbelfrequenz im Bezug zur Rotordrehzahl von $\frac{f_{Oel\ innen}}{f_{Welle}} = 0.38$ ergibt. Neben der Halbwirbelfrequenz ist die Schwimmscheibendrehzahl dargestellt (blaue Linie). Diese wird über eine Bilanzierung der an der Scheibe auftretenden Reibmomente ermittelt, wobei die Reibmomente sich aus einer Überlagerung von Schmiermittel übertragenden Schubspannungen und möglichen Festkörperkontakten zusammensetzen [4].

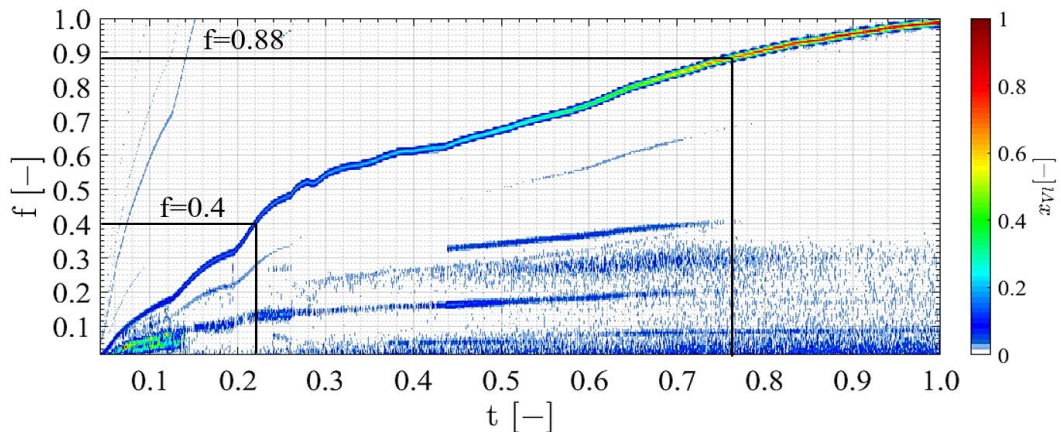


Bild 3: Wasserfalldiagramm des Rotorantwortverhaltens der Wellenbewegungsmessung

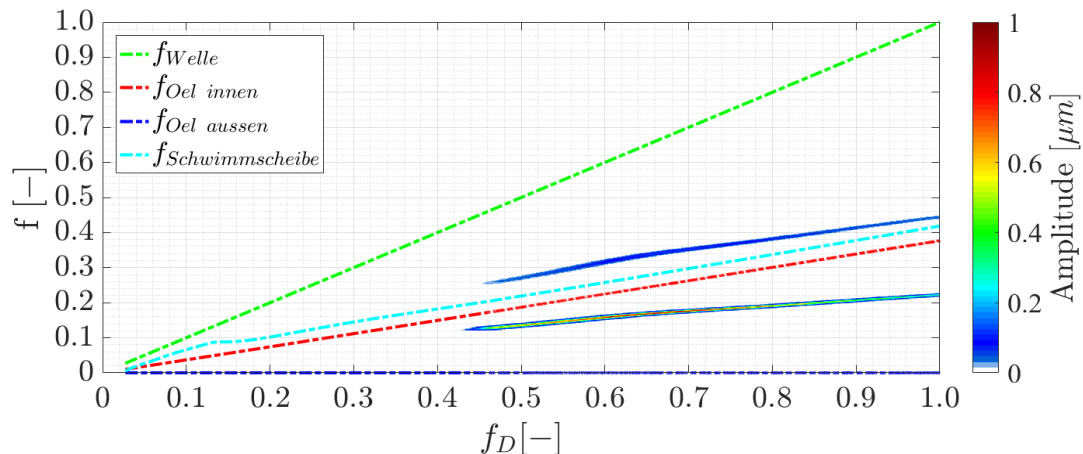


Bild 4: Wasserfalldiagramm des Rotorantwortverhaltens bei einer Hochlaufsimulation mit Berücksichtigung der Axiallagerung

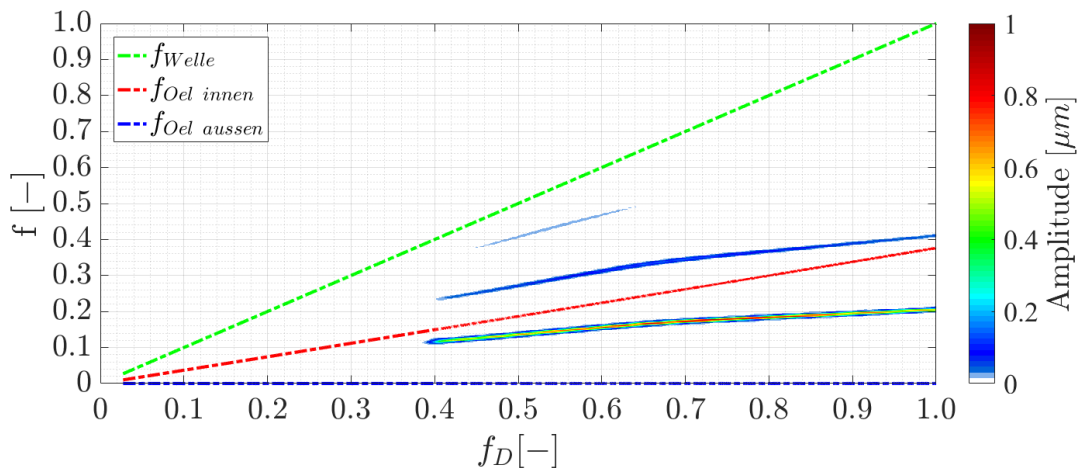


Bild 5: Wasserfalldiagramm des Rotorantwortverhaltens bei einer Hochlaufsimulation unter Vernachlässigung der Axiallagerung

Für die weitere Auswertung der schmierfilminduzierten Rotoranregung werden das in Bild 6 dargestellte Campbell-Diagramm des Systems mit Axiallagerung und das Dämpfungsverhalten untersucht. Es ist ersichtlich, dass die bereits zuvor festgestellte Halbwirbelfrequenz bei $f_D = 0.44$ in der Nähe einer Rotoreigenfrequenz liegt, die durch eine konische Schwingform charakterisiert ist. Die dazugehörige Rotorantwortfrequenz beträgt $f = 0.12$. Eine weitere mögliche Rotoranregung kann bei $f_D = 0.48$ mit einer Antwortfrequenz von $f = 0.24$ erfolgen. Dabei würde der Rotor eine zylindrische Schwingform aufweisen. Bezüglich der Dämpfung zeigt sich allerdings, dass der zylindrische gegenüber dem konischen Mode deutlich höher gedämpft ist, mit der Konsequenz einer bevorzugten auftretenden konischen Rotorschwingung. Aufgrund des vorhandenen Lastkollektivs, welches die Anregung darstellt, können gegensinnig verlaufende Eigenformen nicht angeregt werden, welche aufgrund der negativen Dämpfungen zu großen Amplituden führen würden. Ebenso ist im Campbell-Diagramm erkennbar, dass die biegekritischen Rotoreigenfrequenzen weder vom Fahrstrahl noch von der Halbwirbelfrequenz angeregt werden.

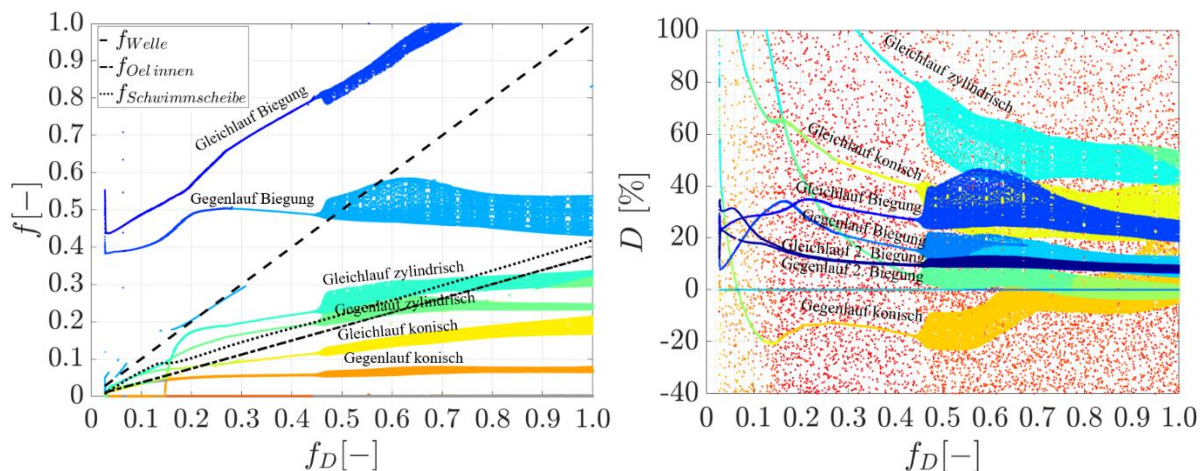


Bild 6: Campbell-Diagramm der Hochlaufsimulation des gleitgelagerten Rotors mit Axiallagerung (links) und Dämpfungsverhalten (rechts)

Bezüglich der Axiallagerung und dessen Verhalten bei Anwesenheit von subsynchronen Schwingungen sind die hydrodynamisch wirksamen Lagerkräfte und die minimale Schmierpalthe in Bild 7 dargestellt. Hierbei liegt bis zu einer Drehfrequenz von $f = 0.22$ keine Axiallast vor, mit der Konsequenz eines selbständig axial ausgerichteten Rotors. Die im Hilfs- und Hauptlager wirkenden Kräfte stehen im Gleichgewicht und bewirken eine axiale Vorspannung des Gleitlagersystems, die über den gesamten Hochlauf präsent ist. Als Resultat der Anströmungsverhältnisse liegt ab $f = 0.22$ eine externe Axiallast vor, welche in Abhängigkeit der Wellendrehzahl einen quadratischen Vorlauf aufweist. Mit dem Auftreten der axialen Last wird das Hauptlager zusätzlich be- und das Hilfslager entlastet, sodass die minimalen Schmierpalthe in der Schwimmscheibenlagerung ab- und am Hilfslager zunehmen. Anhand der minimalen Schmierpalthe ist zudem ersichtlich, dass für den Drehzahlbereich $f_D < 0.15$ ein Festkörperkontakt zwischen der Schwimm- und Spurscheibe auftreten kann. Somit ist bei niedrigen Drehzahlen die Schwimmscheibendrehzahl im Wasserfalldiagramm der Simulation auf kontaktbedingte

Reibmomente zurückzuführen. Eine Erhöhung der Rotordrehzahl führt zu einem ausreichenden Schmiermitteltransport im axialen Lagerspalt und schließlich zu einem wirksamen hydrodynamischen Tragdruckaufbau.

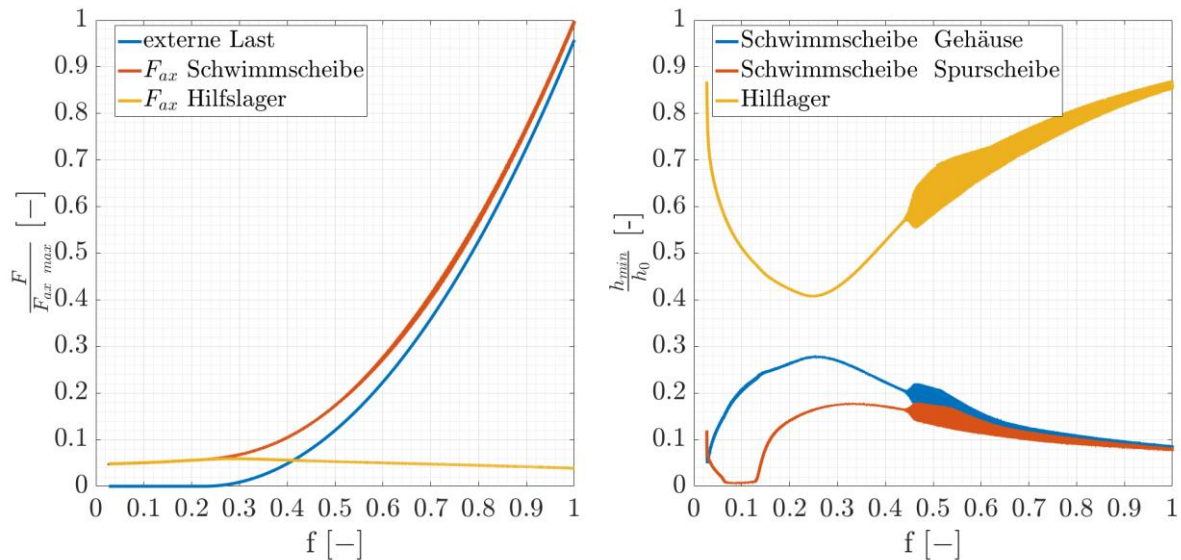


Bild 7: Axiale Lagerkraft (links) und minimale Schmierspalthöhe (rechts) in Abhängigkeit der dimensionslosen Rotordrehzahl

Anhand der Oszillationen im minimalen Schmierspalt, vgl. Bild 7 , sowie der Rückstellmomente bzw. der auftretenden Kippwinkel der Schwimmscheibe, vgl. Bild 8, sind die Auswirkungen der subsynchronen Schwingungen auf die Axiallagerung erkennbar. Mit dem Auftreten des oil-whips weist der hierbei betrachtete Rotor eine konische Schwingform auf. Damit einhergehend treten erhöhte Amplituden der Kippwinkel in der Axiallagerebene auf, die zu größeren rückstellenden Momenten am Haupt- und Hilfslager führen. Schlussfolgernd trägt die Axiallagerung zur Gesamtsteifigkeit des radialen und axialen Lagersystems und damit zur Stabilisierung des Rotors bei. Die stabilisierende Wirkung der Axiallagerung bestätigt sich anhand eines Vergleiches der Eintrittsfrequenzen des oil-whips bei Berücksichtigung bzw. Vernachlässigung des Axiallagers, vgl. Bild 4 und Bild 5. Somit führt die mit der Abbildung der Axiallagerung zunehmenden Kippsteifigkeit zu einem späteren Einsetzen der subsynchronen Schwingungen.

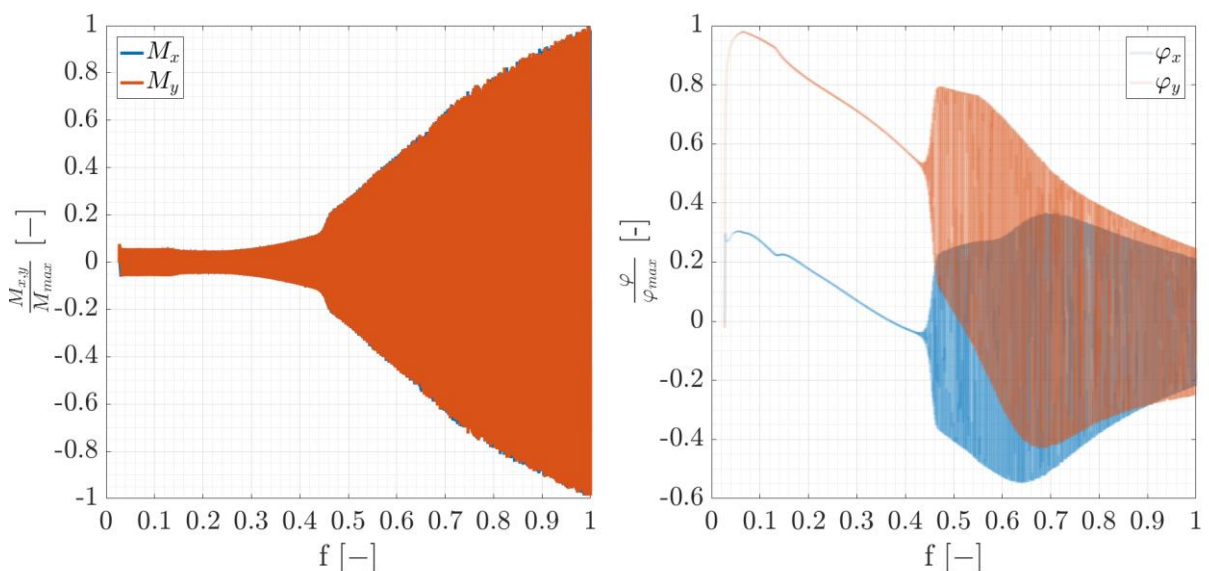


Bild 8: Kippmomente (links) und Neigungswinkel (rechts) an der Schwimmscheibe

4. Zusammenfassung und Ausblick

Innerhalb dieser Arbeit wurde der Einfluss der Axiallagerung auf das rotordynamische Systemverhalten eines semi-floating schwimmbuchselagerter ATL-Rotors untersucht. Im Fokus stehen hierbei schwimmende Axiallagerscheiben und deren Beitrag zur Gesamtsteifigkeit am Rotor-Lager-System. Zur Validierung der Hochlaufsimulationen wird eine Gegenüberstellung der Ergebnisse mit jenen der Wellenbewegungsmessung vorgenommen. Der untersuchte Rotor unterlag bei Anwesenheit von subsynchronen Schwingungen einer konischen Schwingform, die zu erhöhten Neigungen der Spur- und Schwimmscheibe führten. Damit einhergehend stellten sich am Haupt- und Hilfslager rückstellenden Momente ein, die einen zusätzlichen Beitrag zur Kippsteifigkeit am verdichterseitigen Rotor-Lager-System lieferten. Schlussfolgernd ist neben der Radialsteifigkeit der Schwimmbuchsenlagerung ebenfalls die Kippsteifigkeit der Axiallagerung zur detaillierten Abbildung der Gesamtsteifigkeit des Rotor-/Lagersystems mit einzubeziehen.

Danksagung

Der Autor dankt Herrn Dipl.-Ing. Holger Mostertz und der Kompressorenbau Bannewitz GmbH für die Bereitstellung der Messdaten sowie zahlreichen Diskussionen und Unterstützungen.

Literaturverzeichnis

- [1] Woschke, E.; Daniel, Chr.; Nitzschke, S.: Excitation mechanism of non-linear rotor systems with floating ring bearings - simulation and validation, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 134, 2017, pp. 15-27, DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2017.09.038
- [2] Daniel, C.; Woschke, E.; Nitzschke, S.; Göbel, S.; Strackeljan, J.: Determinismus der subharmonischen Schwingungen in gleitgelagerten Turbomaschinen, 12. Magdeburger Maschinenbau-Tage, 2015
- [3] Nitzschke, S.: Instationäres Verhalten schwimmbuchselagerter Rotoren unter Berücksichtigung masserhaltender Kavitation, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Dissertation 2016
- [4] Woschke, E.: Simulation gleitgelagerter Systeme in Mehrkörperprogrammen unter Berücksichtigung mechanischer und thermischer Deformationen, Otto von Guericke Universität Magdeburg, Dissertation 2013
- [5] Nitzschke, S.: Regularised cavitation algorithm for use in transient rotordynamic analysis, *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 113, 2016, pp. 175-183, DOI: 10.1016/j.ijmecsci.2016.04.021
- [6] Li, S.; Tuzcu, S.; Klaus, M.; Rienäcker, A.; Schwarze, H.: Analyse der Einflüsse der hydrodynamischen Axiallagerung auf das rotordynamische Verhalten eines PKW-Abgasturboladers, SIRM 2015 – 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen, Paper-ID 47, 2015
- [7] Chatzisavvas, I.; Boyaci, A.; Schweizer, B.: Influence of Hydrodynamic Thrust Bearings on the Nonlinear Oscillations of High-Speed Rotors, *Journal of Sound and Vibration*, 2016, DOI: 10.1016/j.jsv.2016.05.026
- [8] Chatzisavvas, I.: Efficient Thermohydrodynamic Radial and Thrust Bearing Modeling for Transient Rotor Simulations, TU Darmstadt, Dissertation 2018
- [9] Chatzisavvas, I.; Koutsovasilis, P.: On the influence of thrust bearings on the nonlinear rotor vibrations of turbochargers, *Turbochargers Technical Conference and Exposition GT2026*, 2016
- [10] Chatzisavvas, I.; Boyaci, A.; Koutsovasilis, P.; Schweizer, B.: Influence of the oil temperature of thrust bearings on the vibratory behavior of small turbochargers, 11th International Conference on Engineering Vibration, 2015
- [11] Koutsovasilis, P.: Automotive turbocharger rotordynamics: interaction of thrust and radial bearings in shaft motion simulation, *Journal of Sound and Vibration*, 2019, doi: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2019.05.016>
- [12] Hoepke, B.; Uhlmann, T.; Pischinger, S.; Lueddecke, B.; Filsinger, D.: Analysis of Thrust Bearing Impact on Friction Losses in Automotive Turbochargers, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 137, 2015, doi: 10.1115/1.4029481
- [13] Fischer, M.; Mueller, A.; Rembold, B.; Ammann, B.: Numerical Investigation of the Flow in a Hydrodynamic Thrust Bearing With Floating Disk, *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*, 2012, doi: 10.1115/1.4007775
- [14] Harada, M.; Tsukazaki, J.: The Steady-State Characteristics of a Hydrostatic Thrust Bearing With a Floating Disk, *Journal of Tribology*, Vol. 111, 1989, doi:10.1115/1.3261921
- [15] L. M. Greenhill, W.B.B.; Nelson, H.: Conical Beam finite Element For rotordynamics Analysis, *Journal of Vibration and Acoustics*, 1985, vol. 107(4), pp. 421–430

Außermotorische Feinstaubemissionen an Kraftfahrzeugen – Stand und Entwicklungstendenzen

Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg¹, M.Eng. David Hesse¹, M.Sc. Christopher Hamatschek¹

¹ Technische Universität Ilmenau, Deutschland

Zusammenfassung

Um die Verzögerung von modernen Kraftfahrzeugen gewährleisten zu können, kommen üblicherweise Reibungsbremsen zur Anwendung. Dabei kommt es aufgrund tribologischer Mechanismen zu einem Verschleiß von Scheibe und Belag, was zur Emission eines partikelförmigen Bremsstaubes führt. Die emittierten Verschleißpartikel sind den Größenordnungen des Feinstaubes zuzuordnen, gelangen nahezu ungehindert in die Umwelt und stellen ein gesundheitliches Gefährdungspotential für den Menschen dar. Für die wissenschaftliche Untersuchung sind effiziente Probenahmesysteme erforderlich, welche eine qualitativ hochwertige und reproduzierbare Probe bereitstellen. In einem ersten Teil werden Erkenntnisse zum Partikelinjektions- und ausbreitverhalten innerhalb eines Probenahmesystems für die Erfassung partikelförmiger Bremsenemissionen vorgestellt. In einem zweiten Teil werden Primär- und Sekundärmaßnahmen zur Minimierung des Feinstaubausstoßes vorgestellt und bewertet.

Schlüsselwörter: Bremsstaubmessungen, Bremsstaubreduktion

1. Einleitung

Neben verbrennungsmotorischen Emissionen werden durch den Betrieb eines Kraftfahrzeuges Partikel durch Bremsen- und Reifenabrieb sowie durch Straßenabrieb und Aufwirbelungen von Straßenstaub generiert. Die in Bild 1 dargestellte Entwicklung der PM₁₀-Emissionen verdeutlicht, dass der Anteil bremsenrelevanter Emissionen im Vergleich zu verbrennungsmotorischen Emissionen geringer ist, in den vergangenen jedoch stetig ansteigt.

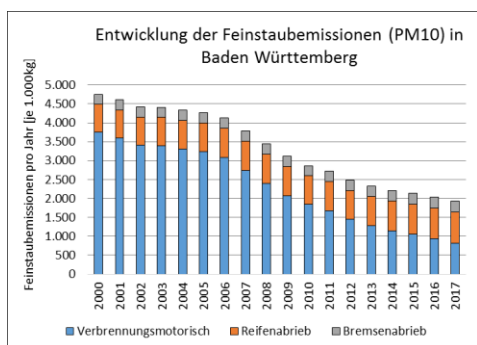


Bild 1: Entwicklung der Feinstaubemissionen (PM₁₀) [1]

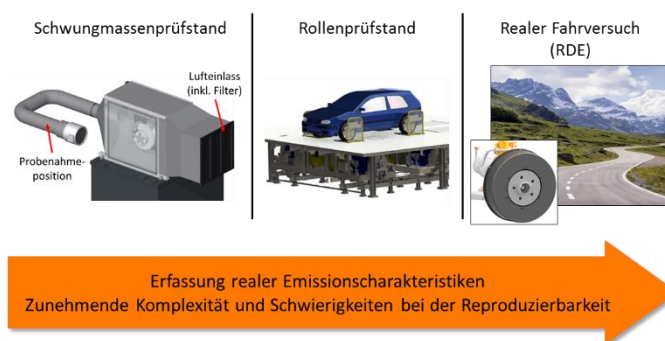


Bild 2: Erfassung partikelförmiger Bremsenemissionen in unterschiedlichen Prüfumgebungen [5]

Zur Erfassung partikelförmiger Bremsenemissionen unter konstanten und reproduzierbaren Bedingungen kommen typischerweise Konstantvolumen-Probenahmesysteme zur Anwendung (vgl. Bild 2 – links). Dabei wird das Bremssystem durch eine geschlossene Umhausung vollständig von der Umgebung entkoppelt und das partikelbeladene Aerosol über einen konstanten Volumenstrom zu einer Probenahme-position transportiert. Neben reduzierten Partikelverlusten und einer daraus resultierenden hohen Transporteffizienz zeichnet sich dieses Probenahmesystem durch eine minimierte Kontamination aus. Darüber hinaus ist durch ein strömungsoptimiertes Design ein hoher Grad an Uniformität und die Entnahme eines repräsentativen Teilvolumens möglich.

Die Messung von Bremsstaub an einem Schwingmassen-Bremsenprüfstand unterliegt reproduzierbaren Prüf- und Umgebungsbedingungen. Im Vergleich zu Bremsstaubmessungen am Prüfstand unterliegt der reale Fahrversuch einer Fülle von Einflussgrößen, welche einen direkten oder indirekten Einfluss auf das Messergebnis haben. Dies umfasst kontinuierlich wechselnde Strömungsbedingungen, Verkehrssituationen, Fahrereinflüsse und den Einfluss

von Partikeln externer Quellen (z.B. motorische- oder außermotorische Emissionen vorausfahrender Fahrzeuge). Das daraus resultierende Emissions- und Temperaturverhalten ist somit wenig reproduzierbar. Dennoch ist die Messung von Bremsenemissionen im Fahrversuch notwendig, da hieraus das reale Emissionsverhalten eines Fahrzeuges erfasst und eine Bewertung der beschriebenen Einflussgrößen ermöglicht wird.

2. Messung partikelförmiger Bremsenemissionen

In diesem Abschnitt werden grundlegende Erkenntnisse zum Partikelinjektions- und Ausbreitungsverhalten sowie zu den messtechnischen Validierungsmethoden vorgestellt. Darüber hinaus werden Untersuchungen zur Messfähigkeit bestehender bzw. für den Anwendungsfall verbrennungsmotorischer Abgasemissionen entwickelter Partikelmesssysteme vorgestellt. In einem zweiten Abschnitt wird auf die Entwicklung eines Probenahmesystems für Realfahreranwendung sowie grundlegende Einflussgrößen eingegangen.

2.1 Messung unter Laborbedingungen

Am Beispiel eines stationären Probenahmesystems (CVS) wird eine Methodik zur simulativen Untersuchung der Partikelinjektion und Partikelverteilung vorgestellt. Das Ziel ist die Nachbildung aller Vorgänge, denen die Partikel innerhalb eines Probenahmesystems ausgesetzt sind. Zur Bewertung der Transporteffizienz emittierter Partikel sind das Partikelverhalten in der Strömung sowie die Interaktion der Partikel mit der Wand zu modellieren. Bei der Modellierung wird auf das Reynolds Stress Model (RSM) zurückgegriffen, wodurch Effekte wie die Stromlinienkrümmung, Wirbel und Rotationen dargestellt werden können und Aussagen über komplexe Strömungen ermöglicht werden. Für die Vernetzung gilt die Forderung, die gesamte Grenzschicht durch eine feine Vernetzung aufzulösen, wodurch die Bestimmung realitätsnaher Ergebnisse ermöglicht wird. Zur Simulation rotierende Komponenten, wie der Reibring der Bremsscheibe, die Antriebswelle, die Radnabe sowie die gesamte Innenbelüftung der Bremsscheibe, wird ein zusätzliches Referenzsystem definiert.

Partikelinjektion

Die Injektion wird über die gekrümmte Fläche des verrundeten Übergangs an der Belagfase (vgl. Bild 3) durchgeführt. Da die mit der Randbedingung "moving wall" versehene Bremsscheibenoberfläche zwangsläufig Luft aus dem Bereich der Belagfase zieht, stellt sich dort eine Strömung ein, die aufgrund ihrer Bedeutung für die Partikelinjektion besonders detailliert abgebildet werden muss und daher ein fein aufgelöstes Netz erfordert. Partikel werden an der Kante zwischen Bremsbelag und Bremsscheibe abgegeben und gehen anschließend in die Grenzschicht der Bremsscheibe über (vgl. Bild 4). Dieser Effekt ist durch die Ausbildung einer Strömung aus den darüber liegenden Bereichen in die sich aufbauende Grenzschicht zu erklären.

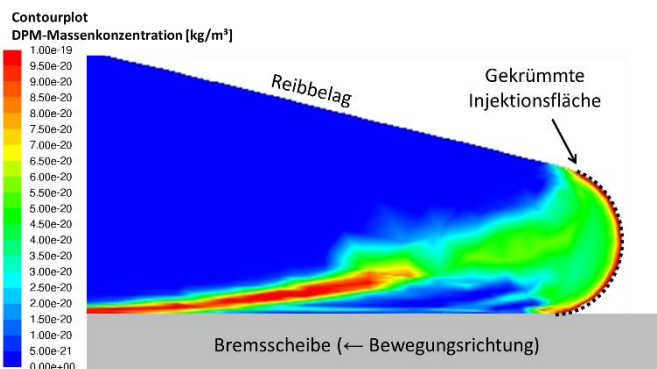
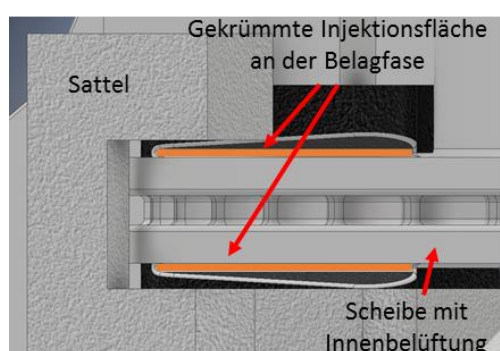


Bild 3: Darstellung der Injektionsfläche (Injektion über die Belagfase [4])

Bild 4: Massenkonzentration im Bereich der Injektionsfläche [4]

Die Konzentration an der Injektionsstelle setzt sich in diesem Bereich nahezu unverändert für den Rest der Umrundung der Scheibenoberfläche fort. Die Höhe der Schicht mit hoher Partikelmassenkonzentration kann primär auf ca. 0,01 - 0,02 mm eingegrenzt werden. Insgesamt ist auf Vorder- und Rückseite der Scheibe ein ähnliches Verhalten erkennbar.

Der Injektionsmechanismus besteht darin, dass Partikel, gebunden in der Grenzschicht, teils die Bremsscheibe umrunden (vgl. Bild 5) und rückseitig am Bremsbelag an die Umgebung abgegeben werden. Die periphere Luftbewegung an der äußeren Reibfläche ist nach außen gerichtet, an der hinteren Reibfläche nach innen. Die

fliehkraftbedingte Radialbewegung der Partikel führt zur radialen Ablösung von Partikeln von der Bremsscheibe. Die Partikel sind in ihrer Bewegung nach Verlassen der Grenzschicht maßgeblich von der Strömung beeinflusst.

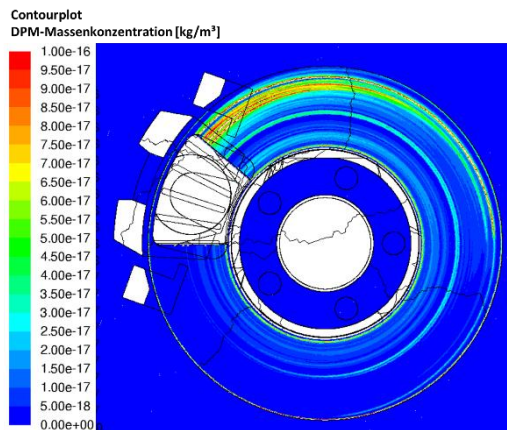


Bild 5: Partikelmassenkonzentration 1 µm-Partikel (0,01 mm) [5]

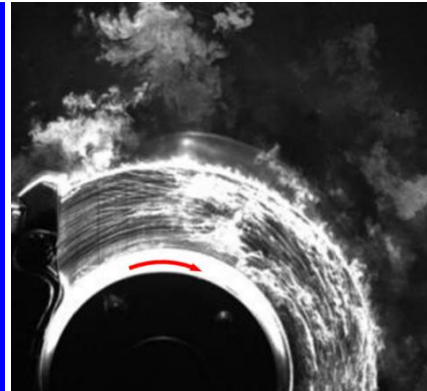


Bild 6: Laseraufnahmen der Partikelkonzentrationen (120→80 km/h; 30bar)

Insgesamt ist festzuhalten, dass der Injektionsmechanismus von zahlreichen Größen bestimmt wird und für eine ganzheitliche Betrachtung der Vorgänge innerhalb eines Probenahmesystems berücksichtigt werden muss. Die Visualisierung der Partikelbewegung in Scheibennähe erfolgt mittels einer laserbelichteten Ebene. Die in Bild 6 dargestellte Aufnahme (120→80 km/h) verdeutlicht das hochgradig transiente Verhalten der Partikelemissionen. Auch die Strömung in der Umhausung ist zeitlich nicht stabil. Gut erkennbar ist, dass die auf der Scheibenoberfläche mitbewegten Konzentrationen über den gesamten Verlauf der Scheibe vorhanden sind. Wie bereits erläutert nimmt die Abhängigkeit von Partikelbewegung und Scheibenrotation mit dem Abstand zur Scheibenoberfläche ab.

Partikelverteilung innerhalb eines stationären Probenahmesystems

Die Strömung in der Umgebung der Radbremse bestimmt die Bewegung der Partikel und beeinflusst die Orte der Partikelabscheidung sowie die Verteilung im Kanalquerschnitt. Die Strömung innerhalb des Probenahmesystems resultiert aus der Absaugung infolge des adaptierten Lüfters sowie durch die rotierenden Bauteile, insbesondere durch die Innenbelüftung der Scheibe. Die durch radiale Rippen ausgeführte Innenbelüftung wirkt wie ein Radialverdichter, wobei die Luft von innen nach außen bewegt wird. Die gezeigte Strömung führt zum Abtransport von Partikeln der Außenseite. Partikel, die an der Rückseite (rechts) injiziert werden, folgen teilweise der Bewegung in Richtung des Radträgers und durchqueren die Innenbelüftung. Die radiale Bewegung der Luft aus der Scheibe und das Einströmen in das Innere der Scheibe sind Effekte im Kontext einer großräumigeren Wirbelbildung, was einen weiteren signifikanten Einfluss auf die Partikelverteilung darstellt.

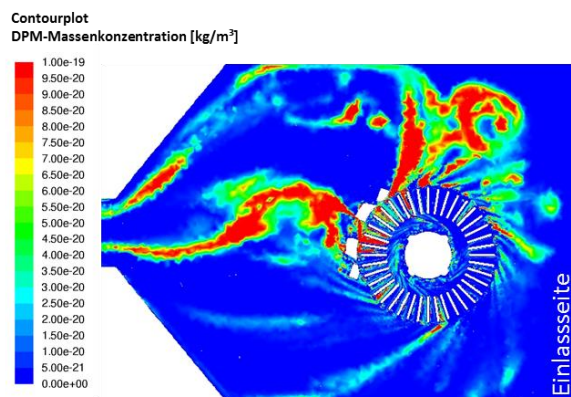


Bild 7: Partikelverteilung in einem stationären Probenahmesystem [4]

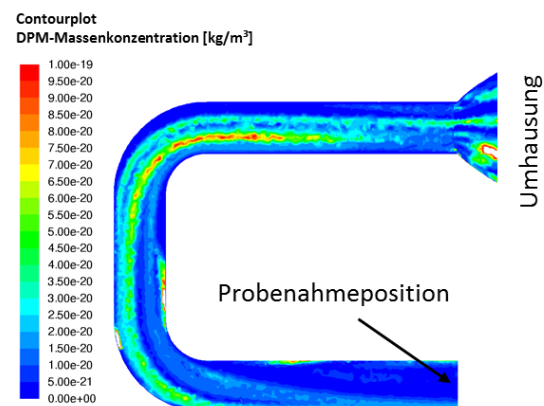


Bild 8: Partikelverteilung - DPM Massenkonz. für 10 µm-Partikel 80 km/h [4]

Infolge der mit zunehmender Rotationsgeschwindigkeit stetig ansteigenden Partikelverteilung innerhalb der Umhausung (vgl. Bild 7), welche primär aus den Injektionsbedingungen, Ablösung aus der Grenzschicht und

trägheitsbedingten Einflüssen resultiert, wird dieser Einfluss reduziert. Die Partikelinjektion und die Ausbreitung der Partikel im Raum sind für Partikel der Durchmesser 100nm und 1µm kaum zu unterscheiden. 10µm-Partikel zeigen ein stark abweichendes Verhalten. Diese werden zu einem großen Teil nicht in der Grenzschicht gebunden sondern verlassen tangential die Bremsscheibe in Richtung der Rotation von der Injektionsstelle ausgehend. Die Partikelverteilung innerhalb des Abluftkanals ist in Bild 8 exemplarisch für 10 µm-Partikel dargestellt. Es ist erkennbar, das bis zur Probenahme position durch die integrierte Doppelumlenkung eine signifikante Steigerung der Uniformität erreicht werden kann, was die Gewährleistung einer repräsentativen Probenahme ermöglicht. Die Transporteffizienz beträgt im Falle einer Bremsung aus 80 km/h ca. 91 % für 1 µm-Partikel, 86% für 2,5 µm-Partikel und lediglich 36 % für 10 µm-Partikel. Die Transporteffizienz wird demnach signifikant vom Partikeldurchmesser beeinflusst. Weiterhin sind die Rotationsgeschwindigkeit und auch der Volumenstrom als einflussreiche Größen zu werten. Insgesamt ist die Auslegung eines Probenahmesystems folglich als Kompromissentscheidung zwischen hoher Transporteffizienz und Uniformität zu verstehen und unterscheidet sich demnach signifikant von Probenahmesystemen (Verdünnungstunnel) für verbrennungsmotorische Emissionen. Das Injektions- und Ausbreitverhalten partikelförmiger Bremsenemissionen kann mittels numerischer Methoden vollständig abgebildet werden. Empirische Modelle sind aufgrund der Komplexität der Vorgänge nur näherungsweise zur Bestimmung der Transporteffizienz geeignet. Darüber hinaus ist die Bestimmung der Transporteffizienz bzw. größenspezifischer Verluste innerhalb geschlossener Probenahmesysteme möglich. Dadurch können die komplexen Vorgänge bis zur Position der Probenahme untersucht und bewertet werden. Darüber hinaus ist die vorgestellte Methodik auch auf andere Systeme, wie ein Probenahmesystem für Realfahreranwendung oder Feinstaubfilter übertragbar.

Messbarkeit partikelförmiger Bremsenemissionen

Dieser Abschnitt dient zur Überprüfung der Messbarkeit partikelförmiger Bremsenemissionen mittels der vornehmlich für die Messung verbrennungsmotorischer Emissionen entwickelten Partikelmesssysteme. Kondensationspartikelzähler (CPC) stellen in Bezug auf Sensitivität, Reaktionszeit und Zähleffizienz die Referenz zur Bestimmung einer Partikelanzahlkonzentration (#/cm³) dar. Kondensationspartikelzählern liegt das Messprinzip der Streulichtmessung zugrunde. Die zu messenden Partikel werden durch Kondensation vergrößert und damit messbar (vgl. Bild 12). Da sich die Eigenschaften von Bremsenpartikeln und verbrennungsmotorischen Partikeln unterscheiden, ist ein Überprüfung des Messbereiches, der Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung größenspezifischer Verluste (PCRF) sowie der Verdünnungsfaktoren zu Erfassung eines weiten Konzentrationsbereiches zu überprüfen. Für letztgenannten Punkt ist zu berücksichtigen, dass im Falle niedriger Rotationsgeschwindigkeiten und effizienter Filterung der in die Umhausung einströmenden Luft Konzentrationen < 1,0E+2 #/cm³ erfasst werden müssen. Dies bedeutet, dass ohne Korrektur der Hintergrundkonzentration (Forderung: konstantes Niveau) das Messergebnis insbesondere in Phasen ohne Rotation bzw. bremseninduzierter Emission signifikant beeinflusst werden kann. Im Falle höchster Beanspruchung (thermisch und mechanisch) und niedriger Gesamtverdünnung können Konzentrationen über 5,0E+6 #/cm³ vorliegen. Zur Untersuchung des Einflusses des Partikeldurchmessers auf den kalibrierten CPC-cut-off (D50 – CPC-Zähleffizienz), folgt ein Vergleich zwischen 2.5 nm, 10 nm und 23 nm-CPC (je ohne vorgeschalteten Zyklon und thermischer Konditionierung), wobei eine Doppel-Verdünnungsstufe (Injektor) vorgeschaltet ist. Für die Untersuchung kommt eine konventionelle Graugusscheibe mit kupferhaltigem ECE-Belag zur Anwendung.

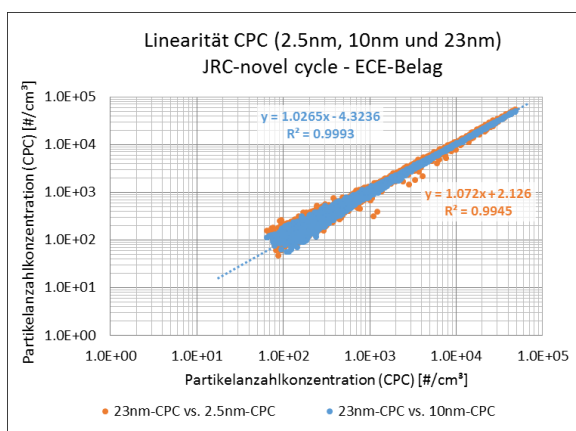


Bild 9: Linearität CPC (JRC-novel cycle) [4]

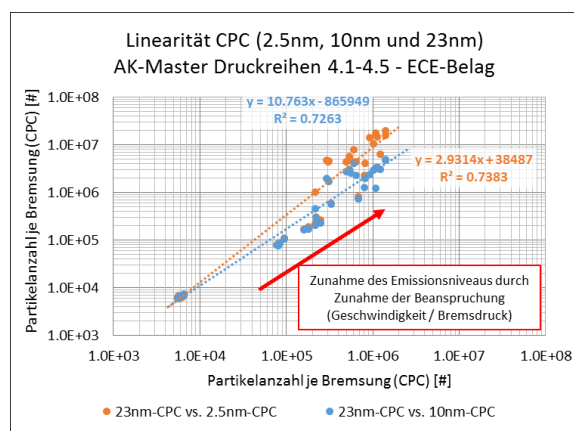


Bild 10: Linearität CPC (AK-M. Druckreihen) [4]

Als Testzyklus dient der durch die PMP Task Force 1 („Particle measurement programme“ des Joint Research Center / Europäische Kommission) entwickelte JRC-novel cycle dar. Dieser basiert auf der WLTP-Datenbasis und

bietet dadurch in Bezug auf das Temperaturniveau, Rotationsgeschwindigkeit und Bremsdruck einen Direktbezug zu realen Fahrbedingungen. Der Zyklus ist durch 303 Bremsapplikationen, einer Distanz von 192 km und einer mittleren Verzögerung von $1,0 \text{ m/s}^2$ definiert. Darüber kommen einzelne Sektionen der AK-Master-Prüfprozedur zu Anwendung. Diese dient ursprünglich zur Untersuchung des Reibwertverhaltens eines Reibmaterials hinsichtlich Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitseinfluss, d.h. zum Vergleich unter möglichst gleichen Bedingungen. Für den vorliegenden Anwendungsfall ermöglicht eine Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsvariation die Untersuchung von Einflussgrößen auf das Emissionsverhalten.

Die in Bild 9 gegenübergestellten Partikelanzahlkonzentrationen (Linearitätsvergleich) unterschiedlich kalibrierter CPCs verdeutlichen im Falle des JRC-novel cycle nur geringste Unterschiede. Das 2.5 nm-CPC misst eine um ca. 5 % erhöhte Konzentration gegenüber dem 23nm-CPC. Im Falle des 10 nm-CPCs beträgt diese ca. 2%. Insgesamt kann für den Zyklus und die Eigenschaften der emittierten Partikel ein hoher Grad an Linearität nachgewiesen werden.

Die Linearitätsüberprüfung anhand der AK-Master Druckreihen erfolgt unter Variation der Rotationsgeschwindigkeit und des Bremsdruckes. Die Geschwindigkeitsbereiche beinhalten Stadt-, Land- und Autobahnsektionen. Der Linearitätsvergleich in Bild 10 verdeutlicht, dass mit Zunahme der Beanspruchung (Rotationsgeschwindigkeit und Bremsdruck) die Abweichung zunimmt bzw. der Grad an Linearität sinkt. Dieser Effekt ist durch lokale Spitzentemperaturen in der Reibzone zu erklären und führt zur Ausbildung einer bimodalen Verteilung, welche durch signifikante Partikelkonzentrationen $< 0,1 \mu\text{m}$ charakterisiert ist (vgl. Bild 11).

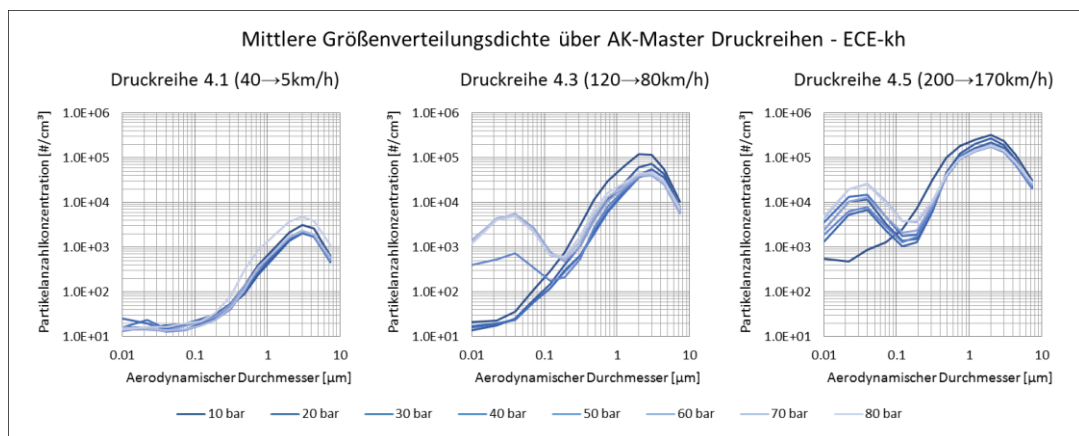


Bild 11: Größenverteilungsdichte über AK-Master Druckreihen 4.1, 4.3 und 4.5 [4]

Die Erfassung der größen aufgelösten Anzahlkonzentration über einen Größenbereich von $0,006 \mu\text{m} - 10 \mu\text{m}$ erfolgt mittels elektrischem Niederdruck-Kaskadenimpaktor (ELPI+) der Fa. Dekati. Die in den Impaktor einströmenden Partikel (vgl. Bild 13) werden elektrisch geladen. Je Impaktorstufe (zur größen selektiven Fraktionierung) besitzt eine beschleunigende Düse. Durch Impaktion werden Partikel eines spezifischen (Trenn-) Durchmessers je Impaktorstufe abgeschieden und es erfolgt ein Ladungsaustausch, welcher gemessen wird und in eine Anzahlkonzentration umgerechnet wird.

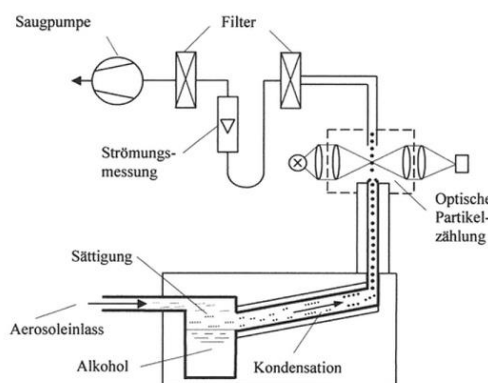


Bild 12: Aufbau/Funktion eines Kondensationspartikelzählers (CPC)



Bild 13: Aufbau/Funktion eines (elektrischen) Niederdruck-Kaskadenimpaktors [6]

Zusätzlich zu der ersten Mode ($< 0,1 \mu\text{m}$) ist eine zweite Mode erkennbar, welche durch Festkörperpartikel ($> 0,5 \mu\text{m}$) gekennzeichnet ist, deren Bildung durch Abrasivverschleiß zu erklären ist. Insgesamt sind Bremsstaubpartikel

über einen Größenbereich zwischen $0,01 \mu\text{m}$ – $10 \mu\text{m}$ nachweisbar. Durch das messprinzipbedingte Aufkondensieren des Kondensationspartikelzählers (CPC) geht die Größeninformation verloren, weshalb zur Bestimmung einer größen aufgelösten Anzahlkonzentration auf elektrisch basierte Messsysteme zurückgegriffen wird. Der in Bild 14 dargestellte Vergleich zwischen optischem und elektrisch basierten Messsystem verdeutlicht im Falle geringster Intensitäten der Anzahlkonzentration $\leq 5E+02\text{#/cm}^3$ ein abweichendes Messsignal (rot markierter Bereich). Die durch das elektrisch basierte Messsystem detektierten Anzahlkonzentrationen sind typisch für Stillstand- und Rollphasen sowie geringen Initialgeschwindigkeiten ($\leq 30\text{km/h}$). Dieser Effekt ist weiterhin durch einen Linearitätsvergleich (vgl. Bild 15) zu erkennen. Darüber hinaus ist auch für höhere Konzentrationsbereiche eine temporäre Über- oder Unterinterpretation gegenüber dem CPC erkennbar.

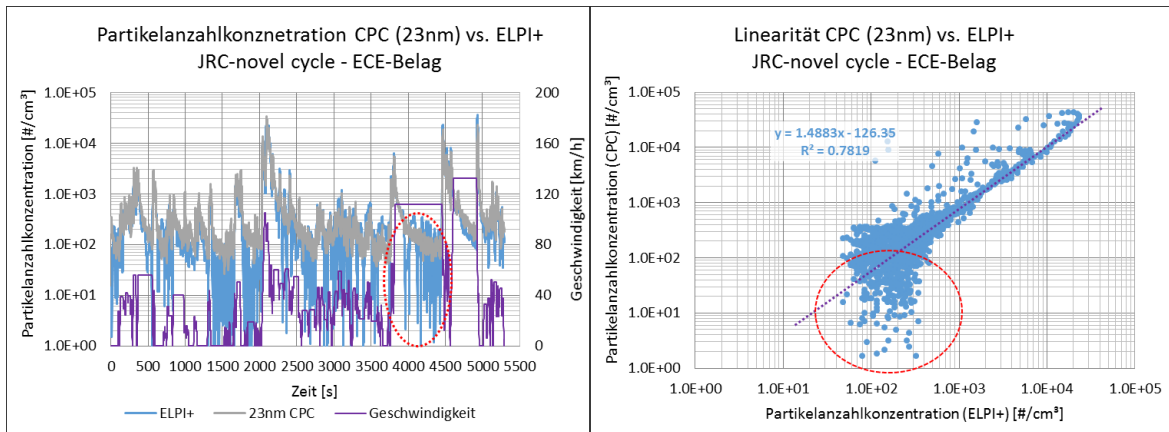


Bild 14: Partikelanzahlkonzentration CPC vs. ELPI+ (JRC-novel cycle) [4] **Bild 15: Linearität CPC vs. ELPI+ (JRC-novel cycle) [4]**

Neben den materiellen Einflussgrößen (Reibbelag und Schiebe) wirkt das Beanspruchungskollektiv signifikant auf die Eigenschaften der emittierten Partikel. Durch die teils dynamischen Änderungen über den Verlauf einer Einzelbremsung ist die Anwendung elektrisch basierter Messsysteme insgesamt als Herausforderung zu betrachten. Für die Messung der Partikelanzahlkonzentration ist deshalb der Kondensationspartikelzähler (CPC), sowohl für die stationäre, als auch mobile (RDE) Messung, als bevorzugtes Messsystem zu betrachten.

Messung der Partikelanzahl und Partikelmasse je Zyklus-km

Nachdem das Injektions- und Ausbreitverhalten partikelförmiger Bremsenemissionen auf Basis numerischer Methoden vorgestellt und die Messfähigkeit unterschiedlicher physikalischer Messprinzipie untersucht wurde, folgt an dieser Stelle die Bestimmung der Partikelanzahl und Partikelmasse je Zyklus-km.

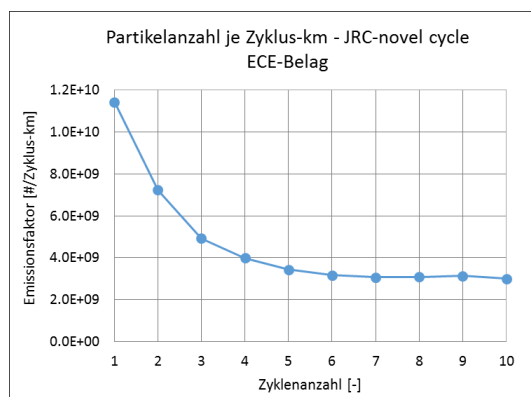


Bild 16: Verlauf der Partikelanzahl je Zyklus-km (JRC-novel cycle) über 10 Zyklen

Damit soll eine grundsätzliche Abschätzung über die Emissionsfaktoren und damit ein Direktvergleich mit den derzeit gültigen Grenzwerten verbrennungsmotorischer Abgasemissionen ermöglicht werden. Die Untersuchungen basieren auf der oben beschriebenen konventionellen Graugusscheibe mit kupferhaltigem ECE-Belag eines Mittelklassefahrzeuges (simulierte Fahrzeugmasse: 1.680 kg) und dem stationären Konstantvolumen-Probenahmesystem (CVS). Die hohe Transporteffizienz und Partikelverteilung über den Querschnitt des Abluftkanals ermöglichen die Bereitstellung einer repräsentativen Probe. Die Partikelzählung erfolgt mittels PMP-konformen CPC ($0,023 \mu\text{m}$ – $2,5 \mu\text{m}$) mit vorgeschalteter Verdünnungsstufe. Als Testzyklus dient der JRC-novel

cycle. Gemäß des in Bild 16 gegenübergestellten Verlaufes, nimmt die verdünnungskorrigierte und hintergrundbereinigte Partikelanzahl je Zyklus-km mit zunehmender Anzahl an Zyklen ab, d.h. es liegt eine Abhängigkeit von der Konditionierung bzw. dem Einlaufzustand vor. Nach abgeschlossener Konditionierung (ab Zyklus 7) liegt ein reproduzierbares Emissionsniveau mit einer Streuung < 10 % vor. Der mittlere Emissionsfaktor (ab Zyklus 7) beträgt ca. $3,0E+9$ #/Zyklus-km. Der Emissionsfaktor liegt damit um etwa Faktor 200 unterhalb des anzahlbezogenen Grenzwertes für Verbrennungsmotorik von $6,0E+11$ #/Zyklus-km.

Zur Messung der emittierten Partikelmasse wird ein Filterhalter direkt an der integrierten Probenahmesonde adaptiert. Mittels filterbasierter Messung konnte eine mittlere Partikelmasse je Zyklus-km von 4,7 mg/Zyklus-km nachgewiesen werden, was bereits für eine Bremse oberhalb des Grenzwertes (4,5 mg/Zyklus-km) liegt. Zu beachten ist, dass dieser Wert für die totale erfasste Partikelmasse ohne Größenklassifizierung gilt. Durch Vorschaltung eines Zyklons (D50-Trenndurchmesser: 2,5 µm) zur Bewertung anhand der Feinstaubklasse (PM2.5) beträgt der massebezogene Emissionsfaktor ca. 1,7 mg/Zyklus-km. Hierbei fällt der hohe Massenanteil, welcher durch Partikel > 2,5 µm verursacht wird, auf. Die Transporteffizienz innerhalb des Probenahmesystems, aber auch in der Ansaugleitung bis hin zur Abscheidung auf dem Filter kann das massebezogene Messergebnis signifikant beeinflussen. Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass die bestimmten Werte lediglich auf eine einzelne Bremse beziehen. Eine Hochrechnung auf das Gesamtfahrzeug ist durch zusätzliche Messung des Emissionsfaktors für die Hinterachse möglich.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass der Kondensationspartikelzähler (CPC) zur Zählung partikelförmiger Bremsenemissionen eine Referenz darstellt, wohingegen unter Verwendung elektrisch basierter Messsysteme das Messergebnis signifikant beeinflusst werden kann. Die Bestimmung der Partikelmasse ist durch die gravimetrische Messung mittels Einzelfilterhalter sinnvoll. Aufgrund der Partikelgrößenverteilung, welche durch masserelevante Konzentrationen bis 10 µm charakterisiert ist, besteht die Herausforderung in einem effizienten Transport der Partikel bis zur Probenahmeposition bzw. bis zum Filter. Durch trägheitsbedingte Abscheidungen (Impaktion) ist eine signifikante Beeinflussung des massebezogenen Messwertes möglich.

2.2 Messung im realen Fahrversuch

Reale Fahrversuche ermöglichen die Bestimmung globaler Emissionsfaktoren. Die Probenahme gestaltet sich aufgrund der offenen Bauweise der Bremse, dynamischer Betriebsbedingungen sowie wechselnder chemisch-physikalischer Partikeleigenschaften als Herausforderung. Darüber hinaus liegen kontinuierlich ändernde Verkehrssituationen, der Einfluss des Fahrers oder der Fahrbahnbeschaffenheit vor. Anhand der oben beschriebenen Methodik ist ein Probenahmesystem für Realfahrtanwendung entwickelt worden. Zur Reduktion von Partikelverlusten bzw. Partikelabscheidungen und Einflüssen der Umgebung ist dieses auch als geschlossenes Probenahmesystem konstruiert. Zur Umsetzung der Rotationsbewegung und gleichzeitiger Gewährleistung der Dichtigkeit ist ein Lager integrativer Bestandteil. Zudem sind die aus der Felge sowie den Fahrwerkskomponenten resultierenden Bauraumbedingungen vordefiniert und ermöglichen die Umsetzung eines Systems, was durch kleinste Volumen in Bezug auf die Umhausung sowie den Zu- bzw. Abluftkanal charakterisiert ist. Der konstruktive Aufbau des Probenahmesystems (vgl. Bild 17) sieht eine Rückenplatte, eine vordere Abdeckung (um die Bremsscheibe) und eine Sattelabdeckung vor. An der Rückenplatte angeschlossen ist ein Abluftkanal, welcher sich aus einem flexiblen Teilstück, einem Diffusor und einem geradlinig verlaufenden Kanalstück zusammensetzt. Der Partikelaustritt sowie der adaptierte Kanal sind in Bezug auf Form und Dimensionierung zur Reduktion von Partikelverlusten strömungstechnisch optimiert.

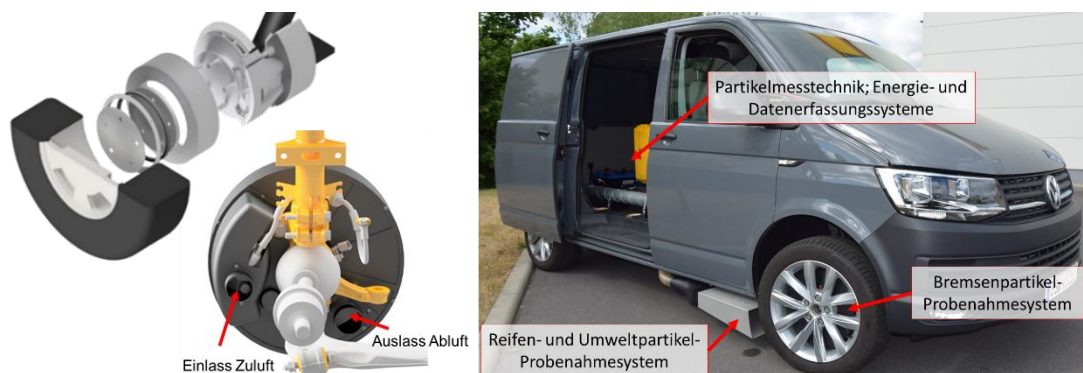


Bild 17: Konstruktive Gestaltung und Anbau eines Probenahmesystems für den realen Fahrversuch [5]

Einflüsse auf das Temperaturverhalten des Reibsystems durch die geschlossene Bauweise können unter moderaten Betriebsbedingungen als gering beziffert werden. Durch den konstanten Volumenstrom liegt insbesondere im

Bereich niedriger Geschwindigkeiten (innerstädtisch) eine bessere Kühlwirkung gegenüber der Bremse ohne Einhausung vor. Im Falle erhöhter Geschwindigkeiten kehrt sich dieser Effekt um, wodurch insbesondere im Falle von Autobahnsektionen eine reduzierte Kühlwirkung vorliegt. Über den gesamten Zyklus ist ein Temperaturunterschied $< 15\text{ °C}$ nachweisbar.

Nachfolgend wird auf Basis eines gemäß der EU-Verordnung 2016/427 abgeleiteten RDE-Testzyklus die Messfähigkeit des mobilen Probenahmesystems untersucht und erste Erkenntnisse zu den Einflussgrößen während des realen Fahrversuchs abgeschätzt. Die Untersuchung erfolgt für zwei Probanden. Das Versuchsfahrzeug dient ein kommerzieller Mittelklasse-Lieferwagen. Der RDE-konforme Testzyklus basiert auf Stadt, Land und Autobahnsektionen in unmittelbarer Umgebung der Stadt Ilmenau (RDE-Ilmenauzyklus) und besitzt eine Länge von ca. 87,63km. Die zeitliche Vorgabe zur RDE-Konformität: $(90 < t < 120)$ sowie die prozentualen Anteile jeder Sektion (je $33,3\% \pm 10\%$) sind vom Fahrer einzuhalten. Die Erfassung der Anzahlkonzentration erfolgte mittels eines mobilem Abgasmesssystems PN-PEMS. Dieses Messsystem basiert auf dem Messprinzip eines Kondensationspartikelzählers (CPC), für die gesetzeskonforme Messung verbrennungsmotorischer Abgasemissionen entwickelt. Eine Linearitätsüberprüfung gemäß der oben vorgestellten Methodik verdeutlicht auch zwischen stationären und mobilen CPC eine hohen Grad an Linearität. Die Partikel werden einzeln über einen Größenbereich zwischen $0,023\text{ }\mu\text{m} - 2,5\text{ }\mu\text{m}$ gezählt. In Bild 18 und 19 ist für jeden Probanden die Partikelanzahl je Bremsung über der Reibenergie gegenübergestellt. Der Vergleich verdeutlicht einen signifikanten Einfluss der Rotationsgeschwindigkeit bzw. Reibungsenergie auf das Emissionsniveau. Demnach sind Bremsungen im innerstädtischen Bereich typischerweise durch niedrigste Partikelanzahlen charakterisiert, wohingegen Autobahnbremsungen Höchstwerte aufweisen. Es ist ableitbar, dass aus einer Verzehnfachung der Reibungsenergie eine um Faktor 20 - 30 erhöhte Partikelanzahl je Bremsung folgt.

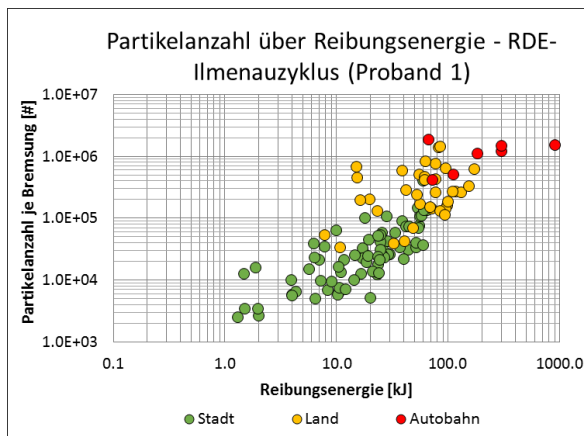


Bild 18: Partikelanzahl über Reibenergie für Proband 1 [5]

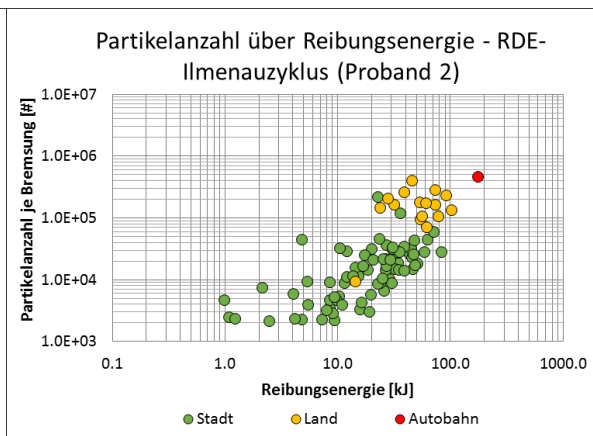


Bild 19: Partikelanzahl über Reibenergie für Proband 2 [5]

In Bild 18 und 19 ist erkennbar, dass der überwiegende Anteil der durch eine Vorderradbremse umgesetzten Reibungsenergie zwischen 1 – 200 kJ liegt. Einzelne Bremsungen, insbesondere für Proband 1, liegen oberhalb dieses Bereiches. Interessanterweise ist der innerstädtische Bereich für Proband 1 durch ein deutlich erhöhtes Emissionsniveau charakterisiert, obwohl gemäß der Tabelle 1 eine vergleichbare Reibungsenergie umgesetzt wurde. Als Erklärungsansatz ist eine erhöhte mittlere Initialgeschwindigkeit zu nennen. Proband 2 verzögert überwiegend mittels Motorbremsmoment, wodurch die Aktuierung der Bremse erst bei reduzierten Geschwindigkeiten erfolgt. Letztgenannter Punkt ist auch auf die Verzögerung in den Sektionen Land und Autobahn übertragbar.

Tabelle 1: Vergleich der Reibungsenergie und des Bremsdruckes [5]

	Reibungsenergie [kJ]			Σ
	Stadt	Land	Autobahn	
Proband 1	1.857	2.447	1.943	6.247
Proband 2	1.895	893	180	2.968

Die mittleren Bremsdrücke je Sektion sind von der unterschiedlichen Fahrweise nur geringfügig beeinflusst. Typischerweise nimmt der mittlere Bremsdruck mit Zunahme der Initialgeschwindigkeit ab, was dem Fahrempfinden bzw. der Notwendigkeit von Anpassungsbremsungen (insbesondere Autobahn) zuzuschreiben ist. Wie bereits aus den unterschiedlichen Reibungsenergien ableitbar, weist die Fahrt von Proband 2 eine deutlich

reduzierte Anzahl an Bremsungen in den Sektionen Land und Autobahn auf (Bild 20), was zu signifikanten Unterschieden in der Partikelanzahl je km (Sektion) führt (vgl. Bild 21). Daraus abgeleitet ist die Partikelanzahl je Zyklus-km (bezogen auf den Gesamtzyklus) für Fahrer 2 um Faktor 3,5 reduziert.

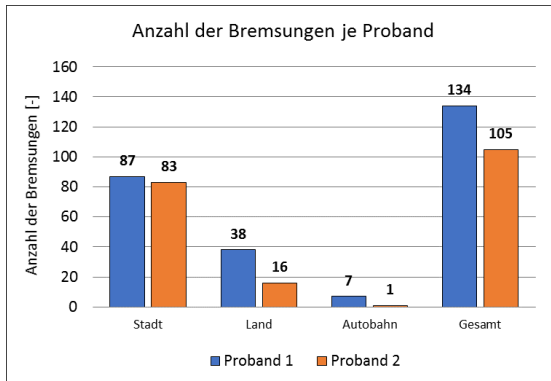


Bild 20: Anzahl der Bremsungen je Proband [5]

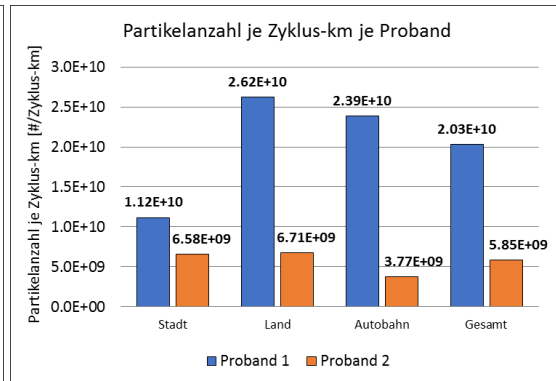


Bild 21: Partikelanzahl je Zyk.-km je Proband [5]

Mithilfe des vorgestellten Probenahmesystems beschränken sich wissenschaftliche Untersuchungen fortan nicht mehr nur auf den Schwungmassen-Bremsenprüfstand (SMP). Durch die Merkmale des Probenahmesystems für Realfahrtanwendung können somit Untersuchungen zum Einfluss des Fahrers, der Verkehrssituation oder der Fahrbahnbeschaffenheit durchgeführt werden. Die Probanden dieser Studie unterscheiden sich in der Fahrweise, wodurch eine signifikante Beeinflussung des Emissionsniveaus der Radbremse folgt. Insbesondere die defensive Fahrweise von Proband 2 sowie die Verwendung des Motorbremsmomentes bewirken diesen Unterschied.

3. Primär- und Sekundärmaßnahmen zur Reduktion der Feinstaubemissionen

3.1 Regeneratives Bremssystem

Fahrzeuge mit elektrischem Antriebsstrang sind in der Lage, die kinetische Energie des Fahrzeuges generatorisch in elektrische Energie umzuwandeln, was eine Reduktion der Bremsenaktuierung in Bezug auf Anzahl, Intensität und Dauer ermöglicht. Je nach Verzögerungswunsch des Fahrers und Charakteristik des Antriebskonzeptes (Mild HEV, PHEV oder BEV) bzw. des regenerativen Bremssystems sind hohe Minderungspotentiale erreichbar. Die Untersuchung basiert auf dem oben vorgestellten JRC-novel cycle. Die umgesetzte Energie je Zyklus entspricht für eine simulierte Vorachsbremse für oben beschriebenes Fahrzeug 3.533 kJ (vgl. Bild 22). Die Einzelverzögerungen und die je Antriebskonzept simulierten Rekuperationsprofile sind in Bild 20 gegenübergestellt.

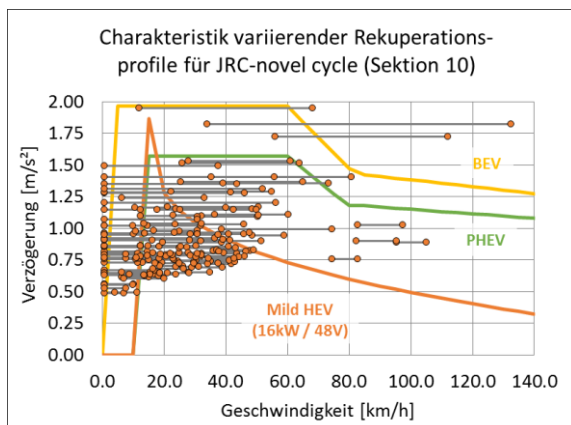


Bild 22: Anzahl der Bremsungen je Proband [4]

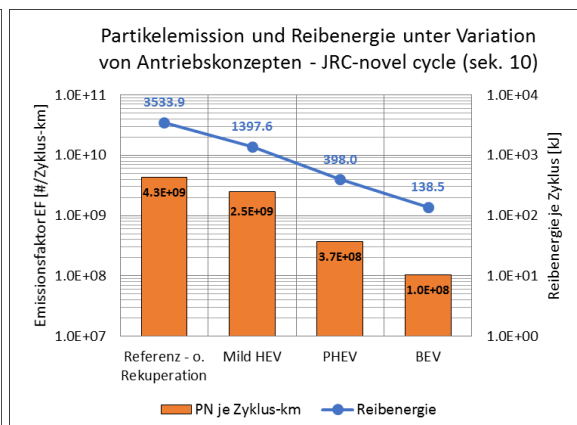


Bild 23: Partikelanzahl je Zyk.-km je Proband [4]

Das Generatormoment steigt bis zu einem spezifischen Maximum. Die maximale Rekuperationsleistung ist je Antriebskonzept und momentaner Geschwindigkeit unterschiedlich und für PHEV und BEV durch einen konstanten Verlauf beschrieben. Dadurch können innerstädtische Verzögerungsprofile abgedeckt werden. Die

maximale Verzögerungsübernahme liegt im Falle des BEV bei 1,96m/s², PHEV bei 1,57m/s² und Mild HEV bei 1,28 m/s².

Die Partikelzählung erfolgt mittels stationärem Kondensationspartikelzähler (CPC). Im Falle des JRC-novel cycle liegt unter Simulation eines Mild HEV ein Abfall auf 39 % der Bremsleistung sowie auf 57% des Emissionsfaktors vor (vgl. Bild 23). Unter Zunahme des durch das regenerative Bremssystem umgesetzten Verzögerungsmomentes, im Falle eines PHEV oder BEV, sinken die Reibenergie je Zyklus und der Emissionsfaktor deutlich. Minderungspotentiale von bis zu 97 % (BEV) können erreicht werden.

Zusammenfassend ermöglichen regenerative Bremssysteme eine Reduktion der Anzahl an Bremsapplikationen, einen reduzierten mittleren Bremsdruck und eine reduzierte mittlere Reibzonentemperatur. Dadurch wird ein wesentlicher Beitrag zur Reduktion partikelförmiger Bremsenemissionen geleistet. Aus diesem Vorteil folgend, steigt jedoch der Einfluss der Korrosion bzw. eine Beeinflussung der Bremsperformance (insbesondere für Grauguss scheiben). Abhilfe bieten alternative Scheibenkonzepte, welche nachfolgend genauer betrachtet werden.

3.2 Minderungspotentiale alternativer Bremsscheibenkonzepte

Derzeit werden Bremsscheiben vorwiegend aus preiswertem perlitischem Grauguss (GG15 ... GG25) hergestellt. Wie bereits oben beschrieben, ist insbesondere die mangelnde Korrosionsbeständigkeit als Negativpunkt zu deklarieren. Gegenüber alternativen Scheibenkonzepten, wie hartmetallbeschichtete Scheiben (HMB) oder kohlenstofffaserverstärkten Siliciumcarbid-Bremsscheiben (C/SiC), weisen diese auch eine verminderte Verschleißfestigkeit auf. Das Reibverhalten bleibt je nach Belagzusammensetzung erhalten.

Im Rahmen dieser Studie werden die zwei beschriebenen Scheibenkonzepte gegenüber einer konventionellen Grauguss scheibe mit kupferhaltigem ECE-Belag verglichen. Die Scheibenkonzepte werden jeweils mit einem darauf abgestimmten und bereits in Serie befindlichen Belag getestet. Die Untersuchung basiert auf den AK-Master Druckreihen, Sektionen 4.1 (40 → 5 km/h), 4.2 (80 → 40 km/h) und 4.3 (120 → 80 km/h). Dadurch kann das Minderungspotential über Geschwindigkeitsbereiche untersucht werden, welche äquivalent zu Stadt, Land und Autobahn sind. Die in Bild 24 gegenübergestellten Partikelanzahlen je Einzelbremsung über die untersuchten Geschwindigkeitsbereiche und Bremsdruckprofile, verdeutlicht für jedes Scheibenkonzept ein charakteristisches Profil. Beträgt das Minderungspotential der C/SiC im Falle des niedrigsten Geschwindigkeitsbereiches (Druckreihe 4.1) ca. 70 – 75 %, erreicht es für Druckreihe 4.3 bereits ca. 95%. Gleiches gilt für die hartmetallbeschichtete Scheibe, wohingegen im Falle des niedrigsten Geschwindigkeitsbereiches deutlich höhere Minderungspotentiale gegenüber der konventionellen Grauguss scheibe zu erzielen sind.

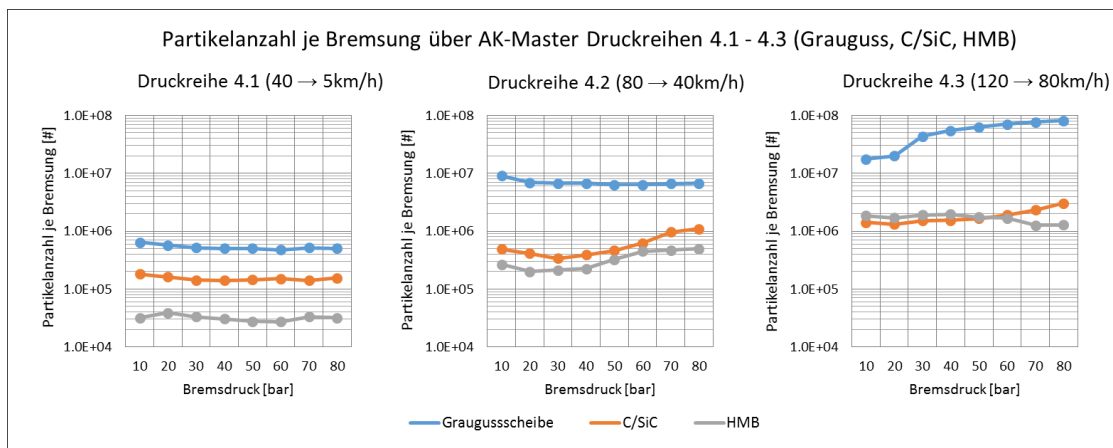


Bild 24: Partikelanzahl je Bremsung/Scheibenkonzept über AK-Master Druckreihen 4.1 – 4.3

Das Emissionsniveau ist im niedrigen Geschwindigkeitsbereich je Scheibenkonzept nur geringfügig durch den Bremsdruck beeinflusst. Aus der Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit und des Bremsdruckes resultiert insbesondere für die Grauguss scheibe ein signifikanter Anstieg (von 20 auf 30 bar) der emittierten Partikelanzahl. Dieser Effekt ist durch die Änderung der chemisch-physikalischen Eigenschaften zu erklären und durch eine bimodale Partikelverteilung gekennzeichnet (vgl. Bild 25).

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass alternative Scheibenkonzepte in Bezug auf den partikelförmigen Verschleiß deutliche Vorteile gegenüber konventionellen Grauguss scheiben bieten. Diese steigen mit Zunahme der Beanspruchung. Darüber hinaus bieten alternative Scheibenkonzepte eine deutlich verbesserte Korrosionsbeständigkeit. Nachteilig wirkt sich der Preis aus, welcher insbesondere in den Volumensegmenten eine große Hürde darstellt.

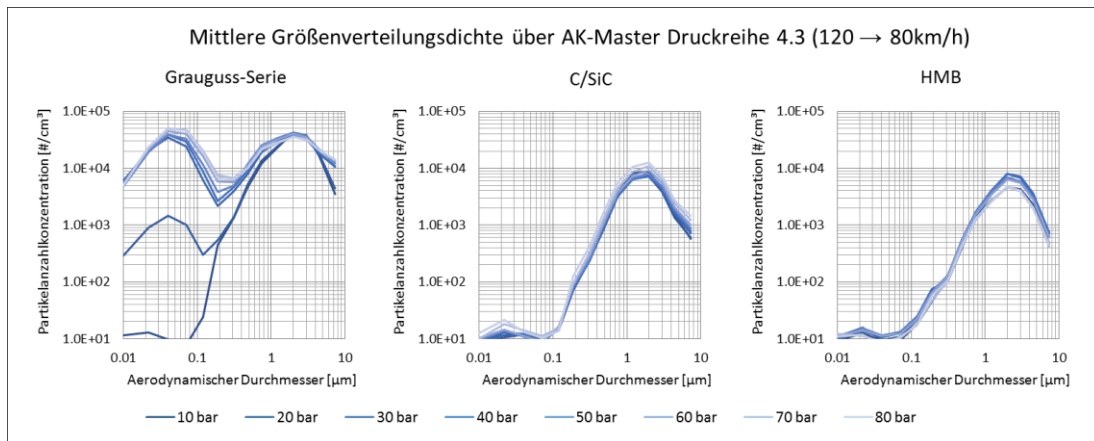


Bild 25: Größenverteilungsdichte je Bremsung/Scheibenkonzept über AK-Master Druckreihe 4.3

3.3 Minderungspotentiale durch Sekundärmaßnahmen

Mit Bremsstaubfiltern, entwickelt durch Fa. Mann+Hummel (vgl. Bild 26) und Bremsstaubsaugern, entwickelt durch Fa. tallano technologie (Bild 27), stehen unterschiedliche Konzepte zur Aufnahme des emittierten Bremsstaub bereit bzw. befinden sich in der Entwicklung und bieten Potentiale zur Reduktion des von einem Fahrzeug emittierten Bremsstaubes. Dabei wird der Bremsstaub einerseits durch einen am Sattelauslass adaptierten Filter aufgenommen bzw. durch einen im Belag integrierten Slot abgesaugt und in einem Filter abgeschieden.



Bild 26: Bremsstaubfilter Fa. Mann+Hummel [3] Bild 27: Bremsstaubsauger Fa. tallano tech. [2]

Am Beispiel einer konventionellen Grauguss-Scheibe mit kupferhaltigem ECE-Belag wird das Minderungspotential des von tallano technologie entwickelten Bremsstaubsaugers untersucht. Aufbauend auf den Untersuchungen zum Potential alternativer Scheibenkonzepte, dienen die AK-Master Druckreihen zur Bestimmung der Minderungspotentiale.

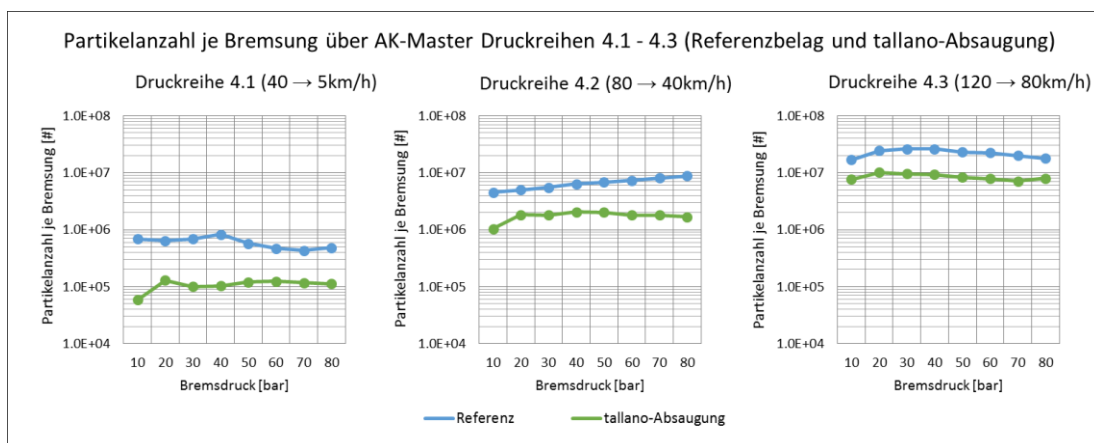


Bild 28: Partikelanzahl je Bremsung über AK-Master Druckreihen 4.1 – 4.3 – Absaugung [2]

Aus den in Bild 28 gegenübergestellten Partikelanzahlen je Einzelbremsung über die untersuchten Geschwindigkeitsbereiche und Bremsdruckprofile geht hervor, dass mit dem Bremsstaubsauger ein deutliches Minderungspotential erreicht werden kann. Dieses ist insbesondere für niedrige Geschwindigkeitsbereiche hoch (bis zu 90 %) und nimmt mit Zunahme der Rotationsgeschwindigkeit bzw. mit der Reduktion des Partikeldurchmessers ab (ca. 55 %). Die Absaugwirkung ist demnach von dem Partikeldurchmesser abhängig und sinkt, desto niedriger dieser ist.

Eine Untersuchung größenspezifischer Abhängigkeiten erfolgt mittels des bereits beschriebenen elektrischen Niederdruck-Kaskadenimpaktors (ELPI+). Aus den erfassten Daten wird der Median-Partikeldurchmesser berechnet, welches als charakteristische Größe zur Bewertung der Partikelgrößenverteilung herangezogen werden kann.

Die in Bild 29 und 30 gegenübergestellten Kurven verdeutlichen, dass durch die Absaugvorrichtung eine Reduktion des Partikeldurchmessers folgt, was die oben getroffene Aussage bestätigt. Der Median-Partikeldurchmesser beträgt im Falle der Referenz und Druckreihe 4.1 zwischen 2,4 – 2,55 µm und fällt in Abhängigkeit von der Rotationsgeschwindigkeit und dem Bremsdruck. Für eine aktivierte Absaugung liegt der Median-Partikeldurchmesser zwischen 0,1 – 0,45 unterhalb der Referenz [2].

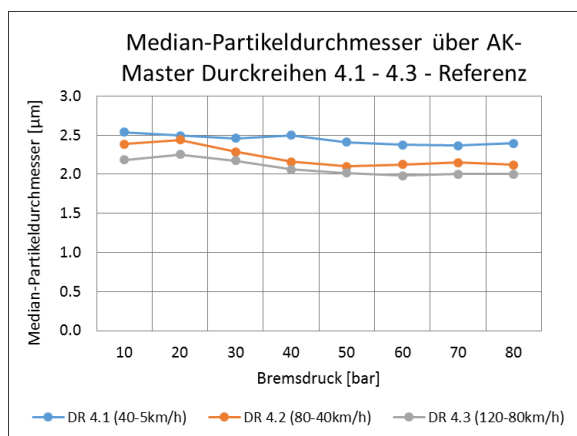


Bild 29: Median-Partikeldurchmesser - Referenz

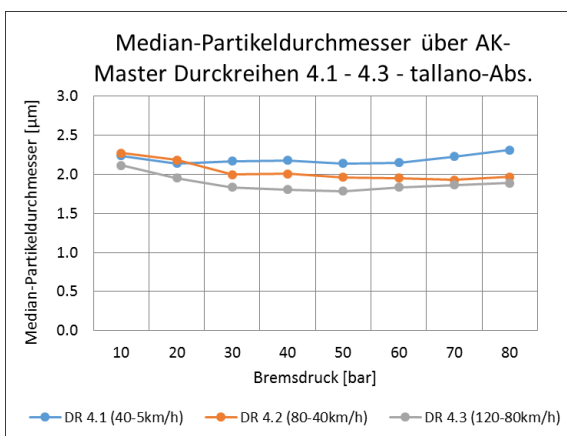


Bild 30: Median-Part.-durchmesser – Absaugung

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass mit der vorgestellten Absaugvorrichtung Bremsstaub-Minderungspotentiale von bis zu 90 % (bezogen auf die Partikelanzahl) erreicht werden können. Das Minderungspotential wird jedoch von den Eigenschaften der emittierten Partikel (insbesondere dem Partikeldurchmesser) und damit auch vom Fahrkollektiv beeinflusst. Folgt aus den Einfluss der Belagzusammensetzung, des Scheibenkonzeptes oder des Beanspruchungskollektivs (Rotationsgeschwindigkeit, bremsdruck oder Temperatur) ein reduzierter Partikeldurchmesser, so besitzt die vorgestellte Absaugvorrichtung eine deutlich reduzierte Effizienz. Neben den Vorteilen der Emissionsminderung ist der Nachteil der benötigten Energie zum Betrieb der Absaugvorrichtung zu nennen.

Danksagung

An dieser Stelle bedanken wir uns recht herzlich bei Hr. Dr. Sebastian Gramstat (Audi AG) für die Bereitstellung eines Versuchsfahrzeuges für die Durchführung der Messungen im realen Fahrversuch. Darüber hinaus bedanken wir uns bei Hr. Alexander Trommer (AIP GmbH & Co. KG) für die Bereitstellung eines mobile Abgasmesssystems (PN-PEMS), auf Basis eines Kondensationspartikelzählers (CPC).

Literaturverzeichnis

- [1] Statistisches Landesamt Baden-Württemberg: Feinstaub (PM10)-Emissionen des Straßenverkehrs seit 1995 in Baden-Württemberg. (URL: <https://www.statistik-bw.de/Umwelt/Luft/11a07aub.jsp>.)
- [2] Hascoet, M., et.al.: At Source Brake Dust Collection System, chassis.tech plus 2019, München, Deutschland
- [3] Bock, L., et.al.: The brake dust particle filter for fine dust reduction, Eurobrake 2019, Dresden, Deutschland

- [4] Hesse, D.: Beitrag zur experimentellen und analytischen Beschreibung partikelförmiger Bremsenemissionen, Dissertation, Technische Universität Ilmenau (unveröffentlicht)
- [5] Augsburg, K., Hesse, D.; Real driving emissions measurement of brake dust particles, EuroBrake 2019, Dresden
- [6] Moisiso, M. et.al.: Preliminary Results for Brake Wear Particle Emission PN and PM Concentration and Size Distribution Measurements, 50th PMP meeting 2019, Brüssel, Belgien

Untersuchung zukünftiger wasserstoffbasierter Nutzfahrzeugantriebe

M. Sc. Kevin Klepatz ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber ¹⁾, M. Sc. Robin Tempelhagen ¹⁾, M. Sc. Swantje Konrad ¹⁾

¹⁾Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke Magdeburg, Deutschland, Kevin.Klepatz@ovgu.de, +49391 6752310

Zusammenfassung

Der Beitrag stellt einen Vergleich zweier alternativer CO₂-freier Antriebskonzepte mit Wasserstoff als Energieträger im NFZ-Bereich in den Mittelpunkt der Betrachtung. Dabei soll ein mit Wasserstoff betriebener Verbrennungsmotor mit einem Brennstoffzellen-elektrischen Antrieb (Protonenelektrolytmembran-Brennstoffzelle PEM) gegenübergestellt werden. Zu Beginn der Betrachtungen werden die aktuellen Herausforderungen bei der Verwendung von Wasserstoff als Energieträger für den mobilen Einsatz dargestellt. Anschließend werden die beiden Konzepte auf ihr Emissionsminderungspotenzial hin analysiert. Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die Gegenüberstellung obiger Antriebskonzepte im Hinblick auf ihren Systemwirkungsgrad. Hierzu wurde eine Well-to-Wheel Analyse für Wasserstoff als Energieträger erarbeitet. Außerdem erfolgte eine Analyse der Massen für die Energiespeichereinheiten der unterschiedlichen Konzepte, um eine Tagesreichweite von 1000 km fahren zu können. Des Weiteren erfolgte eine Untersuchung der Gesamtkosten des Betriebs (TCO) einer Brennstoffzelle und eines Wasserstoff-Verbrennungsmotors für den Einsatz in Nutzfahrzeugen. Unter diesem Gesichtspunkt erfolgt eine Analyse des Anteils von Platin an den Produktionskosten von PEM-Brennstoffzellen. Somit kann eine Abschätzung über die weitere Kostenentwicklung mit steigenden Stückzahlen und fortschreitender Fertigungstechnologie aufgezeigt werden. Abschließend erfolgt eine Potentialabschätzung für zukünftige Antriebskonzepte im Nutzfahrzeubbereich.

Schlüsselwörter: Wasserstoff, CO₂-frei, HICE, PEM-Brennstoffzelle

1. Motivation

In Deutschland stieg die Verkehrsleistung des Straßenverkehrs während der letzten Jahre erheblich an. Die schweren Nutzfahrzeuge (SNF) haben dabei einen Anteil von 27 % an den gesamten CO₂-Emissionen des Verkehrssektors [1]. Bis Ende 2018 wurden von der EU für SNF nur ungefähre Ziele, ohne die Implementierung wirkungsvoller Kontrollinstrumente, formuliert. Die Festlegung einer Möglichkeit der Bestimmung, Bewertung und Reduzierung des CO₂-Ausstoßes war aufgrund der starken Individualisierbarkeit von SNF äußerst schwierig. Um einen solchen Algorithmus festzulegen und eine Grundlage für CO₂-Einsparungen schaffen zu können, wurde das Modell VECTO eingeführt [1]. Hiermit gibt es nun die Möglichkeit die CO₂-Emissionen für bestimmte SNF Gruppen zu bestimmen. Aufbauend auf dem Modell zur Prüfung und Einordnung wurden im April 2019 erste konkrete Ziele für die Reduzierung des Treibhausgasemissionen formuliert. Bis 2030 soll die CO₂-Emission um 30 % reduziert werden. Als Zwischenziel soll eine Reduzierung von 15 % bis 2025 umgesetzt werden [2]. Einen zusätzlichen Faktor zur Entwicklung neuer Antriebskonzepte bildet die von den lokalen Schadstoffen abhängige Maut für schwere Nutzfahrzeuge.

Wasserstoff ist der einzige kohlenstofffreie Kraftstoff mit technischer Verwendung. Aufgrund seiner hohen gravimetrischen Energiedichte eignet sich Wasserstoff als effektives Speichermedium. Als Kraftstoff eingesetzt in einem Verbrennungsmotor oder in einer Brennstoffzelle stellt Wasserstoff eine sinnvolle Alternative zu den konventionellen Fahrzeugantrieben (Otto- und Dieselmotor) sowie rein batterieelektrischen Fahrzeugen (engl. BEV) dar. So können einerseits Treibhausgasemissionen im Verkehrssektor reduziert werden und andererseits auf die vorhandene Infrastruktur des Erdgasnetzes in Deutschland zurückgegriffen werden. Entsprechend können dabei Synergieeffekte innerhalb einer Sektorkopplung genutzt werden.

1.1 Systemwirkungsgrade BEV, ICE und FC

Abbildung 1 zeigt den Verlauf der Systemwirkungsgrade für ein batterieelektrisches Fahrzeug (BEV), einen Brennstoffzellen-Stack (FC-Stack), ein Brennstoffzellensystem mit der benötigten Peripherie (FC-System), einen Wasserstoff-Verbrennungsmotor (HICE) und einen konventionellen Verbrennungsmotor mit fossilen Kraftstoffen (ICE) über die Leistung des jeweiligen Antriebs. Grundsätzlich ist zu erkennen, dass BEV bei einer

reinen Betrachtung des Wirkungsgrads deutliche Vorteile haben. Dies liegt an der sehr effizienten, direkten Umwandlung von elektrischer in mechanische Energie. Alle anderen Konzepte basieren auf einer thermischen Umwandlung, bei der ein deutlich höherer Wärmeverlust auftritt. Betrachtet man nun die verbrennungsbasierten Antriebskonzepte miteinander, wird ersichtlich, dass HICE einen höheren Wirkungsgrad aufweisen als ICE. Für Brennstoffzellen mit geringer Maximalleistung ist der Anteil der Leistung, der für die Peripherie benötigt verhältnismäßig höher, als für Brennstoffzellen mit hoher Maximalleistung. Dementsprechend unterscheiden sich die Wirkungsgrade für Brennstoffzellen-Stack und Brennstoffzellensystem für geringe Maximalleistungen deutlich. Da für die Realisierung eines Antriebs ein komplettes System benötigt wird, wird der einzelne Brennstoffzellen-Stack nicht weiter beleuchtet und das Brennstoffzellensystem als Bezugspunkt genutzt. Der Verlauf des Wirkungsgrades von Verbrennungsmotoren unterscheidet sich deutlich zu dem der Brennstoffzelle, sodass ein Schnittpunkt der Graphen entsteht. Der weiße Bereich mit geringer Leistung deckt den für PKW typischen Leistungsbereich ab. NFZ benötigen meist Antriebe, die insbesondere bei hohen Leistungsanforderungen, effizient arbeiten. In diesem blau markierten hohen Leistungsbereich haben Verbrennungsmotoren und Brennstoffzellensysteme sehr ähnliche Wirkungsgrade. Als Vergleichspunkt wurde der mittlere Leistungsbedarf für den neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) als senkrechte Linie in die Abbildung eingezeichnet.

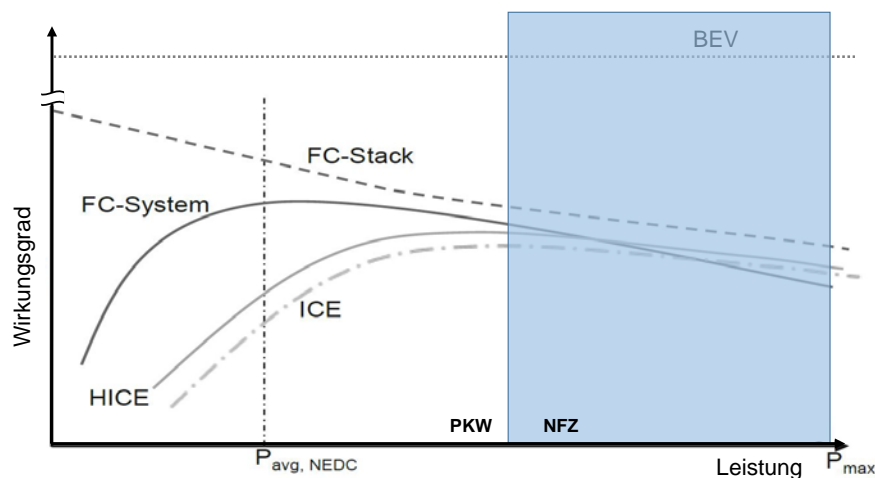


Abbildung 1: Vergleich des Wirkungsgrads & der Leistung von verbrennungsmotorischen Antrieben und Brennstoffzellenantrieben [3]

1.2 Bewertung der CO₂-Emissionen von Otto-, Diesel-, H₂- und batterieelektrischen Fahrzeugen

Bei der Bewertung unterschiedlicher Antriebstechnologien ist eine ganzheitliche Betrachtung der Wertschöpfungskette unabdingbar. Diese Betrachtung wird meist in zwei Teilbetrachtungen aufgeteilt, die sich jeweils mit Teilaspekten der Wertschöpfungskette beschäftigen. Zum einen ist die Wandlung des Primärenergieträgers in den Sekundärenergieträger von Bedeutung. Entsprechend wird die Erzeugung von der Quelle („Bohrloch“, engl. „Well“) bis zur Speicherung („Tank“) des Sekundärenergieträgers in einer Well-to-Tank Analyse betrachtet. Zum anderen wird die Wandlung des Sekundärenergieträgers in Antriebsenergie am Rad (engl. „Wheel“) in einer Tank-to-Wheel Betrachtung analysiert. Entsprechend wird die gesamte Wertschöpfungskette in einer Well-to-Wheel Analyse bilanziert.

Bei der nachfolgenden Well-to-Wheel Analyse (Abbildung 2) wird die Wertschöpfungskette der Energieträgerherstellung und -bereitstellung von Ottokraftstoff, Dieselmotorkraftstoff, Wasserstoff und elektrischer Energie (Fahrstrom) betrachtet sowie dessen Nutzung in der jeweiligen Energiewandlungsmaschine. In dieser Betrachtung liegt der Fokus auf den freiwerdenden CO₂-Emissionen in g/MJ, die bei der Herstellung, Bereitstellung und Nutzung des jeweiligen Energieträgers emittiert werden. Unterschieden wird dabei zwischen den lokalen und den gesamten CO₂-Emissionen. Die lokal freigegebenen CO₂-Emissionen berücksichtigen ausschließlich die Menge an CO₂, die während der Nutzung der Energieträger im Fahrzeug emittiert wird. Die gesamten CO₂-Emissionen berücksichtigen darüber hinaus, die bei der Herstellung und Bereitstellung entstehenden CO₂-Emissionen.

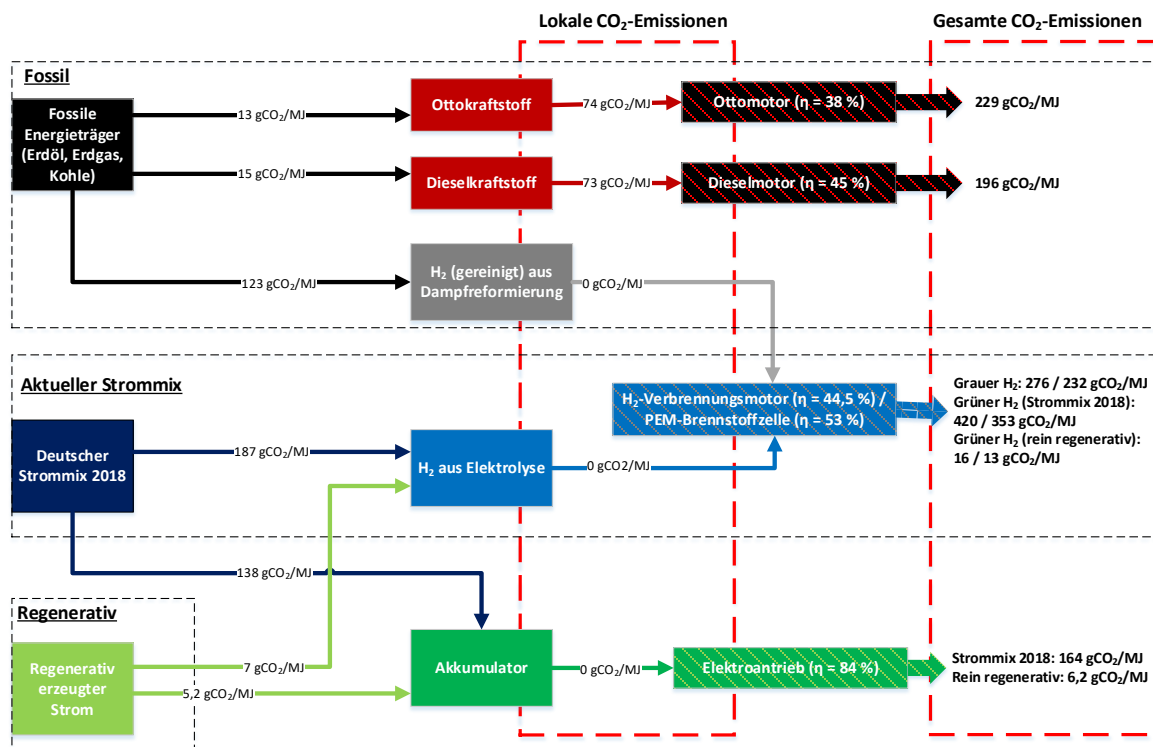


Abbildung 2: Vergleich der bei der Herstellung, Bereitstellung und Nutzung von Ottokraftstoff, Diesekraftstoff, Wasserstoff und Fahrstrom freiwerdenden der CO₂-Emissionen [4 bis 7]

Bei den konventionellen Fahrzeugantrieben mit Otto- und Dieselmotor wird der Großteil der CO₂-Emissionen (82 bis 85 %) lokal emittiert. Die CO₂-Emissionen, die bei der Herstellung und Bereitstellung der Kraftstoffe anfallen, haben aufgrund der sehr ausgereiften Herstellungsverfahren einen geringen Anteil an den Gesamtemissionen. Unter Berücksichtigung eines maximalen Wirkungsgrads von Ottomotoren von etwa 38% emittiert ein Fahrzeug mit diesem Aggregat insgesamt etwa 229 gCO₂/MJ. Bei einem Dieselfahrzeug (η = 45 %) werden rund 196 gCO₂/MJ freigesetzt.

Bei den wasserstoffbasierten Fahrzeugantrieben, H₂-Verbrennungsmotor und PEM-Brennstoffzelle, ist das Herstellungsverfahren des Wasserstoffs von entscheidender Bedeutung. Wasserstoff ist ein Sekundärenergieträger, d. h. es existieren keine natürlichen Wasserstoffvorkommen, und muss dementsprechend erzeugt werden. Wasserstoff kann in verschiedenen Produktionsverfahren hergestellt werden. Industriell am häufigsten eingesetzt zur Wasserstoffherstellung ist die Dampfreformierung [8]. Bei der Dampfreformierung wird fossiles Erdgas mit Wasserdampf zunächst zu Synthesegas (CO & H₂) umgewandelt. Dieses Synthesegas wird weiter in einer Wassergas-Shift-Reaktion zu Kohlendioxid und Wasserstoff umgesetzt. Anschließend wird das CO₂ und „weitere unerwünschte Bestandteile“ [9] aus dem Wasserstoff entfernt, sodass der Wasserstoff der Reinheitsklasse 3.0 (H₂-Gehalt > 99,97 %) entspricht und an der Tankstelle in dieser Reinheit zur Verfügung steht [10 bis 12].

Bei der Herstellung und Bereitstellung des über die Dampfreformierung erzeugten Wasserstoffs werden ca. 123 gCO₂/MJ freigesetzt. Unter der Berücksichtigung des Wirkungsgrads eines H₂-Verbrennungsmotor (η = 44,5 % [13]), werden somit insgesamt 276 gCO₂/MJ freigesetzt. Für die PEM-Brennstoffzelle, die einen höheren Wirkungsgrad von 53 % aufweist, werden 232 gCO₂/MJ freigesetzt. Aus fossilen Primärenergieträgern hergestellter Wasserstoff wird meist als grauer Wasserstoff bezeichnet.

Die Wasserstoffherstellung aus elektrischer Energie erfolgt über die Wasserstoffelektrolyse. Hierbei wird Wasser in einer Elektrolysezelle, die mit einer Gleichspannung beaufschlagt wird, in Wasserstoff und Sauerstoff elektrochemisch umgewandelt [9]. Entsprechend ist die Primärenergie, die für die Erzeugung der elektrischen Energie genutzt wird, maßgebend für die emittierten CO₂-Emissionen.

Bei Nutzung des deutschen Strommix des Jahres 2018 [5] und zur Bereitstellung des erzeugten Wasserstoff, unter Berücksichtigung eines Wirkungsgrads von 70 % der Wasserstoffelektrolyse, wird rund 187 gCO₂/MJ emittiert. Unter Einbeziehung der Wirkungsgrade für H₂-Verbrennungsmotor und PEM-Brennstoffzelle werden damit in Summe 420 gCO₂- bzw. 353 gCO₂-Emissionen für 1 MJ freigesetzt.

Unter der Annahme, dass ausschließlich regenerativ erzeugter Strom aus Wind- und Solarkraft zur Wasserstoffherstellung eingesetzt wird, wird lediglich 16 gCO₂/MJ für den Wasserstoff-Verbrennungsmotor und 13 gCO₂/MJ für die PEM-Brennstoffzelle emittiert. Regenerativ hergestellter Wasserstoff wird meist als grüner Wasserstoff bezeichnet. Bei der Nutzung des Wasserstoffs im Verbrennungsmotor und in der PEM-Brennstoffzelle werden lokal keine CO₂-Emissionen freigesetzt.

Die CO₂-Emissionsstrategie für Nutzfahrzeuge der Europäischen Union limitiert einzig die lokalen CO₂-Emissionen, die das Fahrzeug während der Nutzung emittiert. Entsprechend werden die erzeugten CO₂-Emissionen, die bei der Herstellung des Wasserstoffes emittiert werden, nicht berücksichtigt. Damit liegt der politische Fokus auf die „lokal emissionsfreie Mobilität“ [14]. Infolgedessen sind der H₂-Verbrennungsmotor und die PEM-Brennstoffzelle für den Nutzfahrzeugsbereich mit Blick auf die gesetzlich limitierten CO₂-Emissionen wieder interessant.

Der batterieelektrische Antrieb nutzt die elektrische Energie direkt und speichert diese mit einer Speichereffizienz von 95% im Akkumulator [6, 7]. Der Elektroantrieb an sich weist einen Gesamtwirkungsgrad von 84 % [6, 7] auf. Entsprechend fallen in Summe bei Verwendung des deutschen Strommixes (2018) 164 gCO₂/MJ und bei Verwendung von elektrischer Energie aus rein regenerativen Quellen 6,2 gCO₂/MJ an.

Beim Vergleich der konventionellen mit den wasserstoffbetriebenen Fahrzeugen fällt auf, dass in Summe die gesamten CO₂-Emissionen der wasserstoffbetriebenen Fahrzeuge deutlich höher sind. Demzufolge ist unter den zurzeit vorliegenden Bedingungen in der Wasserstoffherstellung lediglich der lokal CO₂-freie Betrieb von Nutzfahrzeugen möglich. Gesamtheitlich gesehen weist der Wasserstoff-Verbrennungsmotor als auch die PEM-Brennstoffzelle weitaus höhere CO₂-Emissionen auf als die konventionellen Fahrzeugantriebe.

Der batterieelektrische Antrieb weist hinsichtlich der CO₂-Emissionen den geringsten Anteil in der Well-to-Wheel-Analyse auf. Sowohl bei der Nutzung elektrischer Energie aus dem Strommix (2018) als auch aus rein regenerativen Quellen werden deutlich geringere CO₂-Emissionen emittiert. Entsprechend wird der batterieelektrische Antrieb, kurz BEV (engl. battery electric vehicle), nachfolgend in einer Lebenszyklusanalyse weitergehend betrachtet.

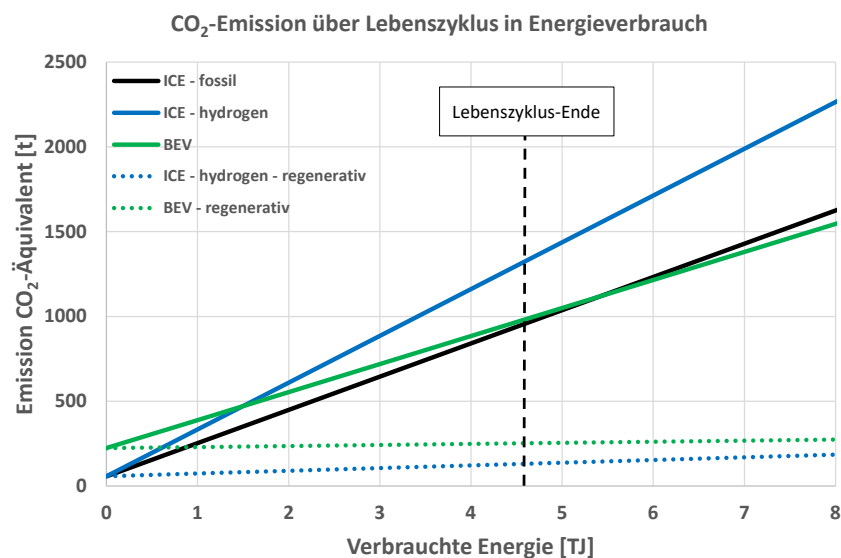


Abbildung 3: CO₂-Emissionen eines konventionellen ICE, eines wasserstoffbetriebenen ICE und eines BEV

Zur ganzheitlichen Bewertung der verschiedenen Antriebskonzepte, hinsichtlich ihres Potentials Treibhausgasemissionen zu reduzieren, sind die emittierten Tonnen an CO₂-Äquivalent über die verbrauchte Energie des Antriebs über den Lebenszyklus in Abbildung 3 dargestellt. Der Anfangspunkt der jeweiligen Kurve für die verschiedenen Antriebsvarianten ist durch die Größen Materialabbau, Produktion und Recycling definiert. Der Anteil der CO₂-Emissionen für den Materialabbau, welcher in den CO₂-Emissionen für die Herstellung enthalten ist, wird hierbei als Grundwert betrachtet. Davon werden die durch die Verwendung von recyceltem Material eingesparten Emissionen abgezogen. Somit senkt das Recycling den Anfangswert der CO₂-Emissionen über die verbrauchte Energie. Für Verbrennungsmotoren mit Wasserstoff oder fossilen Kraftstoffen wurde die gleiche Menge CO₂ für die Fertigung und das Recycling angenommen. Der sehr hohe Anfangspunkt der Batterie begründet sich mit der Annahme eine Batterie mit ausreichender Kapazität zu verwenden, um die heutzutage übliche Tagesreichweite eines SNF von 1000 km realisieren zu können. Bei der Produktion von Batterien

entstehen heutzutage hohe Mengen an CO₂ (~ 77,5 tCO₂/kWh [15]). Die durchgezogenen Linien repräsentieren die Energieträger, die heutzutage zur Verfügung stehen. Das bedeutet, Diesel dient dem ICE als fossiler Kraftstoff, der HICE wird mit Wasserstoff betrieben, der aus Elektrolyse mit dem aktuellen deutschen Strommix hergestellt wird und das BEV wird über die Batterie mit dem Strom aus dem derzeitigen Strommix versorgt. Zu erkennen ist, dass aufgrund der hohen Emissionen für die Produktion der Batterie bei niedriger Nutzungsdauer die Verbrennungsmotoren eine bessere CO₂-Bilanz aufweisen. Erst nach ca. 1,5 TJ (HICE) bzw. ca. 5,5 TJ (ICE) kehrt sich dieser Umstand um. Die hier zugrunde gelegte Lebensdauer liegt bei ca. 4,68 TJ (entspricht einer Fahrleistung von einer Million Kilometern), sodass ein BEV mit aktuellem Strommix, auf das Fallbeispiel bezogen, über den Lebenszyklus bilanziert mehr CO₂ emittieren würde als ein ICE. Die gestrichelten Linien zeigen das zukünftige Potential. Die elektrische Energie, für das BEV und die für den HICE benötigte Elektrolyse, wird als 100 % regenerativ produziert angenommen. Dadurch wird über den Lebenszyklus deutlich weniger CO₂ ausgestoßen. Unter dieser Annahme haben sowohl BEV als HICE eine deutlich bessere CO₂-Bilanz als der konventionelle ICE. Hervorzuheben ist, dass ein HICE unter dieser Annahme weniger CO₂ emittiert als ein BEV. Bezieht man sich auf den in Zukunft steigenden Anteil an regenerativ produziertem Strom haben wasserstoffverwendende Antriebe das größte Potential die Klimaziele zu verfolgen. Da der Unterschied im Verlauf zwischen FC-System und HICE marginal wäre, wurde nur der leicht ineffizientere Antrieb exemplarisch dargestellt.

1.3 Bewertung der Zuladungsbeschränkung durch Energiespeichereinheit von Diesel-, H₂- und batterieelektrischen Fahrzeugen

Ein weiterer Nachteil in der Umsetzung von batterieelektrischen Antrieben für Nutzfahrzeuge ist die geringe Energiedichte von heutigen Batteriesystemen. Lithium-Ionen-Batteriesysteme weisen aktuell (Stand 2018) eine gravimetrische Energiedichte von 0,3 bis 0,94 MJ/kg [14, 16] auf. Im Vergleich dazu beträgt die gravimetrische Energiedichte von Dieselmotor 42,6 MJ/kg [9]. Dazu ist in Tabelle 1 das benötigte Gewicht der Energiespeichereinheiten eines ICE, eines HICE, einer PEM-FC und eines BEV im Nutzfahrzeugbereich für eine Reichweite von 1000 km bezogen auf den Energiebedarf zur Bewältigung dieser Strecke.

Tabelle 1: Berechnung des benötigten Gewichts der Energiespeichereinheit eines Nutzfahrzeugs für eine Reichweite von 1000 km bezogen auf den Energiebedarf zur Bewältigung dieser Strecke

	ICE	HICE	PEM-FC	BEV
Energiedichte [MJ/kg]:	42,6	120	120	0,94 [16]
Systemwirkungsgrad [%]	45	42	48	84
Gewicht Energieträger [kg]	244	92	82	0
Gewicht Energiespeicher[kg]	65	1.680 (700 bar) [9]	1.680 (350 bar) [9]	7.820
Gewicht Energiespeichereinheit [kg]	309	1.772	1.762	7.820

Wie Tabelle 1 zu entnehmen ist, beträgt die mitzuführende Masse der Energiespeichereinheit für einen konventionellen Nutzfahrzeugantrieb mit Dieselmotor 309 kg. Im Vergleich dazu wird für ein batterieelektrisches Nutzfahrzeug, unter der Berücksichtigung eines Systemwirkungsgrad von ca. 80 % [6, 7], zur Realisierung der gleichen Reichweite eine Energiespeichereinheit mit einem Gewicht von ca. 8,4t benötigt. Hierbei ist zu beachten, dass die maximale Endladungstiefe bei einer ausreichend hohen Zyklenanzahl aktueller Lithium-Ionen-Batterien bei etwa 80% liegt [17]. Entsprechend muss die mitzuführende Energiemenge im Vergleich zum Dieselantrieb für die gleiche Reichweite von 1000 km 25% höher sein. Zudem muss in die Berechnung der Energiespeichereinheit des BEV die Peukert-Zahl mit einbezogen werden. Diese Kennzahl beschreibt den Zusammenhang zwischen Speichervermögen und Entladestrom einer Batterie oder Akkumulators. „Die entnehmbare Kapazität einer Batterie [nimmt] mit Erhöhung des Entladestroms [ab]“ [17]. Die Peukert-Zahl moderner Lithium-Ionen-Batterien im Idealzustand beträgt 1,05 [17]. Bei einer Peukert-Zahl von 1, was definitionsgemäß einem idealisierten Akkumulator entspricht, wird die entnehmbare Kapazität nicht vom Entladestrom beeinflusst. Entsprechend müssen bei der Entladung der Lithium-Ionen-Batterie weitere 5% der mitzuführenden Energie kompensiert werden. Diese Effekte sind in der Berechnung des Gewichts der Energiespeichereinheit berücksichtigt.

In Anbetracht des zulässigen Gesamtgewichts eines schweren Nutzfahrzeugs in Deutschland von maximal 44 t [18], werden so fast 18 % des zulässigen Gesamtgewichts durch die Energiespeichereinheit des batterieelektrischen Antriebs beansprucht. Dieser Teil kann dementsprechend nicht für die Zuladung von Waren genutzt werden. Deshalb ist ein batterieelektrischer Antrieb für ein schweres Nutzfahrzeug für eine ausreichend hohe Reichweite nicht umsetzbar. Auch unter Berücksichtigung der Weiterentwicklung hinsichtlich der Energiedichte bei den Batteriesystemen, ist ein batterieelektrischer Antrieb für ein Nutzfahrzeug zukünftig wenig sinnvoll. Für einen batterieelektrischen Antrieb mit einer Energiedichte von 1,44 MJ/kg im Jahr 2025 bzw. von 1,8 MJ/kg im Jahr 2030 beträgt das notwendige Gewicht für die Energiespeichereinheit ca. 5080 kg bzw. 4066 kg.

Bei den wasserstoffbasierten Antriebskonzepten, macht der Anteil der Energiespeichereinheit vom zulässigen Gesamtgewicht ca. 4 % (HICE & PEM-FC) aus. Dieser Anteil ist im Vergleich zum konventionellen Nutzfahrzeugantrieb (Energiespeichereinheit des Diesels macht rund 0,07% aus) zwar immer noch hoch, bietet aber zusammen mit den Vorteilen bei den CO₂-Emissionen für künftige Nutzfahrzeugantriebe durchaus Potential.

2. Wasserstoffantriebskonzepte – Aktuelle Herausforderungen

2.1 Herausforderungen eines Wasserstoff-Verbrennungsmotors

Wasserstoff als Kraftstoff im Verbrennungsmotor weist in Hinsicht auf den Wirkungsgrad und die Abgasemissionen des Motors einige wesentliche Vorteile auf. Wasserstoff ist kohlenstofffrei. Entsprechend entstehen keine CO, HC und CO₂-Emissionen. Einzig ein geringer Anteil an diesen Emissionen entsteht durch Spuren des Motoröls, welches während der Verbrennung in den Brennraum gelangt. Der resultierende Emissionsanteil ist verschwindend gering (an der Nachweisgrenze) [7]. Einzig das bei hohen Temperaturen entstehende Stickstoffoxid ist als Abgasemissionen beim H₂-Verbrennungsmotor relevant. Durch geeignete Betriebsstrategien (Magerkonzept, AGR, etc.) lassen sich auch diese Abgasemissionen wirksam reduzieren [11].

Hinsichtlich des thermodynamischen Wirkungsgrads des Verbrennungsmotors weist Wasserstoff einige positive Eigenschaften auf. Wasserstoff verbrennt bei motorischen Anwendungen aufgrund seiner hohen laminaren Flammgeschwindigkeit (230 cm/s) sehr schnell und in Abhängigkeit vom λ nahezu vollständig. Eine schnelle Verbrennung führt zu einer Angleichung des idealen Gleichraumprozesses [7]. Ebenso bewirkt eine vollständige Verbrennung eine optimale Umsetzung der Kraftstoffenergie in mechanische Arbeit. Durch beide Effekte wird der effektive Wirkungsgrad des Motors gesteigert. Des Weiteren weist Wasserstoff sehr weite Zündgrenzen ($0,1 < \lambda < 10$) auf [12]. Dies bietet optimale Bedingungen für eine Qualitätsregelung, wodurch sich in weiten Bereichen des Motorbetriebskennfelds ein Magerbetrieb umsetzen lässt. Durch die starke Abmagerung des Kraftstoff-Luft-Gemisches kann einerseits der Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Andererseits wird infolge dessen die Verbrennungsspitzen temperatur gesenkt wodurch die NO_x-Emissionen reduziert werden.

Trotz dieser Vorteile ist der Umgang mit Wasserstoff im Verbrennungsmotor gegenüber konventionellen Kraftstoffen weitaus komplexer. Der Kraftstoff ist gasförmig und leicht entzündlich. Diese Eigenschaften stellen besondere Anforderungen an den motorischen Betrieb. Von besonderer Bedeutung für die Effizienz und Performance des Verbrennungsmotors ist die Art der Einblasung des Wasserstoffes. Hierbei gibt es zwei verschiedene Konzepte zur Einbringung des Wasserstoffes. Wasserstoff kann über eine Saugrohreinblasung oder direkt in den Brennraum eingebracht werden. Die äußere Gemischbildung ist in ihrer Umsetzung wesentlich einfacher, hat aber gegenüber der Direkteinblasung wesentliche Nachteile. Der gravierendste Nachteil hinsichtlich der Effizienz des Verbrennungsmotors ist der Luftverdrängungseffekt im Ansaugsystem. Bei äußerer Gemischbildung expandiert der eingebrachte Wasserstoff auf das Druckniveau des Ansaugsystems und dehnt sich aufgrund seiner geringen Dichte stark aus. In Folge dessen wird angesaugte Frischluft teilweise verdrängt wodurch effektiv der Liefergrad des Verbrennungsmotors reduziert wird. Ein weiterer Nachteil der äußeren Gemischbildung ist die Gefahr einer Vorentflammung bzw. Rückzündung im Ansaugsystem. Bedingt durch die weiten Zündgrenzen von Wasserstoff und geringen Mindestzündenergie (0,016 mJ), kann es bei geöffneten Einlassventil infolge von Druckpulsationen zu Flammenrückschlägen kommen, die den im Saugrohr vorhandenen Wasserstoff entzünden [19]. Dies kann zur Schädigung von Systemkomponenten im Ansaugsystem führen. Ebenfalls bilden lokale Hotspots eine weitere Gefahrenquelle für Rückzündungen. Hotspots sind Motorkomponenten wie die Zündkerze, die Auslassventile oder auch Brennraumablagerungen, die eine hohe Temperatur während der Gemischbildung aufweisen und an denen sich der Wasserstoff entzünden kann [20].

Bei einem Wasserstoffverbrennungsmotor mit innerer Gemischbildung kann die Gefahr einer Rückzündung ins Saugrohr ausgeschlossen werden, da der Wasserstoff erst nach dem Schließen der Einlassventile in den Brennraum eingeblasen wird. Ebenso tritt der Wirkungsgradnachteil in Folge des Luftverdrängungseffekts bei der Direkteinblasung von Wasserstoff nicht auf. Dadurch steigt der Gemischheizwert im stöchiometrischen Betrieb im Vergleich zur äußeren Gemischbildung um 42 % [9]. Demnach ist es zur Ausnutzung des gesamten Wirkungsgradpotentials zielführend, dass die H₂-Einblasung direkt in den Brennraum des Motors erfolgt. Beim direkteinblasenden Wasserstoffverbrennungsmotor (H₂-DI Motor) hat der Einblasezeitpunkt sowohl auf den Verbrennungsablauf als auch auf die Betriebsstrategie des Motors an sich entscheidenden Einfluss. Für einen wirkungsgradoptimalen Betrieb mit niedrigen NO_x-Emissionen sind geeignete Injektoren einzusetzen, die in sehr kurzer Zeit große Mengen an Wasserstoff in den Brennraum einbringen können. Entsprechend muss ein Gasinjektor entwickelt werden, der möglichst große Einblasequerschnitte bei gleichzeitig kurzen Einblasedauern aufweist. Zudem ist einen Einblasedruck bis zu 300 bar anzustreben, um eine gezielte Einblasung zur Verbrennungssteuerung während der Verbrennung zu realisieren.

2.2 Herausforderungen der Brennstoffzelle (PEM)

Für den mobilen Einsatz eignen sich besonders aufgrund der hohen Leistungsdichte und des hohen dynamischen Ansprechverhaltens die Polymerelektrolytmembran-Brennstoffzelle, kurz PEM-Brennstoffzelle [3]. Die Brennstoffzelle weist gegenüber dem H₂-Verbrennungsmotor einen höheren Gesamtwirkungsgrad auf. Ähnlich wie bei konventionellen Antrieben weist ein Brennstoffzellenantrieb eine hohe Energie- und Leistungsdichte auf. Die Betankung des Fahrzeugs mit Wasserstoff erfolgt in einer vergleichbaren Zeitdauer wie bei Otto- oder Dieselfahrzeugen. Ebenso ist die Reichweite eines Brennstoffzellenfahrzeugs mit heutigen Diesel-Nutzfahrzeugen durchaus vergleichbar. Zudem weist die PEM-Brennstoffzelle keine lokalen CO₂-Emissionen auf. Größter Nachteil dieses Antriebskonzepts sind die durch die Verwendung von Platin hohen Herstellungskosten. Platin dient in der Brennstoffzelle als Katalysator und senkt die Aktivierungsenergie der Wasserstoff-Sauerstoff-Redoxreaktion. Da auf Platin als Katalysator zurzeit nicht verzichtet werden kann, ist Platin maßgeblich für die hohen Herstellungskosten von Brennstoffzellen verantwortlich. Dazu ist in Abbildung 4 der Kostenanteil des Platins im Verhältnis zu den Gesamtkosten eines Brennstoffzellen-Stacks über die Anzahl an produzierten Brennstoffzellen-Einheiten pro Jahr aufgetragen.

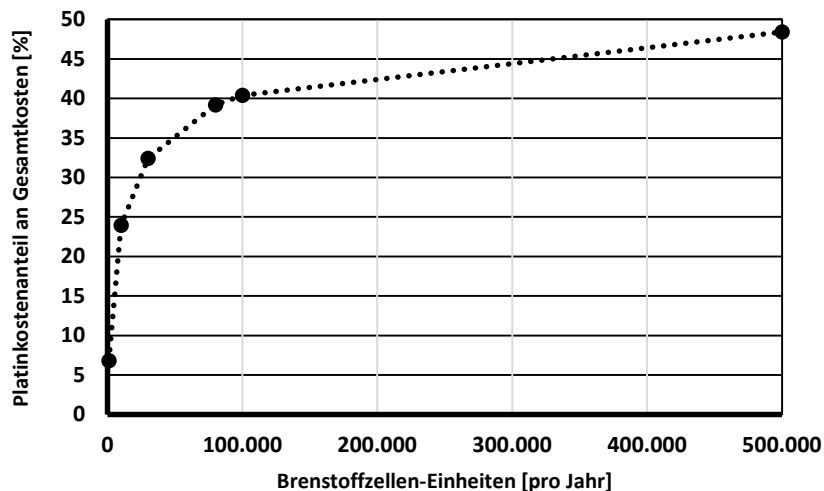


Abbildung 4: Kostenanteil des Platins an den Gesamtkosten eines Brennstoffzellen-Stacks in Abhängigkeit von den produzierten Brennstoffzellen-Einheiten [8]

Der Kostenanteil des Platins an den Gesamtkosten steigt mit der Anzahl an produzierten Einheiten. Der Kostenanteil steigt zunächst stark und flacht anschließend ab. Dementsprechend ist ein großes Kostenreduktionspotential mit steigender Anzahl an produzierten Brennstoffzellen-Einheiten nicht zu erwarten. So macht der Platinanteil beispielsweise für 500.000 Einheiten pro Jahr fast 50% der Gesamtkosten aus. Die in Abbildung 4 dargestellte Berechnung geht von einer Platinbeladung von 0,14 mg/cm² [8] aus.

Um nachhaltig die Gesamtkosten der Brennstoffzellensysteme zu reduzieren, ist es demnach notwendig, den Platinanteil drastisch zu reduzieren ohne den Stack-Wirkungsgrad zu verringern. Der Wirkungsgrad einer Brennstoffzelle wird maßgeblich von der Oberfläche der aktiv katalytischen Schicht und von der Höhe der Platinbeladung beeinflusst. Wenn nun die wirksame katalytische Oberfläche vergrößert werden kann, steigt bei gleicher Platinbeladung der Wirkungsgrad der Brennstoffzelle. Entsprechend kann bei konstantem Wirkungsgrad und Vergrößerung der katalytisch wirksamen Oberfläche, der Platinanteil insgesamt gesenkt und damit die Gesamtkosten reduziert werden.

Neuere Untersuchungen nach Bron, Xia et al. [21] verfolgen den Ansatz das aktuell verwendete Trägermaterial (Ruß) durch beispielsweise Kohlenstoffnanoröhren (engl. CNT) zu ersetzen. In die Oberfläche dieser CNT können funktionelle Gruppen eingebracht werden, welche die katalytische Aktivität steigern können. Eine Möglichkeit ist die Verwendung von Stickstoff (N-CNT). Dies kann zukünftig zu einer Reduzierung des Platinbedarfs führen. Ein Nachteil dieses Verfahrens liegt in der geringen Dichte der funktionellen Gruppen an der Oberfläche, was das fein verteilte Aufbringen des aktiven Materials erschwert. Eine weitere Möglichkeit den Platinanteil zu senken ist das Aufbringen von Platin in Kombination mit Ruthenium, um die katalytische Aktivität zu gewährleisten. Alternativ zur Bestrebung den Platinanteil zu senken ist es den Katalysator direkt in die Gasdiffusionsanlage zu implementieren. Die bereits erwähnten CNT bilden hierzu ebenfalls die Grundlage für diverse Untersuchungen. Die Realisierung dieses Vorhabens könnte einen nennenswerten Anteil zur Kostenreduzierung beitragen. Neben

den Kosten ist die Langzeitstabilität von PEM-FCs ein erheblicher Nachteil gegenüber Verbrennungsmotoren. Die Korrosion des als Trägermaterial verwendeten Rußes hat neben der Katalysatoralterung und dem Katalysatorverschleiß den größten Einfluss. Die Katalysatoralterung wird nahezu ausschließlich von der Qualität der Edukte bestimmt. Deshalb benötigen PEM-FC hoch reinen Wasserstoff und eine Filterung der zugeführten Luft. Eine Möglichkeit die Katalysatorkorrosion zu reduzieren ist das Verwenden von CNT. Aufgrund ihrer graphitischen Struktur sind diese deutlich weniger reaktiv und können somit zu einer Erhöhung der Langzeitstabilität führen. Ein große Hürde CNTs zu verwenden besteht in der nicht aussagekräftigen Vergleichbarkeit von konventionellen Katalysatoren mit Katalysatoren aus CNT. Dies liegt in dem bisher zu gering erforschten Verhalten der Stickstoffzentren der funktionellen Gruppen, die benötigt werden. Außerdem beträgt die massenspezifische Aktivität von N-CNT bisher nur ein Zehntel von konventionellen Katalysatoren, was die Weiterentwicklung dieser Technologie zur Markteinsatzfähigkeit solche Katalysatoren erfordert. [21]

3. Gegenüberstellung H₂-Verbrennungsmotor & PEM-Brennstoffzelle

3.1 Well-to-Wheel Analyse – Vergleich H₂-Verbrennungsmotor und PEM- Brennstoffzelle

Zur Beurteilung der Effizienz von H₂-Verbrennungsmotor und Brennstoffzelle steht in der nachfolgenden Well-to-Wheel-Analyse der Gesamtwirkungsgrad der Antriebskonzepte im Fokus. Die Verfahren zur Herstellung von grauem Wasserstoff weisen in der Regel einen höheren Prozesswirkungsgrad auf, da diese Verfahren großindustriell seit Jahrzehnten etabliert und ausgereift sind. Aufgrund dessen wird in der Darstellung lediglich der graue Wasserstoff betrachtet.

Abbildung 5 zeigt die Well-to-Wheel Analyse von grauem Wasserstoff für die Verwendung im Verbrennungsmotor und in einer Brennstoffzelle. Die Abbildung lässt sich in zwei Bereiche unterteilen. Links ist die Herstellung von Wasserstoff in der Well-to-Tank-Betrachtung zu sehen. Anschließend ist die Nutzung des Wasserstoffs im Verbrennungsmotor bzw. in der Brennstoffzelle in der Tank-to-Wheel-Betrachtung dargestellt.

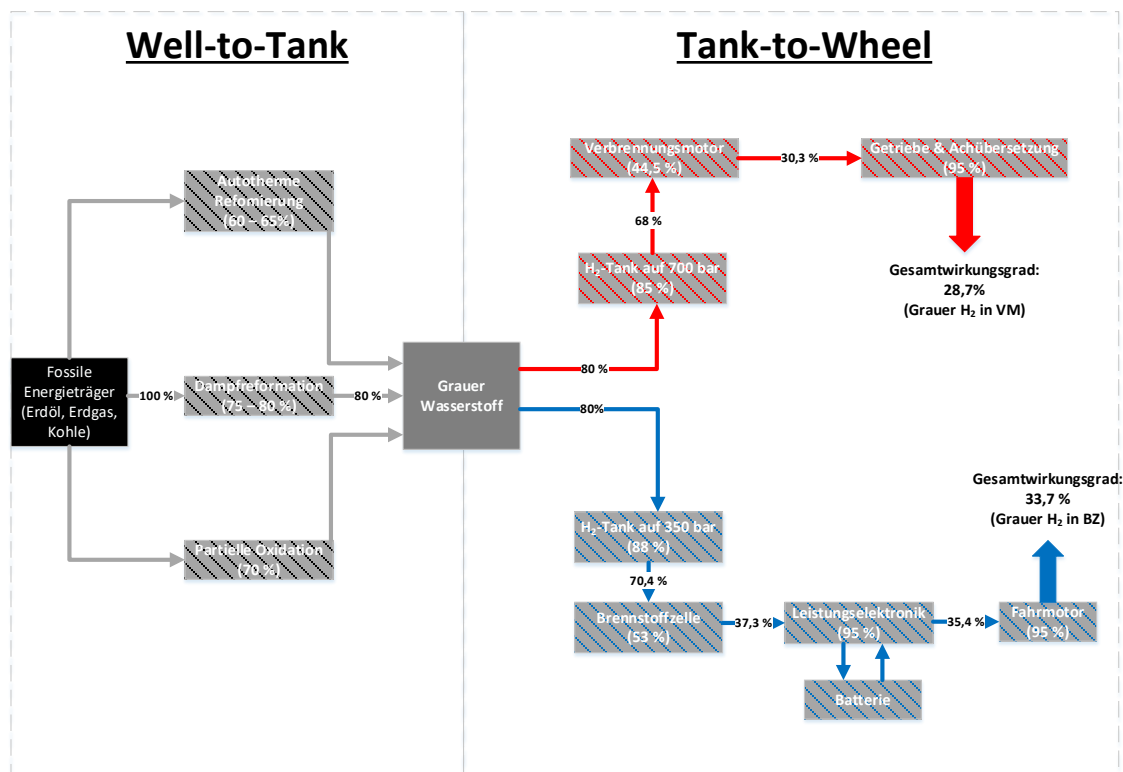


Abbildung 5: Vergleich des Gesamtwirkungsgrads eines H₂-Verbrennungsmotors und einer PEM-Brennstoffzelle in einer Well-to-Wheel Analyse [13, 22 bis 24]

Die fossilen Energieträger (Erdöl, Erdgas, Kohle) sind links als Primärenergie aufgeführt. Aus der fossilen Primärenergie wird über die drei gängigsten konventionellen Herstellungsverfahren Autotherme Reformierung, Dampfreformierung und partielle Oxidation der graue Wasserstoff hergestellt. Die Wirkungsgrade der Herstellungsverfahren sind unter den Verfahren in Klammern aufgeführt.

Die Speicherung des Wasserstoffes erfolgt für den mobilen Einsatz meist gasförmig in Druckbehältern. Der Wasserstoff wird dabei auf Drücke zwischen 200 bis 700 bar verdichtet. Mit steigenden Druckniveau steigt die mitzuführende Menge an Wasserstoff und dementsprechend die Energiedichte des Speichersystems. Dafür wächst der für die Verdichtung erforderliche Energieaufwand mit steigenden Speicherdruck [9]. Für den Verbrennungsmotor wurde ein H₂-Tank mit einem Druckniveau von 700 bar angenommen. Damit steigt die Dichte von Wasserstoff von $0,09 \frac{kg}{m^3}$ bei Standardbedingungen¹ auf $39,3 \frac{kg}{m^3}$ ² an. Bei Verwendung einer Brennstoffzelle wird ein Druckspeichertank von 350 bar benötigt, da dies dem Arbeitsdruckniveau der Brennstoffzelle entgegenkommt [22]. Dadurch weist der Wasserstoff im Drucktank der Brennstoffzelle eine Dichte von $23,3 \frac{kg}{m^3}$ auf.

Die Effizienz der Umsetzung der im Wasserstoff gebundenen chemischen Energie zum Antrieb des Fahrzeugs setzt sich aus den Wirkungsgraden der einzelnen Antriebskomponenten zusammen. Bei dem Verbrennungsmotor wird die chemische Energie zunächst in thermische und anschließend kinetische Energie umgewandelt. Die kinetische Energie wird über das Getriebe an die Fahrzeugräder geleitet und zur Fortbewegung genutzt.

Bei dem Brennstoffzellenantrieb erfolgt die Umwandlung von chemischer direkt in elektrische Energie innerhalb der hier betrachteten Polymerelektrolyt-Brennstoffzelle, kurz PEM-Brennstoffzelle. Die elektrische Energie wird anschließend über die Leistungselektronik an den elektrischen Fahrmotor weitergeleitet. Bei diesen E-Motor handelt es sich um einen Radnabenmotor, da so ein zusätzlicher Wirkungsgradverlust eines zwischengeschalteten Getriebes entfällt.

In der Gesamtwirkungsgradbetrachtung ist bei beiden Antriebskonzepten die Dampfreformierung zur Wasserstoffherstellung der Ausgangspunkt. Die Dampfreformation weist mit einem Prozesswirkungsgrad von maximal 80% die höchste Effizienz aller betrachteten H₂-Herstellungsverfahren auf und wird dementsprechend als Herstellungsverfahren ausgewählt. Anschließend wird der Wasserstoff den beiden Antriebsystemen zur Verfügung gestellt.

Bei Betrachtung des Wasserstoffverbrennungsmotors, wird der erzeugte Wasserstoff auf 700 bar verdichtet. Dabei werden 15 % [23] des Energieinhalts von Wasserstoff benötigt, um diesen zu verdichten. Anschließend wird der Wasserstoff im Verbrennungsmotor thermisch umgesetzt. Der Wirkungsgrad des H₂-Verbrennungsmotors ist stark von dessen Motorabmessungen und der Betriebsstrategie abhängig. Im Bestpunkt erreicht ein H₂-Verbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung einen Wirkungsgrad von 44,5% [13]. Bei Speichersystemen mit einem H₂-Druck von 700 bar ist die Umsetzung der Direkteinblasung am H₂-Verbrennungsmotor technisch möglich, wodurch der erzielbare verbrennungsmotorische Wirkungsgrad nochmals erhöht werden kann. Über das Fahrzeug- und Achsgetriebe wird dem Rad die kinetische Energie zum Fahren zur Verfügung gestellt. Nach Berücksichtigung aller Prozess- und Umwandlungsverluste beträgt der Gesamtwirkungsgrad für grauen Wasserstoff im Antriebskonzept mit H₂-Verbrennungsmotor 28,7 %.

Die mit Wasserstoff betriebene Brennstoffzelle nutzt einen H₂-Drucktank mit einem niedrigeren Druckniveau von 350 bar. Durch die Verdichtung des Wasserstoffs auf 350 bar werden 12 % [23] des Energieinhalts von Wasserstoff benötigt. Anschließend erfolgt die direkte Umwandlung des Wasserstoffes in elektrische Energie in einer Brennstoffzellensystem mit einem Wirkungsgrad von 53 % [22]. Dieser Wirkungsgrad berücksichtigt das gesamte Brennstoffzellensystem inklusive die notwendige Peripherie (Luftverdichter, Befeuchtungssystem, etc.). Die elektrische Energie wird über die Leistungselektronik dem Fahrmotor zugeführt, sodass der Gesamtwirkungsgrad auf dem blauen Pfad insgesamt bei rund 33,7 % liegt.

3.2 Kostenanalyse der Antriebskonzepte über den Lebenszyklus

Die Abbildung 6 zeigt eine Aufschlüsselung der Gesamtkosten über den definierten Lebenszyklus, von einer Million Kilometern, für einen Wasserstoffverbrennungsmotor (HICE), eine PEM-Brennstoffzelle (PEM-FC) sowie einen konventionellen Dieselmotor (ICE). Der Fokus liegt auf dem Vergleich der beiden wasserstoffbasierten Antriebskonzepte. Die Kostenaufschlüsselung des Dieselmotors dient der Vergleichbarkeit der Kosten der beiden anderen Antriebskonzepte. Die unterschiedlichen Farben stehen für die einzelnen Kostenpunkte, die zur Erstellung der Kostenanalyse über den Lebenszyklus (engl. TCO) berücksichtigt wurden. Die Basis bilden dabei die Anschaffungskosten der Aggregate. Bei der HICE Variante wird von einem Kauf eines konventionellen Motors mit anschließendem Umbau ausgegangen. Die Umbaukosten sind in den

¹ Standardbedingungen: 25°C und 1 bar

² Bei 25°C ([9])

Anschaffungskosten inkludiert. Bei der PEM-FC wird von einem Gesamtsystem ausgegangen. Zur Ermittlung der Kosten wurde ein marktüblicher Preis für ein Gesamtsystem mit ähnlichem Leistungsniveau auf die benötigte Leistung von 150 kW skaliert. Darauf aufbauend wurden die Kosten für die über den Lebenszyklus benötigte Energie aufgetragen. Die Kosten der einzelnen Energieträger sowie die Wirkungsgrade und somit der spezifische Verbrauch wurden hierbei berücksichtigt. Als nächster Kostenpunkt folgen die Wartungskosten. Bei der Untersuchung wurde von einem wartungsfreien Brennstoffzellensystem über eine definierte Lebensdauer von 8000 Betriebsstunden ausgegangen. Insgesamt muss das System jedoch die vierfache Zeit betrieben werden, um die Reichweite des Lebenszyklus zu erreichen. Somit ergeben sich auch die hohen Revisionskosten des Brennstoffzellenantriebs. Um die Kostenanalyse zu vervollständigen, wurden die, durch das Recycling und die reduzierte bzw. vollkommen aufgehobene LKW-Maut sowie Förderungen durch das BMVI für innovative Antriebe, eingesparten Kosten abgezogen.

Werden die Gesamtkosten für den veranschlagten Lebenszyklus der Systeme betrachtet, so wird ersichtlich, dass der konventionelle Verbrennungsmotor am Kostengünstigsten ist. Der HICE liegt bei Gesamtkostenbilanz an zweiter Stelle. Der Wirkungsgradvorteil der PEM-FC kann die zurzeit noch hohen Anschaffungskosten und die verhältnismäßig geringe Lebensdauer nicht kompensieren. Daraus resultieren höhere Gesamtkosten als beim HICE.

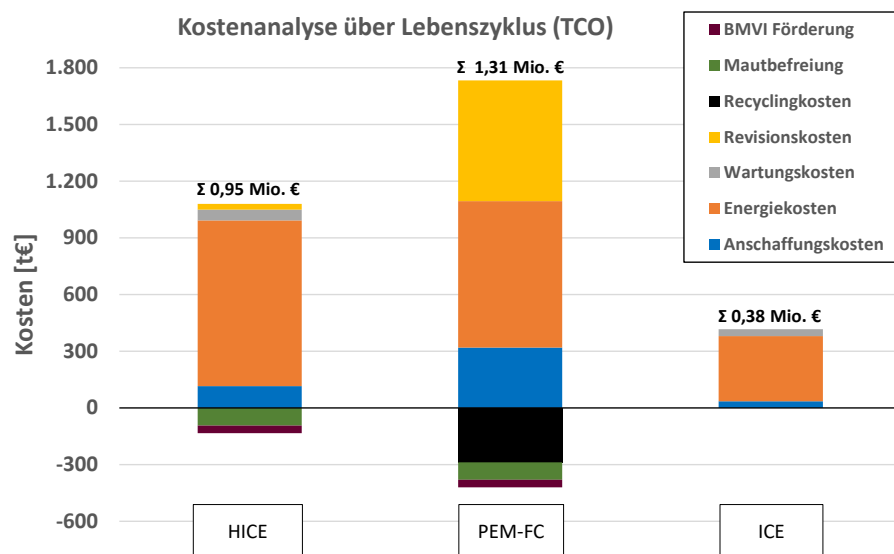


Abbildung 6: Kostenanalyse des HICE, der PEM-FC und des ICE über den Lebenszyklus (basierend auf [15])

Der größte Kostenpunkt der beiden wasserstoffbasierten Antriebe sind die Kosten für den Energieträger. Durch eine Senkung der Kosten für Wasserstoff könnten die Gesamtkosten der Brennstoffe und vor allem des Wasserstoffverbrennungsmotors deutlich reduziert werden. Zur Senkung der Energiekosten kann beim HICE das kostengünstigere Erdgas beigemischt werden. Die Kosten von einem Kilogramm Erdgas beträgt etwa 1/10 der Kraftstoffkosten von Wasserstoff. Entsprechend würden sich die Energiekosten über den Lebenszyklus, in Abhängigkeit von der Menge an beigemischten Erdgas, drastisch reduzieren. Eine Beimischung oder Substitution des Wasserstoffes ist bei der PEM-FC nicht möglich. Diese benötigt stets sehr reinen Wasserstoff (Reinheitsklasse 3.0) [10 bis 12]. Entsprechend lässt sich hier nur eine Kostenreduktion durch kostengünstigere Herstellungsverfahren zur Wasserstoffherzeugung realisieren.

3.3 Wasserstoffverbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung

Nach der Kostenanalyse von HICE und PEM-FC über den durchschnittlichen Lebenszyklus eines Nutzfahrzeugs, ist der HICE das sinnvollere Antriebskonzept für zukünftige lokal CO₂-freie Nutzfahrzeuge. Die Gesamtkosten gegenüber der PEM-FC sind trotz geringeren Systemwirkungsgrad wesentlich geringer. Zudem besteht eine einfache Möglichkeit zur Kostenreduzierung durch die Beimischung von Erdgas, wobei damit lokal CO₂-Emissionen freigesetzt werden würden. Durch die Beimischung von Erdgas aus Biomasse würde das Antriebskonzept ganzheitlich betrachtet CO₂-neutral sein.

Ein Wasserstoffverbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung für Nutzfahrzeuganwendungen ist bereits nahezu zur Marktreife entwickelt worden. Dabei handelt es sich um einen 7,8 Liter, sechs Zylinder-Wasserstoffmotor mit 150 kW. Die technischen Daten des Motors zeigt die Tabelle 2.

Tabelle 2: Technische Daten des MPI-Wasserstoffverbrennungsmotors [13]

Dimension	Wert
Hubraum:	7754 cm ³
Zylinderzahl:	6
Leistung:	150 kW
Verdichtungsverhältnis:	12:1
Max. Drehzahl:	2200 min ⁻¹
Einspritzsystem:	Multi-Point-Injection
Wirkungsgrad im Bestpunkt:	44,5 %

Dieser H₂-Verbrennungsmotor arbeitet mit einer äußeren Gemischbildung, Multi-Point-Injection (MPI) ins Ansaugrohr. Entsprechend ist das Wirkungsgradpotential des HICE, wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, noch nicht ausgeschöpft. Dennoch weist dieser Verbrennungsmotor einen Wirkungsgrad im Bestpunkt von 44,5 % auf. Eine verbesserte Version dieses HICE mit Wasserstoff-Direkteinblasung ist bereits in der Entwicklung.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Nach Bewertung aller betrachteten Antriebskonzepte (ICE, HICE, PEM-FC und BEV) erscheint aktuell der wasserstoffbetriebene Verbrennungsmotor als die sinnvollste Lösung für einen CO₂-freien Nutzfahrzeugantrieb. Der batterieelektrische Antrieb weist den höchsten Systemwirkungsgrad auf. Zudem sind ganzheitlich betrachtet die CO₂-Emissionen im Vergleich zu den wasserstoffbasierten Antriebskonzepten (HICE und PEM-FC) wesentlich geringer. Angesichts der hohen CO₂-Emissionen, die aktuell bei der Herstellung eines batterieelektrischen Systems anfallen, kann ein BEV über seine Lebensdauer diesen Nachteil gegenüber eines konventionellen ICE nicht mehr kompensieren. Dementsprechend erscheint es nicht sinnvoll einen konventionellen Antrieb durch einen neuen Antrieb zu ersetzen, der über die seine Lebensdauer mehr CO₂-Emissionen freisetzt. Zudem wird aufgrund der geringen Energiedichte des batterieelektrischen Antriebs für eine ausreichend hohe Reichweite ein Großteil der zur Verfügung stehenden Zuladung eines Nutzfahrzeugs durch die notwendigen Batterien beansprucht. Entsprechend steht dieser Teil der Zuladung für zu transportierende Waren nicht mehr zur Verfügung. Ebenso ist eine Reduzierung der mitzuführenden Batterien auf Kosten der Reichweite aufgrund der geringen Leistungsdichte der BEV nicht sinnvoll. In Folge dessen ist der rein batterieelektrische Antrieb (ohne Oberleitung) für schwere Nutzfahrzeuge nicht praktikabel.

Die PEM-FC hat im Vergleich zum HICE den höheren Systemwirkungsgrad. Entsprechend werden bei Verwendung von Wasserstoff aus derselben Quelle (grauer oder grüner Wasserstoff) weniger CO₂-Emissionen bei der Nutzung emittiert. Angesichts des verwendeten Katalysatormaterials Platin, das zurzeit noch alternativlos ist, sind die Kosten eines PEM-Brennstoffzellensystems sehr hoch. Über den Lebenszyklus eines Nutzfahrzeugs entstehen bei der Verwendung einer PEM-FC rund 30% höhere Kosten als bei einem vergleichbaren HICE. Gerade vor dem Hintergrund einer europäischen Gesetzgebung, dessen Augenmerk auf die lokal freigesetzten CO₂-Emissionen liegt, kann die PEM-FC ihren Kostennachteil gegenüber den HICE nicht aufwiegen.

So bietet der HICE hinsichtlich Effizienz, CO₂-Emissionen und entstehende Kosten während des Lebenszyklus eines Nutzfahrzeugs eine sinnvolle Alternative zum konventionellen Nutzfahrzeugantrieb und zukünftig ein CO₂-freien Nutzfahrzeugverkehr, der bereits heute nahezu marktreif ist.

5. Literaturangaben

- [1] Umweltforschungsplan des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit: Entwicklung und Bewertung von Maßnahmen zur Verminderung von CO₂-Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen. 2018
- [2] Europäisches Parlament: Parlament bestätigt neue CO₂-Emissionsgrenzwerte für Lkws. Brüssel 2019
- [3] Thoennes, M. u. Busse, A.: Experteneinschätzung quantitativer technischer Parameter – Erkenntnisse einer Delphi-Studie zum Einsatz von Brennstoffzellen im Kraftfahrzeug. Zeitschrift für Zukunftsforschung, Jg. 3 (2014), S. 39–60
- [4] Shell: Shell Pkw-Szenarien bis 2040. Fakten, Trends und Perspektiven für Auto-Mobilität. Hamburg 2014
- [5] Icha P. u. Kuhs, G.: Entwicklung der spezifischen Kohlendioxid- Emissionen des deutschen Strommix in den Jahren 1990 - 2018. Umweltbundesamt 2019

- [6] Großbatteriespeicher. Enzelfragen zur Lithium-Ionen-Batterietechnologie, Wissenschaftliche Dienste des Deutschen Bundestags, 2019
- [7] Graulich, K. u. Manhart, A.: Entwicklung von Kriterien und Herstellerempfehlungen für ein Förderprogramm der EWS zu Photovoltaik-Batteriespeichern. Kurzstudie für die Elektrizitätswerke Schönau Vertriebs GmbH (EWS). 2017
- [8] Töpler, J. u. Lehmann, J.: Wasserstoff und Brennstoffzelle. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg 2017
- [9] Eichlseder, H. u. Klell, M.: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik. Erzeugung, Speicherung, Anwendung ; mit 29 Tabellen. Praxis. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2010
- [10] Produktdatenblatt: Wasserstoff 3.0, Linde AG, Pullach 2016
- [11] Ohi, J., Vanderborgh, N. u. Voecks, G.: Hydrogen Fuel Quality Specifications for Polymer Electrolyte Fuel Cells in Road Vehicles. Report to the Safety, Codes and Standards Program. 2016
- [12] Jenne, M., Maier, N., Valter, V., Schlimberger, G. u. Kabza, A.: Wasserstofftankstelle Ulm - Begleitforschung zu Analyse des Betanksprozesses und Wasserstoffqualität. Forschungsbericht BWPLUS. Förderkennzeichen: BWH 15001. 2017
- [13] Klepatz, K., Rottengruber, H., Zeilinga, S., Koch, D. u. Prümm, W.: Loss Analysis of a Direct-Injection Hydrogen Combustion Engine. SAE Technical Paper Series. SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States 2018
- [14] Shell: Shell Nutzfahrzeug-Studie. Diesel oder alternative Antriebe - Womit fahren LKW und Bus morgen? Fakten, Trends und Perspektiven bis 2040. Hamburg 2016
- [15] Schuller, A. u. Stuart, C.: From cradle to grave: e-mobility and the energy transition". Addendum for Italy, the United Kingdom, Spain and the European Union to "Le véhicule électrique dans la transition écologique en France". 2018
- [16] VDMA; Antrieb im Wandel. Final Report, FEV Consulting GmbH, 2018
- [17] Meuser, C.: Physikalische und chemische Charakterisierung von Lithiumionenzellen. Dissertation. Zwickau 2011
- [18] Bundesamt für Justiz: Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) § 34 Achslast und Gesamtgewicht. § 34 der StVZO. 2017
- [19] Wallner, T.: Entwicklung von Brennverfahrenskonzepten für einen PKW-Motor mit Wasserstoffbetrieb. Graz, Techn. Univ., Diss., 2004. 2004
- [20] Zeilinga, S., Klepatz, K., Rottengruber, H. u. Koch, D.: Studie zu Aufladekonzepten für Wasserstoffverbrennungsmotoren. 23. Aufladetechnische Konferenz. Dresden 2018, S. 24
- [21] Bron, M., Xia, W., Chen, X., Jin, C., Kundu, S., Nagaiah, T., Chetty, R., Schilling, T., Li, N., Schuhmann, W. u. Muhler, M.: Elektrokatalyse in Brennstoffzellen und Elektrolyseuren: Kohlenstoff-Nanoröhren-basierte Katalysatoren und neuartige Untersuchungsmethoden. Chemie Ingenieur Technik 81 (2009) 5, S. 581–589
- [22] Laperche-Riteau, Y.: Fuel Cells for Rail Applications. Putting Fuel Cells to work. The Power of Fuel Cells, Simply Delivered. Hydrail Conference. Birmingham 2016
- [23] Rosen, P. A. (Hrsg.): Beitrag zur Optimierung von Wasserstoffdruckbehältern. Thermische und... geometrische Optimierung für die automobiler Anwendung. [S.l.]: Springer 2018
- [24] Shell: Energie der Zukunft? Nachhaltige Mobilität durch Brennstoffzelle und H₂. Hamburg 2017

On the question of orientation of a rigid solid in the space

Stud. Viktor Dodonov¹⁾, Prof. Mikhail Yushkov²⁾

¹⁾Saint Petersburg State University, Russia, v_dod@mail.ru

²⁾Saint Petersburg State University, Russia, yushkovmp@mail.ru

Abstract

Determination of a control moment the application of which transfers a rigid solid from one angular coordinate position to another during a given time interval is considered. The Pontryagin maximum principle is used for the orientation defined by one angle. The methods of variational calculus are applied to achieve the smoothness of motion at the initial and terminal time moments. The result is extended to the case of the control by three angles with numerical integration of a system of differential equations.

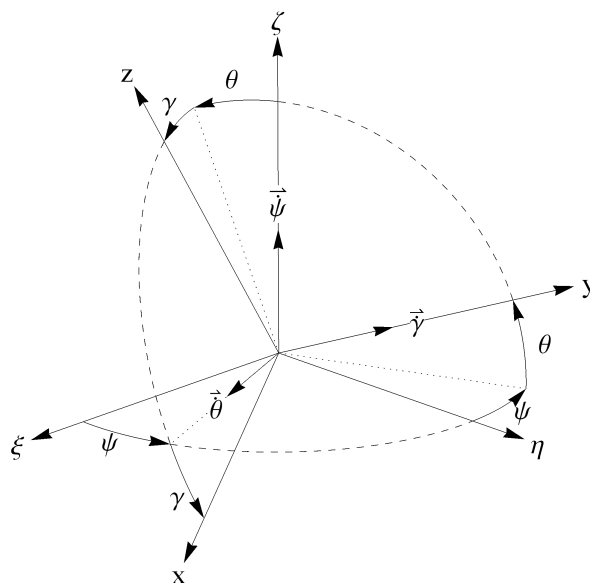
Keywords: control theory, control moment, rigid solid, rotation, orientation

Introduction

The rotation of a rigid solid the orientation of which is given by aircraft angles is considered. At first the problem of rotation by one angle with the conditions of rest at the initial and terminal time moments is formulated. Then the possibility of eliminating the jumps of the control moment at the beginning and at the end of motion is considered. After that the solution is extended to the case of a three-dimensional problem with a simultaneous rotation by the three angles and with numerical integration of a system of differential equations.

Problem statement

There are an system of axes $\{x, y, z\}$ fixed to rigid solid, which have origin at the center of gravity and are aligned with the principal axes of the moment of inertia tensor. To characterize the orientation of the axes $\{x, y, z\}$ in the inertial coordinate system $\{\xi, \eta, \zeta\}$ the aircraft angles $\{\psi, \theta, \gamma\}$ are introduced.



Inertia tensor

$$J = \begin{pmatrix} J_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & J_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & J_{zz} \end{pmatrix}$$

Dynamical Euler equations

$$\begin{cases} M_x = J_{xx}\dot{\omega}_x + (J_{zz} - J_{yy})\omega_y\omega_z \\ M_y = J_{yy}\dot{\omega}_y + (J_{xx} - J_{zz})\omega_z\omega_x \\ M_z = J_{zz}\dot{\omega}_z + (J_{yy} - J_{xx})\omega_x\omega_y \end{cases} \quad (1)$$

Kinematic Euler equations

$$\begin{cases} \omega_x = -\dot{\psi} \cos \theta \sin \gamma + \dot{\theta} \cos \gamma \\ \omega_y = \dot{\psi} \sin \theta + \dot{\gamma} \\ \omega_z = \dot{\psi} \cos \theta \cos \gamma + \dot{\theta} \sin \gamma \end{cases} \quad (2)$$

$\{M_x, M_y, M_z\}$ – control moments ($t \in [0, T]$).

In common case the boundary conditions will be:

$$\begin{cases} \psi(0) = \psi^0 \\ \theta(0) = \theta^0 \\ \gamma(0) = \gamma^0 \\ \omega_x(0) = \omega_x^0 \\ \omega_y(0) = \omega_y^0 \\ \omega_z(0) = \omega_z^0 \end{cases} \quad \begin{cases} \psi(T) = \psi^1 \\ \theta(T) = \theta^1 \\ \gamma(T) = \gamma^1 \\ \omega_x(T) = \omega_x^1 \\ \omega_y(T) = \omega_y^1 \\ \omega_z(T) = \omega_z^1 \end{cases}$$

Let's assume that at the initial and terminal time moments the rigid solid is motionless. Using kinematic Euler equations it is possible to pass from the boundary conditions on $\{\omega_x, \omega_y, \omega_z\}$ to the boundary conditions on $\{\psi, \theta, \gamma\}$ which will be more convenient in the future. Thus the boundary conditions will be:

$$\begin{cases} \psi(0) = \psi^0 \\ \theta(0) = \theta^0 \\ \gamma(0) = \gamma^0 \\ \dot{\psi}(0) = 0 \\ \dot{\theta}(0) = 0 \\ \dot{\gamma}(0) = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} \psi(T) = \psi^1 \\ \theta(T) = \theta^1 \\ \gamma(T) = \gamma^1 \\ \dot{\psi}(T) = 0 \\ \dot{\theta}(T) = 0 \\ \dot{\gamma}(T) = 0 \end{cases}$$

First, we will solve the problem with any boundary conditions of control moments, but further we will pass to the extended problem with smooth control and conditions

$$M_x(0) = 0, \quad M_y(0) = 0, \quad M_z(0) = 0, \quad M_x(T) = 0, \quad M_y(T) = 0, \quad M_z(T) = 0.$$

The roll angle orientation

In aircraft angles $\{\psi, \theta, \gamma\}$ we consider the case

$$\psi(t) \equiv \psi^0 = \psi^1, \quad \theta(t) \equiv \theta^0 = \theta^1, \quad \gamma(t), \quad t \in [0, T], \quad (3)$$

with the initial conditions

$$\gamma(0) = \gamma^0, \quad \dot{\gamma}(0) = 0, \quad (4)$$

and the terminal conditions

$$\gamma(T) = \gamma^1, \quad \dot{\gamma}(T) = 0. \quad (5)$$

Then the kinematic and dynamical Euler equations appear as

$$\begin{cases} \omega_x = 0 \\ \omega_y = \dot{\gamma} \\ \omega_z = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} M_x = 0 \\ M_y = J_{yy}\dot{\omega}_y \\ M_z = 0 \end{cases} \quad (6)$$

Change to the dimensionless variables by the formulae:

$$\tau = \frac{t}{T}, \quad \tilde{\gamma} = \frac{\gamma - \gamma^0}{\gamma^1 - \gamma^0}, \quad \tilde{\omega}_y = \frac{T\omega_x}{\gamma^1 - \gamma^0}, \quad \tilde{M}_y = \frac{T^2 M_y}{J_{yy}(\gamma^1 - \gamma^0)}. \quad (7)$$

The dimensionless time τ derivative will be denoted with a point same as dimensional time t . Then the boundary conditions and differential equations can be rewritten as:

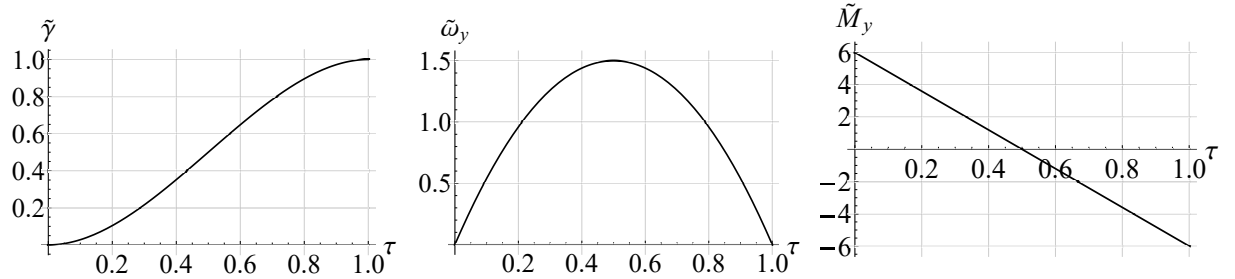
$$\tau \in [0, 1] \quad \begin{cases} \tilde{\gamma}(0) = 0 \\ \dot{\tilde{\gamma}}(0) = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} \tilde{\gamma}(1) = 1 \\ \dot{\tilde{\gamma}}(1) = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} \tilde{\omega}_y = \dot{\tilde{\gamma}} \\ \tilde{M}_y = \dot{\tilde{\omega}}_y \end{cases} \quad (8)$$

We use the Pontryagin maximum principle to find the optimal control. Consider the functional of the magnitude squared of the vector \vec{M} in the time interval t .

$$\int_0^T |\vec{M}|^2 dt = \int_0^T (M_x^2 + M_y^2 + M_z^2) dt = \int_0^T M_y^2 dt = \text{const} \cdot \int_0^1 \tilde{M}_y^2 d\tau. \quad (9)$$

This makes it possible to find the law of motion by the angle γ as a polynomial in τ of degree 3, and the control moment M_y – as a first degree polynomial in τ . This means that at the initial and terminal time moments we have a jump of M_y .

$$\tilde{\gamma}(\tau) = -2\tau^3 + 3\tau^2, \quad \tilde{\omega}_y(\tau) = -6\tau^2 + 6\tau, \quad \tilde{M}_y(\tau) = -12\tau + 6. \quad (10)$$



The minimization of the functional of the magnitude squared of the vector \vec{M} with the help of the methods of variational calculus gives an analogical result

$$\int_0^1 \ddot{\tilde{\gamma}}^2 d\tau \rightarrow \text{extr} \iff \frac{d^2}{d\tau^2} \frac{\partial}{\partial \ddot{\tilde{\gamma}}} \ddot{\tilde{\gamma}}^2 = 2\ddot{\tilde{\gamma}} = 0 \implies \tilde{\gamma} = C_3\tau^3 + C_2\tau^2 + C_1\tau + C_0, \quad (11)$$

but makes it possible to find the motion by all three angles simultaneously. In this case a jump of the control moment at the initial and terminal time moments remains.

We use the methods of variational calculus for the minimization of the functional of the magnitude squared of the vector \vec{M} to avoid the jumps of the control moment.

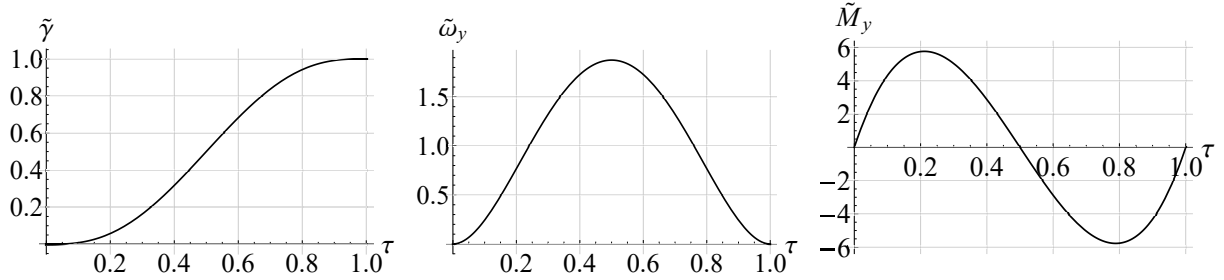
$$\int_0^1 \dot{\tilde{M}}_y^2 d\tau = \int_0^1 \dot{\tilde{\gamma}}^2 d\tau \rightarrow \text{extr} \iff \frac{d^3}{d\tau^3} \frac{\partial}{\partial \dot{\tilde{\gamma}}} \dot{\tilde{\gamma}}^2 = 0, \quad (12)$$

Then the roll angle $\tilde{\gamma}$ changes as a polynomial in τ , of degree 5

$$\tilde{\gamma} = C_5\tau^5 + C_4\tau^4 + C_3\tau^3 + C_2\tau^2 + C_1\tau + C_0. \quad (13)$$

This makes it possible to impose the additional conditions $\ddot{\gamma}(0) = 0$ and $\ddot{\gamma}(T) = 0$. As a result, we obtain the control moment with no jumps at the initial and terminal time moments.

$$\tilde{\gamma}(\tau) = 6\tau^5 - 15\tau^4 + 10\tau^3, \quad \tilde{\omega}_y(\tau) = 30\tau^4 - 60\tau^3 + 30\tau^2, \quad \tilde{M}_y(\tau) = 120\tau^3 - 180\tau^2 + 60\tau. \quad (14)$$



If one considers also possible to vary the angles ψ and θ additionally, this makes it possible to find the control moments for the general case, but for this purpose one needs to solve numerically a system of three high-order differential equations.

The three angles orientation

In the previous point yaw and pitch angles were fixed to obtain an analytical solutions. In the case of three-angle rotation minimization should be carried out numerically. Let's consider the example of solving a specific problem:

$$J_{xx} = 5 \quad J_{yy} = 4 \quad J_{zz} = 6 \quad T = 1$$

$$\begin{cases} \psi(0) = \pi/16 \\ \theta(0) = \pi/8 \\ \gamma(0) = \pi/4 \end{cases} \quad \begin{cases} \psi(1) = \pi/8 \\ \theta(1) = \pi/4 \\ \gamma(1) = \pi/16 \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{\psi}(0) = 0 \\ \dot{\theta}(0) = 0 \\ \dot{\gamma}(0) = 0 \end{cases} \quad \begin{cases} \dot{\psi}(1) = 0 \\ \dot{\theta}(1) = 0 \\ \dot{\gamma}(1) = 0 \end{cases} \quad (15)$$

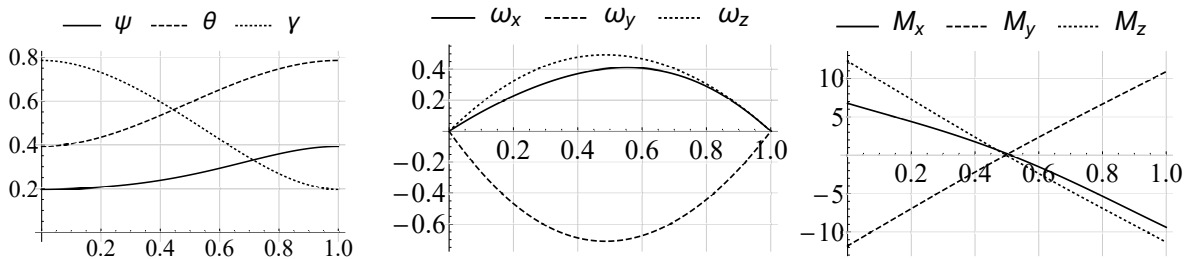
At first, let's minimize the functional of the magnitude squared of the vector \vec{M} in the time interval t . To do this, let's use the dynamic and kinematic Euler equations to obtain an integrand expression depending on the angles and their time derivatives:

$$\int_0^1 |\vec{M}|^2 dt = \int_0^1 (M_x^2 + M_y^2 + M_z^2) dt = \int_0^1 L(\psi, \theta, \gamma, \dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\gamma}, \ddot{\psi}, \ddot{\theta}, \ddot{\gamma}) dt \rightarrow \text{extr.} \quad (16)$$

Next, let's write down the necessary conditions of the extremum (three Euler equations)

$$\begin{cases} \frac{\partial L}{\partial \psi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\psi}} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \theta} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\theta}} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \gamma} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\gamma}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\gamma}} = 0 \end{cases} \quad (17)$$

The resulting system of three differential equations of the fourth order can be numerically solved. The solution is presented on the figures.



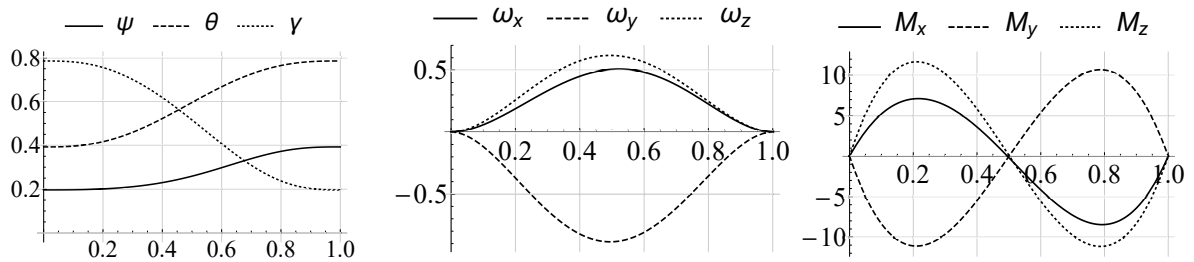
Now, let's the functional of the magnitude squared of the vector \vec{M} .

$$\int_0^1 |\dot{\vec{M}}|^2 dt = \int_0^1 (\dot{M}_x^2 + \dot{M}_y^2 + \dot{M}_z^2) dt = \int_0^1 L(\psi, \theta, \gamma, \dot{\psi}, \dot{\theta}, \dot{\gamma}, \ddot{\psi}, \ddot{\theta}, \ddot{\gamma}, \dot{\ddot{\psi}}, \dot{\ddot{\theta}}, \dot{\ddot{\gamma}}) dt \rightarrow \text{extr.} \quad (18)$$

To do this, let's solve a system of differential equations.

$$\begin{cases} \frac{\partial L}{\partial \psi} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\psi}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\psi}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial L}{\partial \dot{\ddot{\psi}}} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \theta} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\theta}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial L}{\partial \dot{\ddot{\theta}}} = 0 \\ \frac{\partial L}{\partial \gamma} - \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{\gamma}} + \frac{d^2}{dt^2} \frac{\partial L}{\partial \ddot{\gamma}} - \frac{d^3}{dt^3} \frac{\partial L}{\partial \dot{\ddot{\gamma}}} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

The numerical solution is presented on the figures.



Conclusion

The paper presents the determination of the control moment \vec{M} for the rotation of a rigid solid by one or several angles and the possibility of eliminating the jumps of the control moment at the initial and terminal instants of motion.

References

- [1] *Polyakhov N.N., Zegzhda S.A., Yushkov M.P.* Theoretical Mechanics (in Russian). Moscow: Urait, 2015.
- [2] *Petrov Yu.P.* Variational methods of optimal control theory (in Russian). Leningrad: Energiya, 1977.
- [3] *Krasovskiy N.N.* The motion control theory (in Russian). Moscow: Nauka, 1968.
- [4] *Zubov V.I.* Lectures on control theory (in Russian). Saint Petersburg: Lan, 2009.
- [5] *Soltakhanov Sh.Kh., Yushkov M.P., Zegzhda S.A.* Mechanics of non-holonomic systems. A new class of control systems. Berlin-Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.

Damping the oscillation of a load carried by a bridge crane with the help of the control by the carrier acceleration

Stud. Timofei Shugailo ¹⁾, Prof. Shervani Soltakhanov ²⁾, Prof. Mikhail Yushkov ³⁾

¹⁾ Saint Petersburg State University, Russia, shugaylotis@gmail.com

²⁾ Chechen State University, Russia, soltakhanov@yandex.ru

³⁾ Saint Petersburg State University, Russia, yushkovmp@mail.ru

Abstract

The problem of damping the oscillation of a transport box carried by a bridge crane is considered, the crane moving along the rails and the trolley moving along the bridge of the crane. The acceleration of a carrier (a crane or a trolley) that provides damping the oscillation of a transport box at the end of motion is found. The control force applied to the carrier is determined by the acceleration obtained.

Keywords: control theory, Pontryagin maximum principle, generalized Gauss principle, nonholonomic mechanics, vibrations damping

1. Introduction

The rapid growth in the need for cargo transportation has become the reason that today there is an acute shortage of loading capacities everywhere. The growth in cargo turnover actually corresponds to the increase in the handling capacities of transport hubs. At the same time, about 20% of the time of unloading loading processes is spent on waiting for the completion of load swinging, which naturally occurs as a result of transient processes of acceleration and braking. An urgent task is the development of methods and systems of automatic damping with a low implementation cost, having a minimal impact on reliability, capable of functioning smoothly in a wide range of climatic conditions.

The purpose of the work is to analyze the methods of damping the swings by determining the form of the control signal over the entire period of cargo transportation and developing an algorithm for finding such a control. The paper considers two possible approaches, the classic one using the Pontryagin maximum principle [1] and the new one based on higher-order nonholonomic mechanics [2] using the generalized Gauss principle [3]. Both approaches provide sway damping when moving by a gantry crane from one point of the work area to another in a given time interval.

2. Formulation of the problem

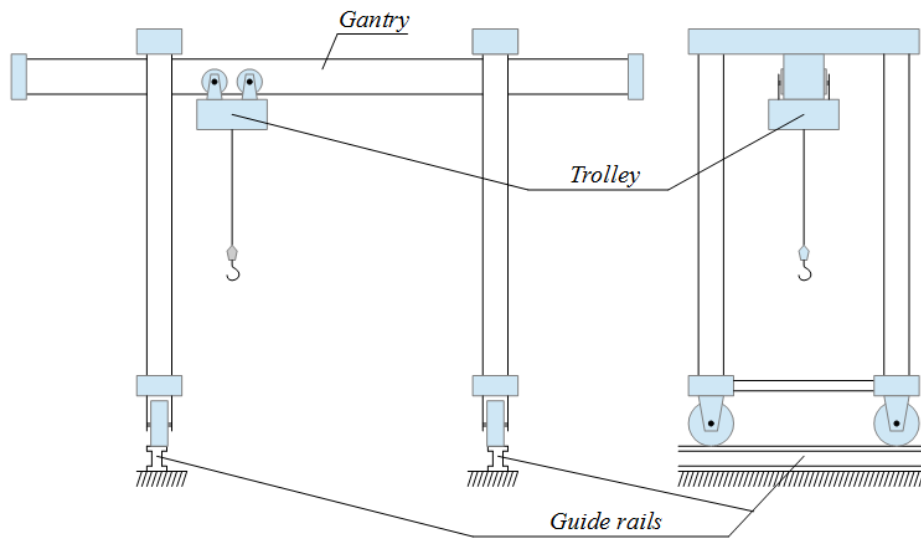


Figure 1: Typical gantry crane design

To better understand the mathematical essence of the problem under consideration, we consider a typical scheme of a portal crane (Fig. 1). The design of this type of device provides for the motion of cargo along three mutually perpendicular axes: vertically, along the crane bridge and along the guide rails. In this case, the motion along the crane bridge is carried out by moving the carriage mounted on it, and the motion along the guide rails is carried out by moving the entire crane structure.

2.1 Mathematical model of the system

Let us consider in detail the main stage of transportation, because it is that which is associated with the process of damping the oscillations of the cargo, the effectiveness of which affects the speed of the work cycle in the greatest way. So, suppose that the load is fixed on a cable and raised to the height for transportation. It is required to transfer the load to the specified location exactly above the point of the destination.

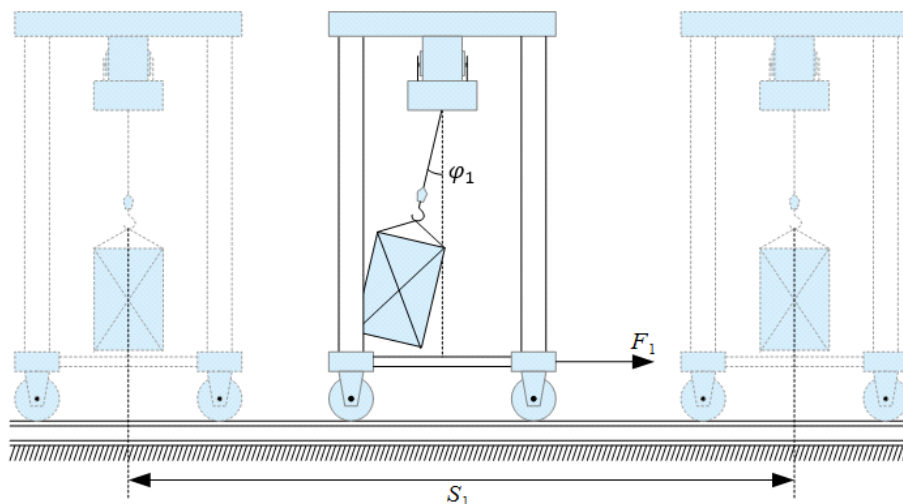


Figure 2: Motion of the crane along the rails

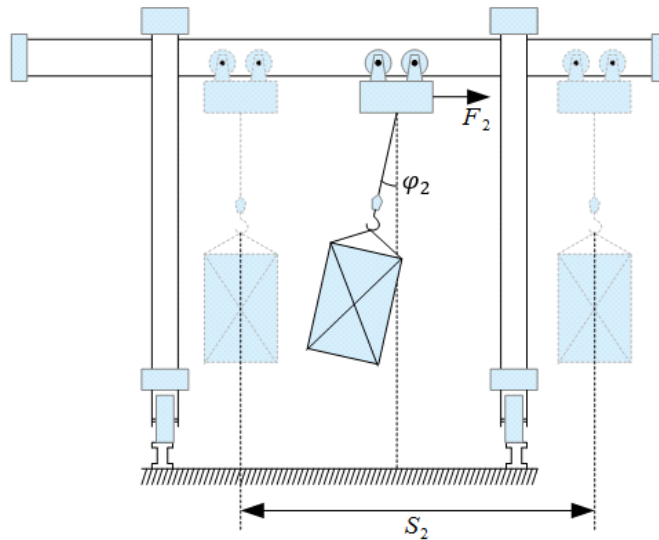


Figure 3: Motion of the cart along the crane bridge

We divide the task of transferring cargo into two subtasks. First, move the crane along the guide rails, so that the crane bridge is above the destination (Fig. 2). After that, we will transfer the loading carriage along the crane bridge (Fig. 3).

2.2 Equations of motion

In this case, each of the stages of motion is carried out in a plane, so the gantry crane and the loading carriage are a pendulum with a mass of m_1 (cargo mass) with a suspension point a mass of m (crane mass or the mass of the loading carriage) with moving in horizontal direction (Fig. 4). The length of the pendulum l is accordingly the length of the cable on which the load is fixed.

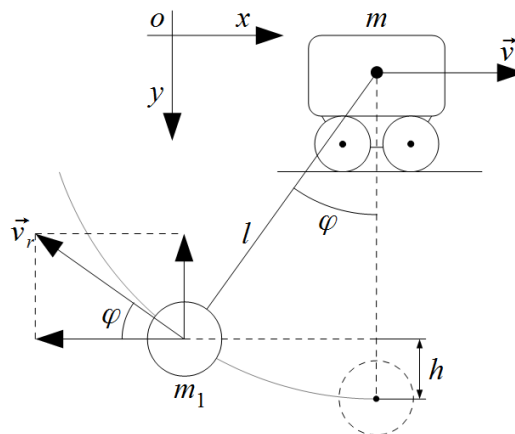


Figure 4: Mechanical model of the system

The total kinetic energy of the system consists of the kinetic energy of the cart and the kinetic energy of the oscillating load

$$U_T = \frac{m\dot{x}^2}{2}, \quad U_C = \frac{m_1\dot{r}_c^2}{2},$$

where $\vec{r}_c = (x - l \sin \varphi, -l \cos \varphi)$ is the position vector of the pendulum in the Cartesian coordinate system (x, y) (Fig. 4). The potential energy of the pendulum in the accepted coordinates is $V = m_1 l g (1 - \cos \varphi)$. As a result, we obtain the Lagrangian of the system in the form

$$L = U_T + U_C - V + Fx = \frac{m\dot{x}^2}{2} + \frac{m_1(l^2\dot{\varphi}^2 \sin^2 \varphi - (\dot{x} + l\dot{\varphi} \cos \varphi)^2)}{2} - m_1lg(1 - \cos \varphi) + Fx.$$

We construct on its basis the equations of motion using the Lagrange equations of the second kind [4]

$$\begin{cases} m\ddot{x} + m_1\ddot{x} - m_1l\ddot{\varphi} \cos \varphi + m_1l\dot{\varphi}^2 \sin \varphi = F, \\ -m_1l\ddot{x} \cos \varphi + m_1l^2\ddot{\varphi} + m_1lg \sin \varphi = 0. \end{cases}$$

Assuming that the deviation of the pendulum from the vertical axis is small, we construct a linearized system of equations of motion; for this, we expand the resulting Lagrangian in a Taylor series up to second-order terms:

$$L_2 = \frac{M}{2}\dot{x}^2 + \frac{l^2m_1}{2}\dot{\varphi}^2 - \frac{glm_1}{2}\varphi^2 + lm_1\dot{x}\dot{\varphi} + Fx.$$

In this case, the system of equations will take a linear form

$$\begin{cases} M\ddot{x} - ml\ddot{\varphi} = F, \\ \ddot{x} = l\ddot{\varphi} + g\varphi, \end{cases} \quad (1)$$

here $M = m + m_1$.

To control the system by directly setting the acceleration of the pendulum attachment point, the first equation of the linear system (1) must be replaced by $\ddot{x} = a$. As a result, we obtain the system

$$\begin{cases} \ddot{x} = a, \\ \ddot{x} = l\ddot{\varphi} + g\varphi. \end{cases} \quad (2)$$

In this case, the transition from the found acceleration back to the control force is carried out using the formula $F = Ma - ml\varphi$.

2.3 Conditions at the ends of motion

We write down the conditions at the ends of the motion in a general form. Suppose that at the initial moment at $t = t_0$ the system was in some initial phase state, and it is required to transfer it to some final phase state by the time $t = t_1$. Then the conditions at the ends of the motion can be written as

$$\begin{aligned} x(t_0) = x_0, \quad \dot{x}(t_0) = v_0, \quad \varphi(t_0) = \varphi_0, \quad \dot{\varphi}(t_0) = \omega_0, \\ x(t_1) = x_1, \quad \dot{x}(t_1) = v_1, \quad \varphi(t_1) = \varphi_1, \quad \dot{\varphi}(t_1) = \omega_1. \end{aligned} \quad (3)$$

here x_0 and v_0 mean the position and speed of the trolley at the initial moment $t = t_0$, and φ_0 and ω_0 are the initial deviations of the pendulum from its lowest position and the angular velocity (in our case, clockwise), $x_1, v_1, \varphi_1, \omega_1$ are similar quantities at the end of the motion at time $t = t_1$.

The values $x_\sigma, v_\sigma, \varphi_\sigma, \omega_\sigma, \sigma = \overline{1..2}$ are selected based on the requirements imposed on the motion process. In our case, at the initial moment, the system is at rest and at the end of the motion, the system must assume a state of rest with motion by a distance S , therefore, the boundary conditions (3) will take the form

$$\begin{aligned} x(0) = 0, \quad \dot{x}(0) = 0, \quad \varphi(0) = 0, \quad \dot{\varphi}(0) = 0, \\ x(t_1) = S, \quad \dot{x}(t_1) = 0, \quad \varphi(t_1) = 0, \quad \dot{\varphi}(t_1) = 0. \end{aligned} \quad (4)$$

3. Determining the form of control action

First of all, we note that in the system of differential equations (2) there are only two equations in the presence of three unknown functions $x(t), \varphi(t)$ and $a(t)$, which makes it underdetermined. This gives us some freedom in choosing the type of control effort. It is advisable to choose $a(t)$ in accordance with the requirement to optimize some essential criterion imposed on the system for reasons of increasing the efficiency of its operation. Such a

criterion in control problems may be, for example, minimizing fuel consumption or maximizing the smoothness of its motion.

3.1 Applying Pontryagin maximum principle

When solving such control problems in monograph [5], the optimality criterion imposed on the control is specified in the form of the minimum functional

$$J = \int_0^{t_1} a^2(t) dt. \quad (5)$$

To solve the stated variational problem (2), (5) the widely used method is applied using the Pontryagin maximum principle [1]. First of all, we need to write system (2) in the form of a system of equations of the first order

$$\begin{aligned} \dot{q}_1 &= q_2, & \dot{q}_2 &= a, & \dot{q}_3 &= q_4, & \dot{q}_4 &= \frac{a}{l} - \frac{g}{l} q_3, \\ q_1 &= x, & q_2 &= \varphi. \end{aligned}$$

The system of differential equations

$$\dot{\lambda}_k = -\frac{\partial H}{\partial q_k}, \quad \frac{\partial H}{\partial a} = 0, \quad k = \overline{1..6},$$

is arising when solving the variational minimization problem, here $H = a^2 + \sum_{k=1}^{2s} \lambda_k \dot{q}_k$ called the Hamilton function (for similar properties with the Hamilton function from the classical theory). In our case these equations have a form

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_1 &= 0, & \dot{\lambda}_2 &= -\lambda_1, & \dot{\lambda}_3 &= \lambda_4, & \dot{\lambda}_4 &= -\lambda_3, \\ & & & & & & & 2a + \lambda_2 + \lambda_4 = 0. \end{aligned} \quad (6)$$

The general solution of equations (6) gives the form of control in solving the optimal control problem by the Pontryagin method

$$a = D_1 + D_2 t + D_3 \sin t + D_4 \cos t. \quad (7)$$

3.2 Solving by the help of generalized Gauss principle

System (6) can be written as one fourth-order differential equation with respect to a

$$a^{(4)} + \ddot{a} = 0. \quad (8)$$

After substituting here, the expressions for a from (2), we obtain a sixth order equation with respect to x

$$x^{(6)} + x^{(4)} = 0.$$

Thus, the control obtained by applying the Pontryagin maximum principle while minimizing functional (5) is a sixth-order nonholonomic constraint reaction that is continuously performed throughout the entire period of motion. As was described in detail in the monograph [6], if a nonholonomic constraints of a high-order is imposed on the system, the generalized Gauss principle is fulfilled, which allows us to apply the theory of motion of mechanical systems with nonholonomic high-order constraints instead of the Pontryagin maximum principle to solve the problem posed.

A detailed description of the process of obtaining the form of control action based on the generalized Gauss principle has been considered previously [7]. The main result of this approach is that the control action can be sought in the form of a polynomial

$$a(t) = D_1 + D_2t + D_3t^2 + D_4t^3. \quad (9)$$

4. Numerical solutions

We now turn to numerical calculations, as an example, take the technical characteristics of the real model of crane, in our case is a KKS-32 crane (Fig. 5). Due to the fact that the automatic damping of load swings is a fairly recent trend, at the moment in the general fleet of loading devices there is a significant proportion of such units, absolutely devoid of any means of automatic damping of vibrations. In addition, to this day, most of the cranes of this design are supplied to the market in the absence of automated damping, which makes this crane an attractive target for our research and numerical calculations.

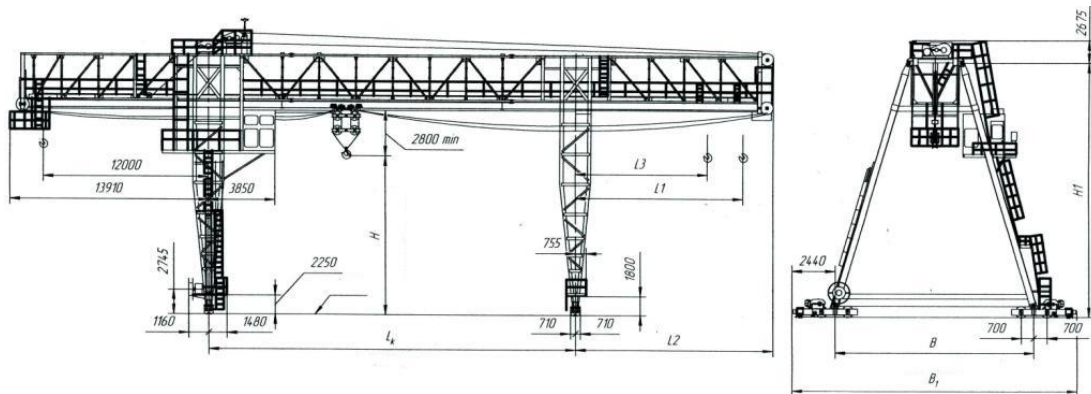


Figure 5: The design scheme of the KKS-32

Let's list the most important for us technical characteristics of this device in the table

Table 1: Specifications of the KKS-32

Specification	Crane	Loading carriage
Weight of a moving structure (kg)	94000	8000
Maximum speed ($v_{max}, m/s$)	0.61	0.61
Force of drive devices (kN)	40	8
Maximum load lifting height (m)	12	
Crane bridge length (m)	42	

Suppose we need to move a mass $m_1 = 14000kg$, and the suspension length will be considered equal to $l = 9m$.

4.1 Motion of the whole crane construction along the guide rails

For example, let us set ourselves the goal of moving the load on the $S = 80m$ along the rails. As mentioned earlier, the conditions at the ends of the motion have the form (4). Additionally, time of the duration of the motion t_1 should be discussed. It is clear that $t_1 \geq S/v_{max}$, $\sigma = 1..2$. However, $t_1 \neq S/v_{max}$, since the maximum velocity cannot be reached instantly at the moment of the start of motion. Furthermore, additional maneuvering time is required quenching of the swings. By selecting t_1 , it was found that the duration of the motion allowed by the maximum speed limit $v_{max} = 0.61m/s$ is $t_1 = 200s$ when solving the problem by the classical method and $t_1 = 245s$ when solving the problem using generalized Gauss principle.

Let's analyze the obtained form of solutions presented on the graphs (Fig. 6) (the blue line represents the solution of the Pontryagin maximum principle, the red line represents generalized Gauss principle).

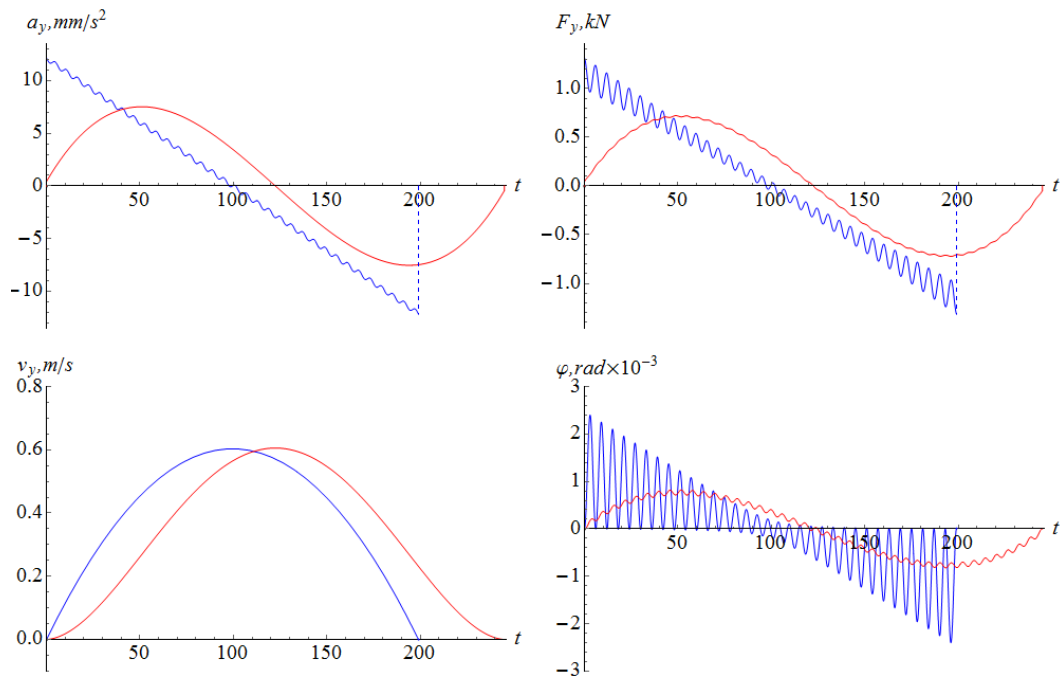


Figure 6: Crane motion along the guide rails

As can be seen in the graphs (Fig. 6), for a long time of motion in a solution by the Pontryagin method, the system experiences complex oscillatory processes of high intensity, which is natural, since the type of control obtained by this method contains terms acting on the system with its natural frequency. In addition, the control obtained by the classical method has a much more complex form. This complicates its implementation in practice, which is significant, since an impact containing the system's own harmonics, even in the case of a slight error in the implementation of control, can introduce the system into resonance, and this, in turn, will lead to disaster. The solution obtained by the Gauss method has a polynomial form and from this point of view looks more reliable. The list of advantages of the new method includes the fact that the control obtained by this method during long motion begins with a smooth increase in the control signal, while the control obtained by applying the Pontryagin maximum principle has a sharp jump at the beginning and end of the motion.

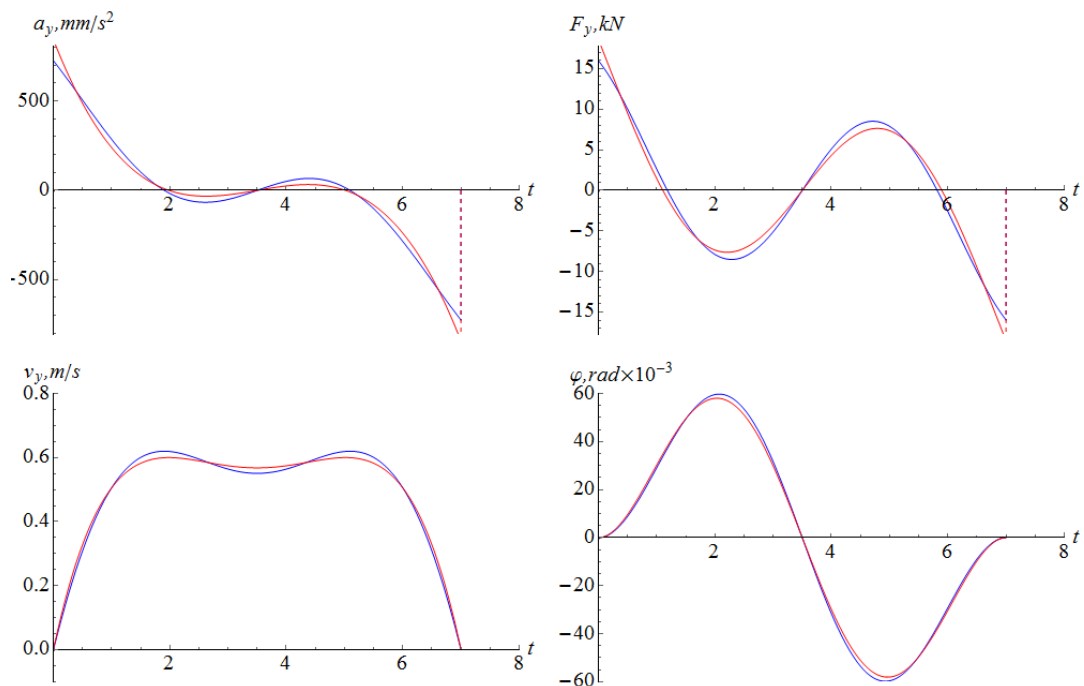


Figure 7: Carriage motion along the crane bridge

4.2 Motion of the loading carriage along the crane bridge

As we did before, when calculating the motion of the entire crane structure, to move the loading carriage to a distance of $S = 3.5m$, we find the travel time of $t_1 = 7s$ and use the boundary conditions (4). Calculating results represented on graphs (Fig. 7). As can be seen, the solutions by the Pontryagin method and the Gauss method increasingly converging with a decrease in the time interval allotted to the system to achieve desired phase state, which very clearly illustrates their close relationship, despite the fundamental differences between these approaches.

Bibliography

- [1] Pontryagin L.S.; Boltyanskii V.G.; Gamkrelidze R.V.; Mishchenko E.F.: The mathematical theory of optimal processes, Inc. NewYork–London, Interscience Publishers John Wiley and Sons, 1962
- [2] Zegzhda S.A.; Soltakhanov Sh.Kh.; Yushkov M. P.: Nonholonomic mechanics: theory and application, Moscow, Fizmatlit, 2009 (in Russian)
- [3] Polyakhov N.N.; Zegzhda S.A.; Yushkov M.P.: Generalization of the Gauss principle to the case of nonholonomic high-order systems, Doklady AN SSSR 269(6), 1983, P. 1328–1330 (in Russian)
- [4] Polyakhov N.N.; Zegzhda S. A.; Yushkov M. P.: Theoretical mechanics, Moscow, Vysshaya shkola, 2000 (in Russian)
- [5] Chernousko F.L.; Akulenko D.; Sokolov B.N.: Control of oscillations, Moscow, Nauka, 1980 (in Russian)
- [6] Zegzhda S. A.; Soltakhanov Sh. Kh.; Yushkov M. P.: Mechanics of non-holonomic systems. A New Class of control systems, Berlin, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009
- [7] Shugailo T. S.; Yushkov M. P.: Motion control of gantry crane with container, The Eighth Polyakhov's Reading: Proceedings of the International Scientific Conference on Mechanics 1959(1), 2018, P. 030021

Low cost artificial cortex phantom for the early-stage evaluation of microelectrode arrays

Sanchit Rathi¹⁾, Martin Deckert²⁾, Dr. Michael Lippert³⁾, Prof. Dr. Frank W. Ohl⁴⁾, Prof. Dr. Michael Brosch⁵⁾, Prof. Dr. Bertram Schmidt⁶⁾

¹⁾ Lehrstuhl für Mikrosystemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Sanchit.Rathi@st.ovgu.de

²⁾ Lehrstuhl für Mikrosystemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Martin.Deckert@ovgu.de

³⁾ Abteilung Systemphysiologie, Leibniz-Institut für Neurobiologie, Magdeburg, Deutschland, Michael.Lippert@lin-magdeburg.de

⁴⁾ Abteilung Systemphysiologie, Leibniz-Institut für Neurobiologie, Magdeburg, Deutschland, Frank.Ohl@lin-magdeburg.de

⁵⁾ Speziallabor Primatenneurobiologie, Leibniz-Institut für Neurobiologie, Magdeburg, Deutschland, Michael.Brosch@lin-magdeburg.de

⁶⁾ Lehrstuhl für Mikrosystemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, Bertram.Schmidt@ovgu.de

Abstract

In accordance with the 3R-principle, animal experiments must be refined constantly and should be limited to cases in which they cannot be replaced yet. While many stages of the testing process do indeed require a functional brain to test electrode characteristics, this is not the case for all evaluation parameters. Currently, the early-stage (development phase) characterization of epicortical microelectrode arrays (MEA) is typically done in live animals by the experienced neuroscientists. There is a great scope of reducing the need for animal testing at this step while improving the overall quality of fabricated MEA by using tissue substitutes, which can mimic the optical and electrical properties of the brain. Here we describe a phantom mimicking the optical and electrical properties of the neocortex for such cases. The phantom consists of a mixture of 1.5% agarose gel with 1% intralipid in 0.45% NaCl (saline) molded into the shape of the large animal brain. The phantom can be used to test the impedance characteristics of microelectrode arrays, resistance to electrical stimulation or thermal characterization of active electronic devices in microelectrode arrays, such as LEDs. Agarose is a durable, easily available and affordable base material for phantom fabrication. The agarose, lipid and salt concentration were chosen to approximate the optical and electrical properties of the brain. In summary, the developed cortex phantom is an effective tool for the engineers with no access to living brain tissue to get a basic understanding of the electrical, optical and physical characteristics of the target brain region, where the fabricated MEA will be used.

Keywords: Brain cortex phantom, artificial brain cortex, microelectrode arrays testing

1. Introduction

Current advancements in the field of neuroscientific research bank heavily on the results obtained from the research involving animal subjects. Although the importance of performing functionality assessment tests on the animal subject is indubitable, the stringent legal and financial challenges associated with such experiments hinders the researchers belonging to the engineering domain from accessing the target brain regions where their product is intended to be used. The aim of this work was to investigate, test and characterise a low-cost artificial brain cortex phantom for the early-stage evaluation of microelectrode arrays.

1.1 Properties of brain cortex tissue

Biological tissues are optically inhomogeneous and anisotropic in nature, thus their interaction with light is a complex phenomenon. For the simplicity of modelling two major interactions: absorption and scattering were considered in this work [1]. Spectrophotometry using Nano Drop 1000TM spectrophotometer was performed on a rat brain cortex under laboratory conditions, puts the absorbance in the range of 15-32.5 cm⁻¹ for a wavelength of 425nm and approximately 15-27.5 cm⁻¹ for the wavelength 525nm. As per the available literature, the electrical conductivity of mammalian brain cortex ranges from 0.3-0.6 S/m in different species and study model [2, 3, 4, 5]

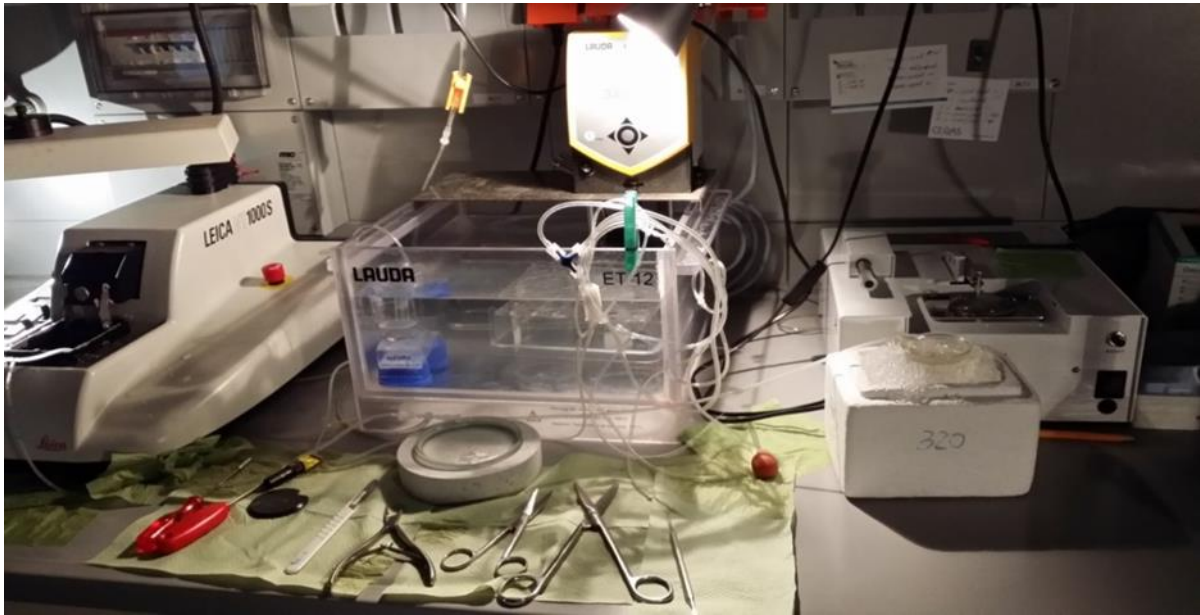


Figure 1: Experimental setup to extract the rat brain cortex

2. Development of the phantom

The phantom development, explained in detail in one of the group's previous work [6] was carried out using agarose gel powder (A9414 from Sigma Aldrich) as the base material due cost effectiveness, ease of availability and a low gelling temperature of 40°C. Electrical and optical properties were achieved using appropriate quantity of the saline (Braun 0.9% NaCl™) and Intralipid solution (Sigma Aldrich) respectively. Table 1 provides an overview of agarose gel's characteristics and Table 2 lists the conductivity of saline solution with respect to concentration.

Table 1: Comparison of pure agarose gel to the animal brain tissue [7, 8]

Properties	Agarose gel	Animal brain tissue
Material	Poroelastic	Poroelastic
Homogeneity	Homogeneous	Inhomogeneous
Isotropy	Isotropic	Anisotropic
Opacity	Transparent	Opaque
Availability	Abundant and unrestricted	Controlled and limited

Table 2: Conductivity of saline solution with respect to concentration [9]

Conductivity at 0 Hz [S/m]	NaCl concentration [in %]
0.16	0.1% NaCl
0.32	0.2% NaCl
0.79	0.5% NaCl
1.73	1% NaCl

3. Phantom testing

3.1 Mechanical/Surface topography testing

The ability of the developed phantom to mimic the surface profile of the animal brain cortex enables the technicians to replicate various aspects taking place at the MEA-Tissue interface such as – Surface adhesion, folding of the MEA foil, wear and tear at the electrode sites under long term usage, flexibility of MEA, effective charge transfer etc.

Figure 2 shows the striking similarity in the MEA-Phantom and MEA-Tissue interaction in terms of surface adhesion

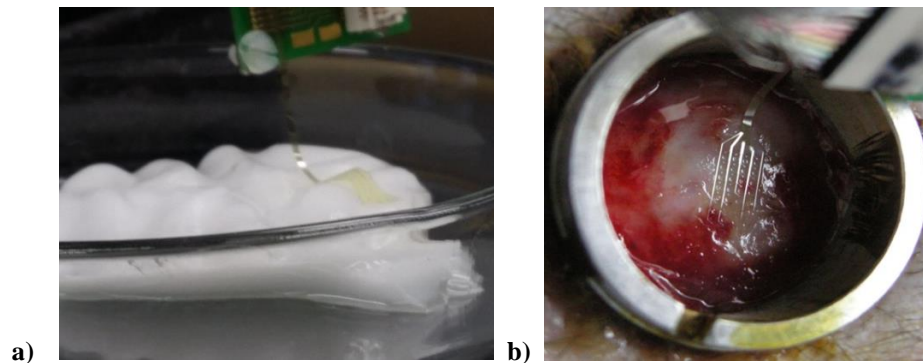


Figure 2: Mechanical test – (a) MEA on top of the cortex phantom [6] and (b) MEA on top of the macaque's dura

3.2 Electrical characterization

The agarose gel phantom with appropriate quantity of Saline provides a simplified life like model to test the electrical behaviour of the developed MEAs as well as the effects of long-term implantation on the functional characteristics of the MEA. Figure 3 gives as an example, the impedance spectroscopy plot for a MEA measured with 0.9% saline providing the conductive medium.

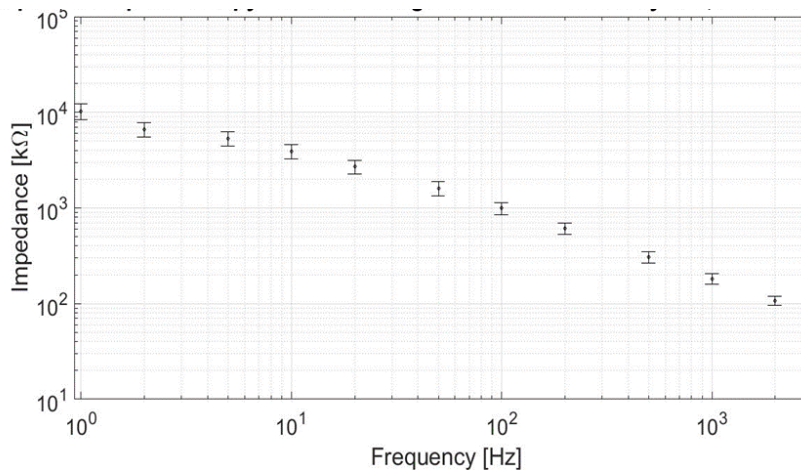


Figure 3: Electrical characterization - Impedance spectroscopy results of an ECoG-MEA

3.3 Suitability for optrode testing

With the development of state of the art optrode, a 3D-capable μ ECoG array for simultaneous electrophysiological recording and optical stimulation in rodents at the Institute of Micro and Sensor Systems of Otto-von-Guericke University of Magdeburg together with Leibniz Institute for Neurobiology Magdeburg [10], there was a need to develop an inhouse low cost Optrodes testing setup. The agarose gel phantom with Intralipid and saline provided

an ideal setting for early stage testing of the optrodes. Figure 4 shows the functional demonstration of an optrode being tested on the phantom as well as on the rodent's cerebral cortex.

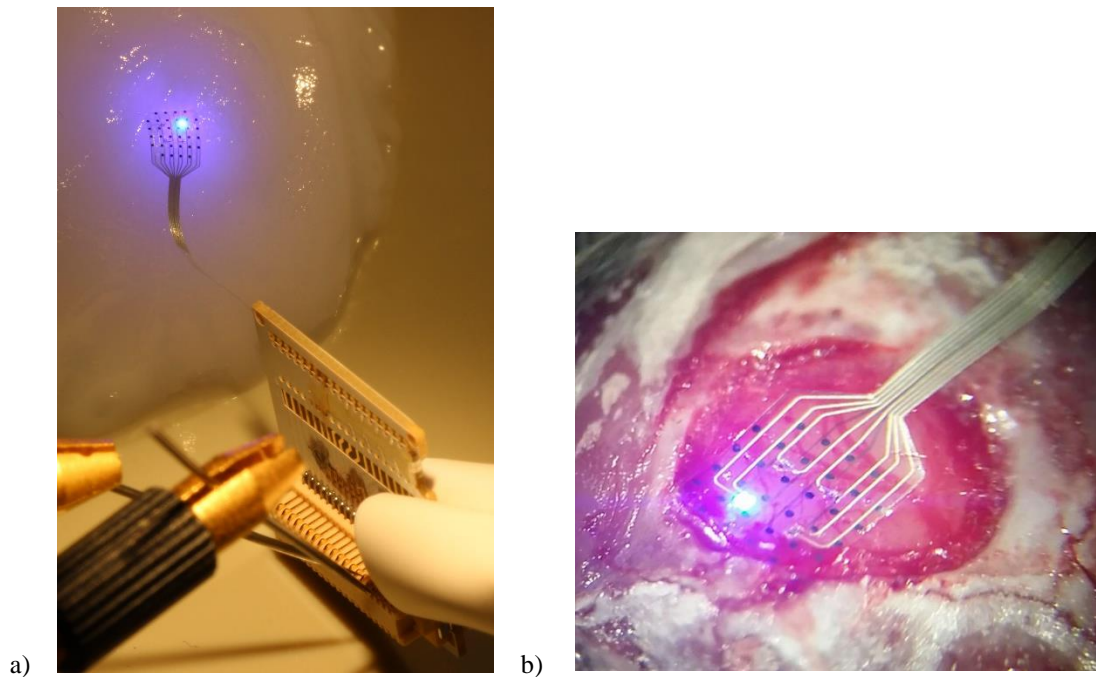


Figure 4: Optical test - (a) Functional demonstration of an optrode (CortiGrid) on the agar brain phantom and (b) CortiGrid on top of a rodent's brain [10]

4. Conclusion

In summary, though the MEA testing process will indeed require a functional brain to test electrode characteristics, the developed phantom can be used to test the impedance characteristics of microelectrode arrays, resistance to electrical stimulation or thermal characterization of active electronic devices in microelectrode arrays, such as LEDs thereby significantly reducing the dependence on animal testing. Going forward the group plans to add thermal and optical sensors at varying depths to study the penetration as well as the distribution of light and the heat generated by the optrodes in the tissue.

Acknowledgements

This work is funded by the Federal Ministry of Education and Research within the framework of the research campus STIMULATE under the grant number '13GW0095A'.

References

- [1] Jacques, S. L.: Corrigendum: Optical properties of biological tissues: a review. *Physics in Medicine and Biology* 58 (2013) 14, S. 5007–5008
- [2] Elbohouty, M., Wilson, M. T., Voss, L. J., Steyn-Ross, D. A. u. Hunt, L. A.: In vitro electrical conductivity of seizing and non-seizing mouse brain slices at 10 kHz. *Physics in Medicine and Biology* 58 (2013) 11, S. 3599–3613
- [3] Goncalves, S. I., Munck, J. C. de, Verbunt, J.P.A., Bijma, F., Heethaar, R. M. u. Lopes da Silva, F.: In vivo measurement of the brain and skull resistivities using an eit-based method and realistic models for the head. *IEEE Transactions on Biomedical Engineering* 50 (2003) 6, S. 754–767
- [4] Logothetis, N. K., Kayser, C. u. Oeltermann, A.: In vivo measurement of cortical impedance spectrum in monkeys: implications for signal propagation. *Neuron* 55 (2007) 5, S. 809–823
- [5] MORTIMER, T. u. GRILL, W. M.: Electrical properties of implant encapsulation tissue (1994)

- [6] Rathi, S., Deckert, M. u. Schmidt, B.: Design and development of Brain cortex phantom for characterization and evaluation of microelectrode arrays. *International Journal of Applied Engineering Research* 14 (2019) 2
- [7] Chen, Z.-J., Broaddus, W. C., Viswanathan, R. R., Raghavan, R. u. Gillies, G. T.: Intraparenchymal drug delivery via positive-pressure infusion: experimental and modeling studies of poroelasticity in brain phantom gels. *IEEE transactions on bio-medical engineering* 49 (2002) 2, S. 85–96
- [8] Chen, Z.-J., Gillies, G. T., Broaddus, W. C., Prabhu, S. S., Fillmore, H., Mitchell, R. M., Corwin, F. D. u. Fatouros, P. P.: A realistic brain tissue phantom for intraparenchymal infusion studies. *Journal of neurosurgery* 101 (2004) 2, S. 314–322
- [9] Solazzo, S. A., Liu, Z., Lobo, S. M., Ahmed, M., Hines-Peralta, A. U., Lenkinski, R. E. u. Goldberg, S. N.: Radiofrequency ablation: importance of background tissue electrical conductivity--an agar phantom and computer modeling study. *Radiology* 236 (2005) 2, S. 495–502
- [10] Martin, D., Michael, L., Kentaroh, T., Andreas, B., Sanchit, R., Bertram, S. u. Frank, O.: A 3D-Capable, Flexible, Hybrid ECoG Optrode. *Frontiers in Neuroscience* 10 (2016)

The Laser as the right Tool for E-Drive Production – Self-Controlled Copper Welding Process for Hairpin-Type E-Drives as Enabler for Mass Production

B.Eng./IWE Matthias Beranek ¹⁾, Dipl.-Ing. Oliver Bocksrocker ²⁾

¹⁾ Industry Management Powertrain, TRUMPF Laser- und Systemtechnik GmbH, Ditzingen, Matthias.Beranek@trumpf.com

²⁾ R&D Laser Application, TRUMPF Laser- und Systemtechnik GmbH, Ditzingen, Oliver.Bocksrocker@trumpf.com

Zusammenfassung

Mit der Weiterentwicklung elektrifizierter Antriebsstränge von Automobilen und Nutzfahrzeugen halten neue Produkt- und Fertigungskonzepte Einzug bei den Herstellern. Eines der neuen Produkte ist der hairpinbasierte Stator für Traktionsmaschinen. Damit können alle Typen der Elektrifizierung von P0 bis P4 und damit von der Mild- bis zur Vollelektrifizierung abgedeckt werden.

Ein ganz wesentliches und vielseitiges Werkzeug für die Fügeoperationen an verschiedenen Bauteilen des Hairpin Elektromotors ist der Laser.

Er findet seinen Einsatz bei den Schweißverbindungen der Leistungselektronik, den Motorgehäusen, den Statorblechen, der Rotorwelle und der Hairpin- sowie Stromschienenkontaktierung.

Für das Schweißen der hoch- und höchstfesten Stähle der Rotorwelle hat TRUMPF das „Modulierte Laserschweißen“ entwickelt. Es löst das Problem der Schweißnahttrissanfälligkeit solcher Werkstoffe durch eine eigens angepasste Methode des Energieeintrages in das Bauteil vollständig und ermöglicht damit den Einsatz anforderungsgerechter Werkstoffe im Elektromotor.

Bei der Hairpinkontaktierung kommen ein abgestimmtes Lasersystem bestehend aus Kurzpulslasern für die Abisolierung der Kupferdrähte zur Schweißvorbereitung, sowie ein Hochleistungslaser mit integrierter, selbstregelnder Qualitätssicherungssensorik zum Einsatz.

Zur Einhaltung der Herstellerspezifikationen hinsichtlich der Fügequalität an den Kupferverbindungen, so z.B. Spritzerbildung, Porenbildung sowie dem zu erzielenden Anbindungsquerschnitt, wurde „Bright Line Weld“, ein Multi-Spot-Laserverfahren, an die spezielle Prozessführung für die Schweißverbindungen angepasst. Dies ermöglicht dem Anwender eine bisher unerreichte Skalier- und Einstellbarkeit zur Optimierung der Verbindungsqualität.

Schlüsselwörter: Hairpin, Formstab, Traktion, Kupferschweißen, Laser, Laserschweißen, Laserreinigen, Kontaktierung, Qualitätssicherung, Traction, Copper Welding, Laser Welding, Laser Cleaning, Contacting, Quality Assurance, Multi Spot

1. Introduction

The course set for upcoming drivetrain generations is that they are going to be all electric. They have to meet both worldwide regulation policy goals for greenhouse gas emissions as well as providing a fun to drive experience for car owners. In other words they have to provide highest efficiency and maximum power delivery at the same time. In order to realize these goals throughout the different car segments there has to be a scalable toolset of electrification which additionally needs to be adapted to the according markets. For the benefit of both, customers and manufacturers, cost targets have to be taken into account. This leads to various forms of electric drivetrains: 48V, Full Hybrid without any major energy storage, Plug-In hybrids which enable partially pure electric driving and battery electric cars without any combustion engine.

One key component covering all of the above mentioned electrification stages is the hairpin or form wound design of E-drives which can be adapted to the different requirements due to wire crosssections, number of windings or overall stator size.

It can work in all drivetrain layouts starting from P0, as belt starter generator, the various transmission integrated types P1-P3 up to being part of an electric axle in P4 configuration.

TRUMPF is working in the field of hairpin E-drives for several years now having developed for and contributed to more than 50 major OEM, Tier 1 and supplier projects.

TRUMPF welding processes are coming a long way being utilized successfully within drivetrain production since more than 15 years now. During that time there have been some major advancements to welding processes which enable completely new approaches to the way of design and production of engine, transmission and electrification parts and components even today.

There are two wholly new developed laser technologies which are production ready and yet are based on the well-known and mass production proved TruDisk solid state laser platform.

1.1 Modulated Laserwelding

When looking at the rotor of an E-Drive, there are high strength steel grades in use, usually exceeding tensile strengths of 1000 N/mm² based on the intended loadcase. Amongst others, these rotors can be designed to be a multi part layout for active water cooling making a joining operation necessary.

A successful welding operation is exclusively granted by the laserbeam applying a high power (typically between 1 and 6kW) to a relatively small spotsize (typically between 100 and 800µm), resulting in a deep penetration or keyhole welding process. Due to the high heating and cooling rates during keyhole welding, a unique microstructure and mechanical behavior of the weldseam is achieved, offering higher assembly operation performances compared to classical welding technologies. The unique weldjoint mechanics are being generated by the high aspect ratio of the resulting weldseam which is typically very deep and at the same time quite narrow. This special processing characteristics have been utilized in volume production for drivetrain parts being made from steels with tensile strengths of up to 800 N/mm² for quite some years already and became a manufacturing standard.

However, when looking at even higher strength alloys, there have been some difficulties even with laser beam welding, mainly in the guise of cracks as there are contributing factors on crack formation by both material- and process stresses.

Those have been overcome recently by the genuinely TRUMPF developed and patented modulated laserwelding technology. By applying the laserpower using an application individual adjusted amplitude and frequency, it becomes possible to dampen malicious stresses which then results in a crack free weldseam. These new parameters are readily implemented within the programming software and take into account various boundary conditions such as the optical setup of the laser equipment.

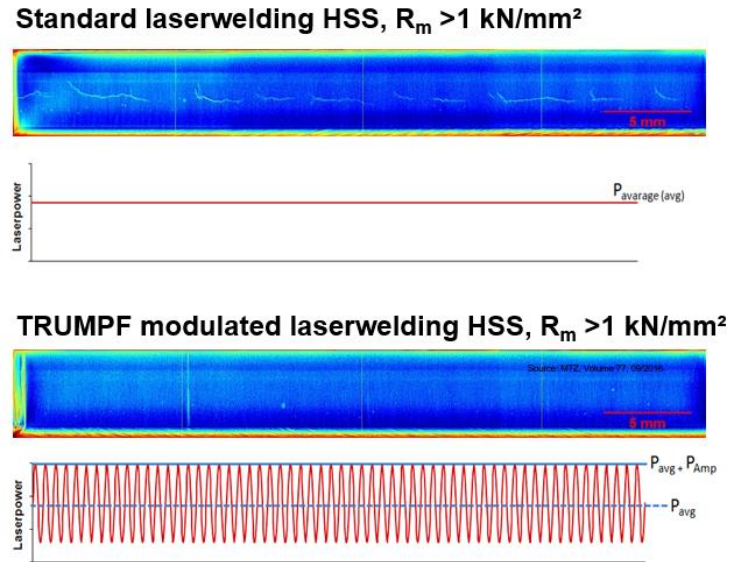


Fig.1: Comparison of welding results regarding crack formation between standard and modulated welding

Figure 1 shows a comparison of longitudinally arranged, false coloured radiographic images of a standard weldseam (upper) and the modulated laserwelding (lower) where the white lines are indicating crack formation inside the seam whereas the second seam is free of such failures.

This new processing approach solves the long existing problem of cracking enabling the use of HS steels for novel approaches in component production.

The latest example is the rotor shaft of E-Drives but the potentials are even further reaching. It will be possible to downsize existing and new product layouts resulting in material lightweight potentials. This could help optimize for smaller installation space or achieving desired function demands such as increased torque transferability while keeping the same geometries. Effective weight reduction lies within hollow shaft designs resulting in assembled shaft types, laserwelded final drives (differentials) as well as strength optimized gearwheels or reduced wall thicknesses of planetary gearsets of torque split devices.

1.2 Bright Line Weld Multispot Technology

The second breakthrough technology which has been invented, developed and patented by TRUMPF is called Bright Line Weld being able to be ran on and retrofitted to existing TruDisk Solid State lasers. The technology is based upon a waveguide layout consisting of the TRUMPF original 2in1 fiber and an adjustable optical element which enables a continuously adjustable distribution of the available laserpower to the beforementioned fiber and consequentially through the processing optics to the workpiece surface (Fig.2).

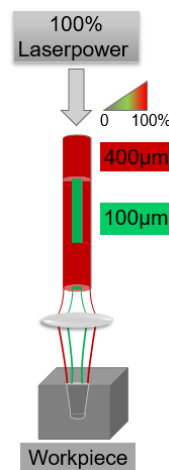


Fig.2: Optical setup of Bright Line Weld

This offers users the ability to actively influence the welding dynamics in order to minimize or eliminate spattering as well as optimizing the energy input for each given welding task. We already pre-developed the technology for different material types such as aluminum, steels and copper materials, the latter being the most interesting regarding minimum spatter formation. Throughout a vast variety of deep-penetration-welding applications related to E-Mobility such as battery welding tasks, e.g. busbar or can cap welding, power electronics, e.g. joining of the connectors or the contacting of Hairpin E-Drives, the benefits of Bright Line Weld open up a whole new set of possibilities for improvement.

Another advantage is gained by the possibility of energy input reduction compared to state of the art laser setups. Especially in steel welding tasks being sensitive to runouts such as gearwheel/synchronizer or high-pressure injectors, assemblies can be optimized as far as 50% less energy deposit for the same welding result.

1.3 Contacting of Hairpins – Setting the Standard

As for the prearrangement, any welding parts need certain starting conditions, e.g. free of contaminants and dry surfaces, in order to achieve free of crack- and pores welding results. Within drivetrain production, the laser has become a common method for that task as well.

For the rectangular copper wires we developed special decoating methods based on short pulse nanosecond lasers. The vaporization-based processing characteristics achieved by the high pulse peak energies remove the isolation coating selectively and without changing the copper surface structure or affecting the material properties. Compared to mechanical approaches, there will be no gap generation by copper removal which highly benefits the successive welding. For the common coating types PAI, PEEK or even mixed types, we offer qualified and volume production optimized laser setups which allow for cycle times well below 0.5 seconds for a processing during continuous wire feed movement and thus working cycle time parallel with the help of laser scanning optics.

Unlike all other laser applications, the hairpins feature a quite unique arrangement. Basically they come as butt joint layout however there will be no three dimensional heat conduction as the geometry is limited to all sides resulting in a fast heat flow along the copper material.

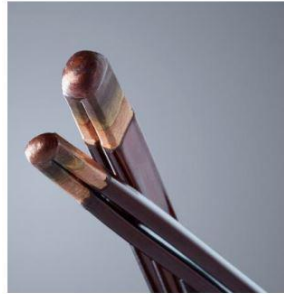


Fig.3: Laser welded Hairpins

Given the fact that all single pins carry an isolation layer that is not allowed to be exposed to any heat impact, the execution of the welding process is the most decisive part for this application. In addition to that, the individual specifications such as low spattering amounts, free of porosity seams or fast processing times (per pin or for the whole stator) need to be maintained. Based on that boundaries, every welding task can be tweaked regarding optical setup, laser parameters and weldpath programming, during mutual process development in one of our application labs. The TruDisk solid state high power multimode laser in combination with the Bright Line Weld technology and a laser scanning optics is the method of choice. During a two staged welding the melt pools on both pins have to be generated rapidly which then are fused by a stirring movement of the laser beam finally resulting in the finished geometry (Fig.3).

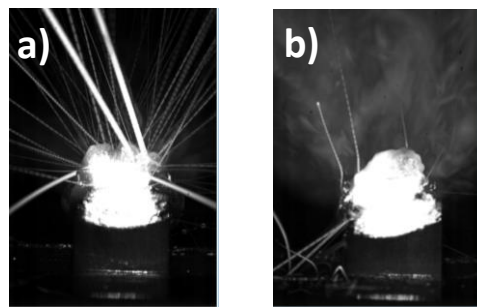


Fig.4: Spatter behavior using single spot (a) and Bright Line Weld (b) setups

In order to do so, the advantages of a scanning optics are being utilized making fast point to point jumping and adaptive weldpaths possible, all of which can be freely programmed. The overall processing time for single pins of typical geometries is between 50 ms and 400 ms and can be optimized further depending on the parts geometry. Bright Line Weld will increase the welding quality regarding spattering. Figure 4 shows picture stacks from a highspeed video where the single lines indicate respective spatters leaking from the molten material. A well optimized single spot welding process (a) is compared to the same process with Bright Line Weld technology (b) where a significant spatter reduction is achieved. This helps avoiding contamination of the windings as well as the fixturing devices, eventually increasing machine uptimes.

Furthermore, the 2 in 1 spot arrangement helps reducing porosity. This is bound to the material choice and quality. It is very commonly seen with Cu-ETP (Fig.5).

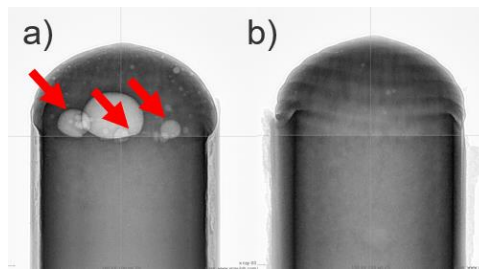


Fig.5: Pore formation using single spot (a) and Bright Line Weld (b) setups with Cu materials which facilitate pore formation, the red arrows mark pores (X-Ray image)

On top of that we customized an image processing sensor system ‘Vision Line for Hairpin E-Drives’ which is attached directly to the optics and therefore being able to visualize the weldjoint situation of every pin pairing. This system has been used in countless drivetrain and carbody applications for weldjoint feature tracking and automated position finding and has now been refined for the special demands of the hairpins.

It is mandatory for E-drives manufacturing as we are facing not only one but, depending on the type of stator, a multitude of welds within one part. Affected by tolerances originating from the wires themselves or the fixture capabilities it is easy to imagine that the positioning of the single pairings may vary. Typical deviations can be seen in lateral offsets or gaps, the latter having an effective influence on the welding depth and conductivity of the connection if different from the reference gapsize.

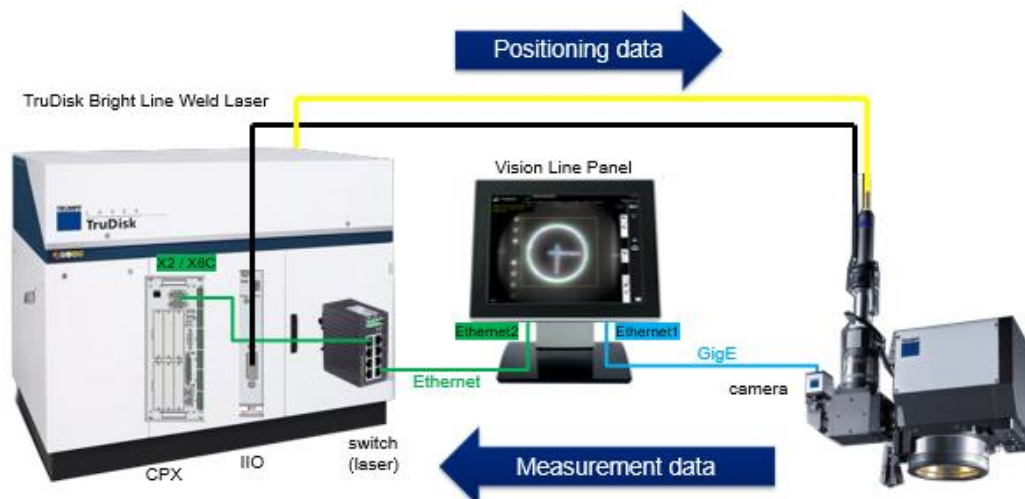


Fig.6: Hairpin E-Drives Welding System including Laser, Scanning optics and Sensor system

Vision Line is capable of measuring the beforementioned and further typical features due to its adapted algorithms for hairpins using very short calculation times. A very unique feature of the TRUMPF laser system is the possibility of automatically controlling and adjusting the laserparameters and the optics’ welding paths based on the measurement values using real time data processing. In doing so, variations will be levelled out and a reproducible welding result is ensured for each pairing finally resulting in a highly reliable manufacturing process without any faulty parts. Further, the imaging system is able to check the resulting weld geometries of each connection to raise quality assurance even more. On top of that, this data can be handled to overlaid systems easily with regards to predictive maintenance or condition based monitoring approaches as well as realizing machine learning concepts. Together with our comprehensive know-how for combining the single technologies mentioned this makes the TRUMPF E-Drives welding system the only available turnkey solution in the market (Fig.6). The system works autonomously and can be supplied with TRUMPF welding machines or be integrated to any machine layout using standard interfaces (i.e.Profinet).

1.4 Summary

Drivetrain electrification is going to be realized with the help of laser technologies. Through our newly developed welding processes and sensor systems, we are ready to solve the upcoming challenges, production- and quality targets coming along with the transition of mobility. New materials can now be introduced in order to meet functional or lightweight demands for innovative drivetrain products. The field of copper welding is perfectly ready to be entered with high productive and comprehensive laser setups. All of that will help the further development of cars, trucks and other vehicles finally paving the way to E-Mobility.

Untersuchung von doppelseitig klebenden Elektroisierfolien mit wärmeleitfähigen Klebstoffschichten zum Fügen der Luftspaltwicklung von Leichtbau-Elektroantrieben

M.Sc. Olena Stamann¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner¹⁾, Dr. Jörg Sauerhering²⁾, Dipl.-Ing. Andreas Zörnig³⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper⁴⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Füge­technik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,
olena.stamann@ovgu.de, 0391/6751683

²⁾ Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,
joerg.sauerhering@ovgu.de, 0391/6752574

³⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, andreas.zoernig@ovgu.de, 0391/6757402

⁴⁾ Institut für Mobile Systeme, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, mtk@ovgu.de, 0391/6758606

Zusammenfassung

Mit dem Ziel, einen Leichtbau-Radnabenantrieb mit hoher Leistungsdichte zu realisieren, wurde an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg eine Fertigungstechnologie für eine nutenlose Luftspaltwicklung mit permanenter Felderregung entwickelt. Das Motorkonzept zeichnet sich durch eine hohe Leistungsdichte und einen hohen Wirkungsgrad aus. Bedingt durch ein komplexes anspruchsvolles Anforderungsprofil an die Luftspaltwicklung stellt das Fügen der lackisolierten Kupferflachdrähte auf dem Stator eine wesentliche Herausforderung dar. Zu diesem Zweck wurden spezielle doppelseitige Elektroisierklebfolien entwickelt, welche die wichtigsten Anforderungen an die Schichtdicke, die Wärmeleitfähigkeit bei gleichzeitiger Isolierung der Klebeverbindung zum statorseitigen Eisenrückschluss erfüllen. In diesem Beitrag wird über den Aufbau und die Eigenschaften von optimierten Klebefolien und ihre Eignung zum Fügen der Luftspaltwicklung von Leichtbau-Elektroantrieben berichtet. Das besondere Augenmerk der Untersuchungen lag auf der verbesserten Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu konventionellen industriellen Klebefolien und der somit hervorgehenden Beeinflussung der Klebefestigkeit. Es wird die Prüfmethodik zur Bewertung der Qualität und Reproduzierbarkeit der Fügeverbindung der Kupferdrahtwicklung zum Stator beschrieben.

Schlüsselwörter: Luftspaltwicklung, Kupferlackdraht, Klebekonzept, wärmeleitende Elektroisierklebefolien, Polysiloxan- und Acrylat-Basis-Haftklebstoffe

1. Ausgangssituation und Anforderungen an die Fügeverbindung

Seit dem Jahr 2011 wird an der Otto-von-Guericke das neuartige patentierte Prinzip einer drehenden elektrischen Maschine mit Luftspaltwicklung in Forschungs- und Industrie­projekten erforscht und gebaut. Das hohe Potenzial zur Erhöhung des Leistungs-Gewichtsverhältnisses gegenüber den bisherigen permanenterregten Leichtbaumotoren eröffnet sich durch eine gewichtsreduzierende flach paketierte mäanderförmige Kupferdrahtwicklung, die auf einem sehr dünnen und damit leichten nutenlosen oder genuteten ringförmigen Eisenrückschluss des Stators entlang des Luftspalts durch das Kleben mittels doppelseitigen industriellen Klebefolien aufgebracht wird [1, 2].

In dieser Zeit sind mehrere Prototypen von elektrischen Maschinen mit neuartiger Luftspaltwicklung (bzw. in Kombination mit einer Nutenwicklung) entstanden: Radnabenmotoren für PKW, E-Bike- und Generatoren sowie ein Motor für ein Elektrogleitboot (Bild 1). Unabhängig vom Prototyp stellt das Kleben der Luftspaltwicklung aus den Kupferlackdrähten auf die Statoroberfläche während des Wickelprozesses eine wesentliche Herausforderung dar, besonders bedingt durch den engen mechanischen Luftspalt (0,3-0,5 mm), die betriebsbedingte hohe Temperatur der Wicklung (bis zu 130 °C) und die garantierte elektrische Durchschlagfestigkeit der Draht-Stator-Fügeverbindung bis zu 2,5 kV. Die temperaturfesten Elektroisierklebefolien sollen möglichst dünn sein (bei einer Gesamtstärke von bis zu 100 µm) und eine ebene und dichte Positionierung der Drähte (angestrebter Füllfaktor der Wicklung über 90 Prozent) garantieren. Für die ständige Ableitung der in der Füge­stelle Draht-Stator im Betrieb entstehenden Wärme sorgt das im Stator

vorgesehene Kühlkanalsystem, jedoch sollte der Wärmetransport nicht durch die Klebstoff- und Isoliermittel behindert werden. Im Ganzen besteht das Erfordernis, den Fügeprozess während der Fertigung neuartiger Antriebe zuverlässig und serientauglich mit möglichst kurzen Taktzeiten sowie kostengünstig zu realisieren. Als Lösung dieser anspruchsvollen Fügeaufgabe wurden spezielle maßgeschneiderte dünnste Klebstoff-Folienzusammensetzungen für doppelseitige Laminat-Elektroisolierklebefolien gemeinsam mit dem Projektpartner CMC Klebtechnik GmbH entwickelt und erprobt [3].

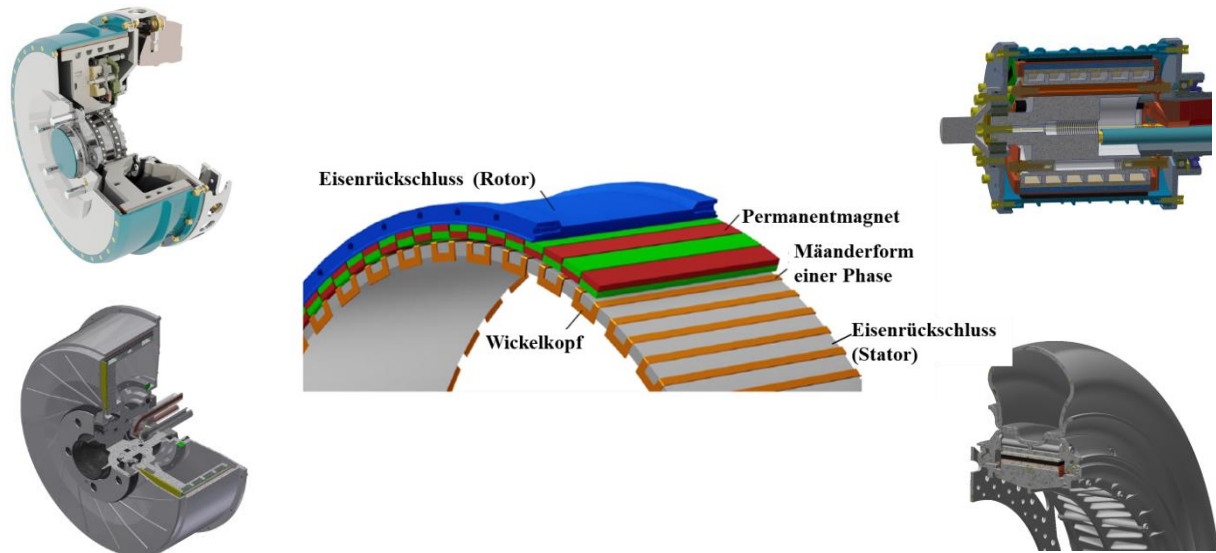


Bild 1: Prototypen Radnabenmotor Elisa-Zwei und LeiRaMo, Scootermotor und Bootsmotor [4, 5, 6, 7]

Das Ziel des vorliegenden Vorhabens ist die Untersuchung ihrer Eignung hinsichtlich der Klebkraft und der optimierten wärmeleitenden Eigenschaften für den industriellen Wickelprozess diverser Prototypen von E-Maschinen mit neuartiger Luftspaltwicklung.

2. Wärmeleitklebstoff- und -isolierfilme in der Elektroindustrie

Die fortschrittlichen Entwicklungen zur Verbesserung der Funktionalität und Miniaturisierung von Geräten und Komponenten der Elektroindustrie haben in den letzten Jahren zur Steigerung der erforderlichen bzw. erzeugten Menge an Strom und Energie beigetragen, was den Bedarf an diverser Lösungen der Wärmeableitung der empfindlichen Komponenten erhöht. Besonders für geschlossene Klebsysteme ist die Ableitung der erhöhten Wärme oft das größte Hindernis für optimierte Funktionalität und Sicherheit der Klebverbindung. Thermisch leitfähige Produkte stehen als Klebstofffilme zur Verfügung. Die mit einem thermisch leitfähigen Klebstofffilm beschichteten Trägermaterialien gewährleisten den optimalen Wärmetransfer und bieten den Vorteil der Flexibilität der Funktionseigenschaften sowie Stabilität und Maßhaltigkeitskontrolle bei der Montage und Installation in elektronischen Baugruppen. Zum Erreichen eines optimierten Wärmeleitvermögens von Klebefolien werden sowohl der Klebstoff als auch der Klebstoffträger mit entsprechenden Zusätzen wie leitfähigen Füllstoffen (z.B. auf Keramikbasis) versehen. Gängige Klebstoffbeschichtungen erfolgen mit einem Synthese- oder Naturkautschuk, Reinacrylaten oder modifizierten Acrylaten und Polysiloxanen, die je nach Aufbau und Verwendungszweck des Klebebandes ein- oder doppelseitig, mit vollflächigem Klebstoff oder selektiv deckendem Klebstoffdesign ausgeführt werden können. Die meisten thermisch leitenden TIM-Materialien (Thermal Interface Materials) nutzen als Träger eine elektrisch nicht leitende Polyimid- bzw. Polyesterfolie, welche für verschiedene Anwendungen im Elektromaschinenbau in E-Mobility, in der Leistungselektronik, Luftfahrttechnik, Entwärmung von Lithium-Ionen-Batteriepacks usw. eingesetzt werden [8, 9]. Je nach Anforderung an die Spannungsfestigkeit, liegen konventionelle Isolierfolien in den Dicken von 25 µm bis 500 µm vor und erreichen eine Durchschlagspannung von bis zu einigen kV. Ein am Markt der Isolierstoffe weit verbreitetes Produkt ist die Kapton®-Polyimid-Folie (® eingetragenes Warenzeichen Du Pont). Sie zeichnet sich durch stabile chemische, mechanische und elektrische Eigenschaften innerhalb eines weiten Temperaturbereichs von -269 °C bis +400 °C sowie hohe Dauerbetriebstemperaturen bis + 230 °C aus. Neben der Polyimid-Grundfolie Kapton® HN werden durch spezielle Herstellungsverfahren weitere Folienformulierungen mit angepassten Eigenschaften an verschiedene Einsatzgebiete erreicht. Eine seit einigen

Jahren bekannte Variante des Basismaterials Polyimid (die spezifische Wärmeleitfähigkeit liegt etwa bei 0,1 bis 0,25 W/mK) ist Kapton® MT und ihre mehr als doppelt so gut wärmeleitoptimierte Version Kapton MT+ (die Leitfähigkeit von über 0,45 W/mK), die eine größere Leistungsdichte, bessere Entwärmung und längere Bauteil-Lebensdauer bedeuten. Allerdings kommt es bei den gefüllten Polymerwerkstoffen zur erheblichen Beschädigung der Gefügestruktur, was eine Minderung der mechanischen Stabilität (geringere Bruchdehnung) und der Spannungsfestigkeit zur Folge hat. Durch die thermisch leitfähigen Klebstoffbeschichtungen auf den nicht flexiblen, druckstabilen Folienträgern werden die Luftschlüsse zwischen den mikroskopisch rauen Oberflächen der Fügepartner verdrängt und die Wärmeleitung kann je nach Füllgrad mit Wärmeleitstoffen bis zu 3fach erhöht werden [10]. Jedoch nehmen die Klebkräfte der Haftklebstofffilme durch die Additivierung mit den Füllstoffpartikeln auf unterschiedlichen Substraten ab, wobei sehr wichtig ist, ein optimales Verhältnis zwischen der Erhöhung der leitfähigen Eigenschaften und ausreichend hohem Niveau der Klebkraft durch die Einstellungen der Mengenanteile an Füllstoffen zu erreichen [11, 12].

3. Klebkonzept beim Wickeln der Luftspaltwicklung

3.1 Beschreibung des Klebkonzepts

Für die Erarbeitung der Füge-technologie der Kupferlackdrähte wurden zunächst die Fügepartner der Klebeverbindung sowie die technologischen Kriterien hinsichtlich des Anforderungsprofils analysiert und dementsprechend verschiedene Klebkonzepte vorgeschlagen und anhand von Klebemustern erprobt. Ein optimales Klebergebnis ist durch die Befestigung der Kupferdraht-Luftspaltwicklung mit doppelseitigen Elektroisierfolien vereint in sich die Vorteile der fest definierten Klebstoff- und Isolierschichtdicke und zeichnet sich durch eine vereinfachte sowie saubere Verarbeitung und gleichzeitige Applikation des Klebstoffes und des isolierenden Klebstoffträgers aus. Dabei können sowohl der Isolierträger als auch die Klebstoffbeschichtungen je nach gestellten Anforderungen an die elektrische Maschine und den entsprechend gewählten Kupferdrahtleiter variiert und angepasst werden. Ebenfalls vorteilhaft bei dem Klebkonzept ist die Möglichkeit der Applikation der Elektroisierklebefolie über die Statorbreite und im Wickelkopfbereich in einem Prozessschritt, um die Wickelköpfe gegen das Statorisen zu isolieren.

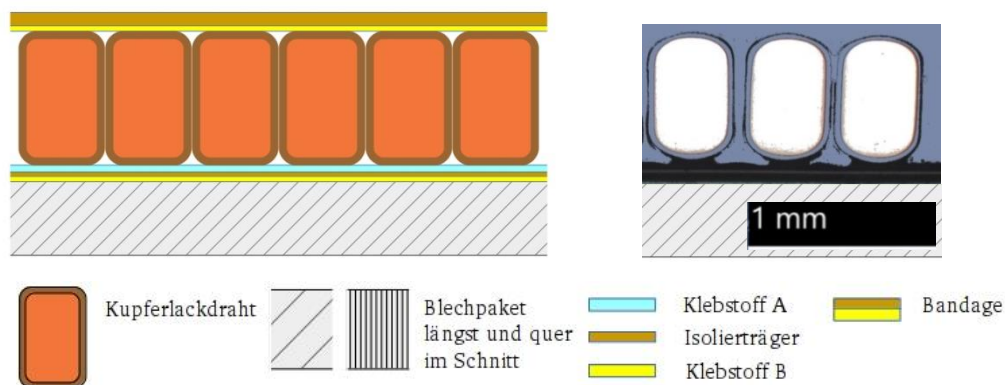


Bild 2. Geometrisches Modell der Kupferdrahtwicklung auf dem statorseitigen Eisenrückschluss im Längs- (links) und Querschnitt (rechts)

Um die auf die Elektroisierklebefolie aufgebraute Kupferdrahtwicklung endgültig zu fixieren, kamen unterschiedliche Bandagier-Verfahren zum Einsatz. Zusätzlich wird zum Verfestigen der Kupferlackdrähte durch das Bandagieren ein zusätzlicher mechanischer und elektrischer Schutz der Wicklung im engen Luftspalt erreicht. Im vorliegenden Manuskript wird auf die Bandagierkonzepte nicht weiter eingegangen, sondern es wird die Klebfestigkeit der Fügeverbindungen mit drei verwendeten Drahtvariationen für E-Maschinen auf den erprobten Elektroisierklebefolien bewertet.

3.2 Fügepartner, Wickelprozess und verwendete Wickeltechnik

Zur Fertigung der Luftspaltwicklung diverser Prototypen von elektrischen Maschinen wurde an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg eine halbautomatisierte Wickelanlage genutzt (Bild 3). Die Maschine besteht aus drei Hauptbaugruppen: Die Spulenaufnahme (Coil-carrier), die Drahtzufuhrvorrichtung (Wire-feed) und das Wickelportal [13]. Die Maschine erlaubt einen halbautomatisierten Wickelprozess, welcher bis zu drei Tage für alle drei Phasen dauern kann. Der erste industrielle Prototyp der automatisierten Wickelmaschine wurde von Fa. Elektromotoren und Gerätebau Barleben GmbH aufgebaut. Das Bewickeln einer Phase konnte bis auf 38 min reduziert werden.

Abhängig von der elektrischen Auslegung der E-Maschine kamen die Kupferleiter als Flachlackdrähte mit unterschiedlichem Querschnitt zum Einsatz. Der Kupferleiterquerschnitt variierte zwischen 0,30-0,60 mm in der Breite und zwischen 0,42-1,20 mm in der Höhe (Bild 4). Die Polyamid-Imid-Isolierlackschicht betrug ca. 30 μm (Wärmeklasse 220 °C).

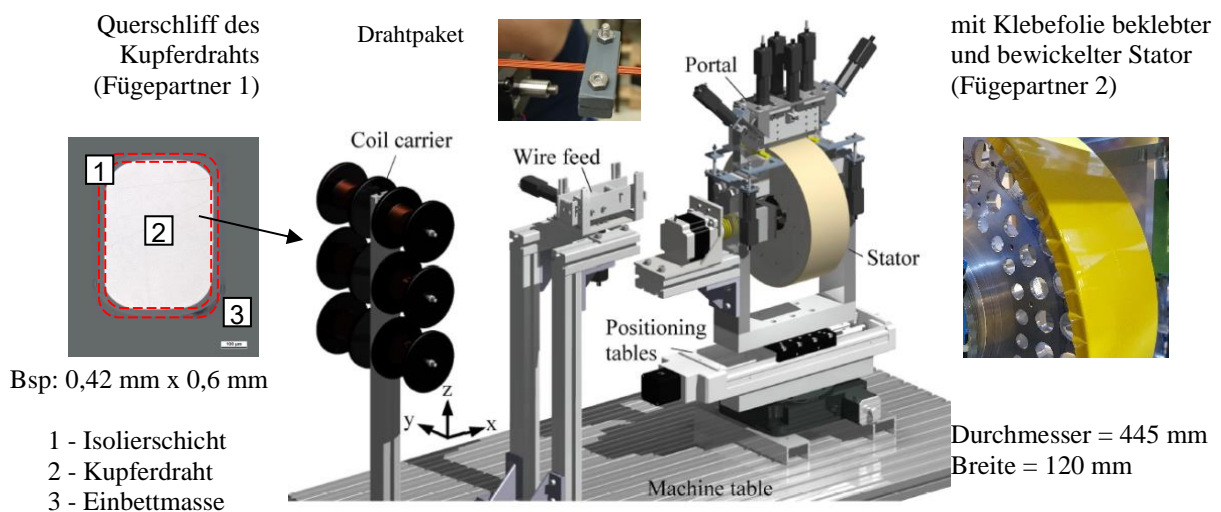


Bild 3. Prototyp der ersten Wickelmaschine [13]

Aus Bild 4 ist ersichtlich, dass die Drähte, bedingt durch Fertigungsbedingungen im Walz- und Lackierprozess, sehr unterschiedliche Kantenradien aufweisen, was zu besonders erschwerten Fügebedingungen führt. Der Wickelprozess erfolgt durch bahnenweise Befestigung der Drähte eines Phasenmäanders auf die Klebefolie, abwechselnd durch die Ausbildung der Wickelkörper und der Wickelköpfe. Eine Phasenbahn bilden mehrere mithilfe einer Pakettiernut zu einem Drahtpaket vereinte Kupferdrähte (Fügepartner 1).

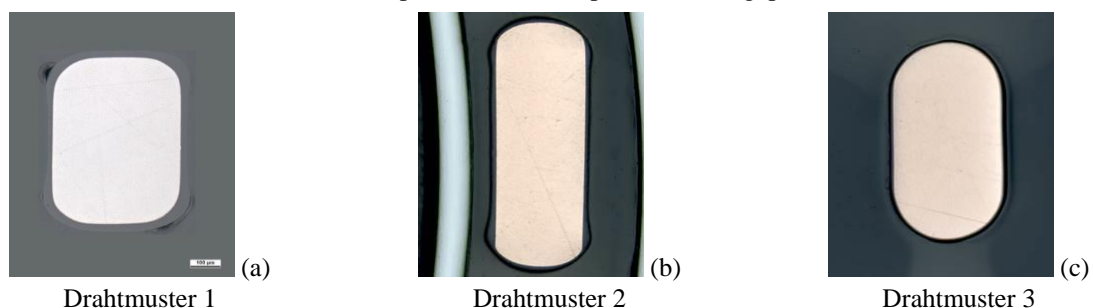


Bild 4: Querschliffe der verwendeten Kupferlackdrähte: 0,42 mm x 0,6 mm (a); 0,3 mm x 0,94 mm (b); 0,6 mm x 1,2 mm (c)

Abhängig von den Abmessungen eines Drahtmusters (B – Breite des Kupferlackdrahtes in mm) wurden unterschiedliche Drahtpakete aus n -Drähte passend zu den Größen der Rotormagnete gebildet (1)-(3). Die Kupferlackdrähte werden im Luftspalt verlegt und auf die nutzenlose abgedrehte und anschließend geschliffene Oberfläche ($R_a = \text{ca. } 13 \mu\text{m}$) des 4 mm-hohen statorseitigen Eisenrückschlussringes geklebt (Fügepartner 2) (Bild 3, rechts). Seitlich ist das Blechpaket mit einem Biegeradius von ca. 2 mm versehen. Der Auftrag der Haftklebebänder auf den Stator erfolgte manuell.

$$\text{Drahtmuster 1: } A = B \cdot n = 0,47 \text{ mm} \cdot 6 = 2,82 \text{ mm}^2 \quad (1)$$

$$\text{Drahtmuster 2: } A = B \cdot n = 0,34 \text{ mm} \cdot 8 = 2,72 \text{ mm}^2 \quad (2)$$

$$\text{Drahtmuster 3: } A = B \cdot n = 0,64 \text{ mm} \cdot 5 = 3,2 \text{ mm}^2 \quad (3)$$

3.3 Versuchsklebefolien

Bei den getesteten Elektroisierklebefolien geht es um Laminat-Klebefolien-Variationen, die mit unterschiedlichen Zusammensetzungen aus dem wärmeleitfähigem Träger- und der Klebstoffbeschichtungen A und B auf der Ober- und Unterseite bestehen. Dabei wurden Polysiloxan, Acrylat sowie gefüllte wärmeleitfähige Polysiloxan und Acrylat als Klebstoffbeschichtungen gewählt. Das Ziel war, die vorteilhaften Eigenschaften des wärmeleitungsverbesserten Trägermaterials mit den erforderlichen Klebeeigenschaften der dünnen wärmeleitenden Klebstoffschichten zu kombinieren und zu bewerten.

Tabelle 1: Übersicht der verwendeten doppelseitigen Elektroisierklebefolien (EKF 1-4 sowie REF 1, 2)

	Klebstoff A (zum Kupferdraht)	[μm]	Isolierträger	[μm]	Klebstoff B (zum Stator)	[μm]	Gesamtdicke [μm]
REF 1	Polysiloxan	40	Kapton [®] MT+	25	Polysiloxan	40	105
EKF 1	Polysiloxan wärmeleit.	20	Kapton [®] MT+	25	Polysiloxan	40	85
EKF 2	Polysiloxan wärmeleit.	20	Kapton [®] MT+	25	Polysiloxan wärmeleit.	20	65
REF 2	Acrylat	50	Kapton [®] MT+	25	Acrylat	50	125
EKF 3	Acrylat wärmeleit.	20	Kapton [®] MT+	25	Acrylat	50	95
EKF 4	Acrylat wärmeleit.	20	Kapton [®] MT+	25	Acrylat wärmeleit.	20	65

4. Experimentelle Durchführung

4.1 Ermittlung der Klebfestigkeit

Für die Bewertung der Klebeeignung der entwickelten Elektroisierfolien wurden Zugscherversuche bei Raumtemperatur in Anlehnung an DIN EN 1465 durchgeführt. Der Versuch sollte zum Vergleich der Dauerfestigkeit der gewickelten Phasenmänder innerhalb des Wickelprozesses bis zum Bandagieren dienen. Als Festigkeitskriterium wurde die während des Wickelns in axialer Richtung eingestellte Zugkraft von ca. 30 N, die zum Anspannen der Drahtbahnen erforderlich ist, festgelegt. Entsprechend zu den oben angegebenen Festigkeitskriterien ergibt sich für die oben dargestellten Drahtquerschnitte eine erforderliche Zugscherfestigkeit von ca. $0,09 \text{ N/mm}^2$ beim Wickelprozess, (4)-(6).

$$\tau_{a \max} = \frac{F_W}{A} = \frac{30 \text{ N}}{2,82 \text{ mm}^2} \cong 0,09 \text{ N/mm}^2 \quad (4)$$

$$\tau_{a \max} = \frac{F_W}{A} = \frac{30 \text{ N}}{2,72 \text{ mm}^2} \cong 0,09 \text{ N/mm}^2 \quad (5)$$

$$\tau_{a \max} = \frac{F_W}{A} = \frac{30 \text{ N}}{3,2 \text{ mm}^2} \cong 0,08 \text{ N/mm}^2 \quad (6)$$

Ausgewählte Folienzusammensetzungen kamen zum realen Wickeltest an der Wickelmaschine zum Einsatz.

4.2 Ermittlung der Wärmeleiteigenschaften

Die Ermittlung der Wärmeleitfähigkeit der Proben erfolgte unter Anwendung der Transient Plane Source Methode [14] mit dem Messgerät TPS 2500s, hier speziell dem thin sheet Modul, von Hot Disk[®] nach ISO 22007-2. Grundlegend ist hierbei die Verwendung einer elektrisch leitenden Nickelfolie, hier in Form einer

doppelt gewickelten Spirale, welche vollständig in zwei Probenkörperhälften eingebettet ist (Bild 5, a). Während eines Messvorgangs wird diese durch den Ohm'schen Widerstand erwärmt und die Wärme vom umgebenen Probenmaterial dissipiert. Zudem kann die Temperaturänderung der Nickelfolie über die Messung des elektrischen Widerstandes präzise bestimmt werden. Über eine Regression der Temperatur-Zeit-Funktion wird anschließend die Wärmeleitfähigkeit und die volumetrische Wärmekapazität des Probenmaterials berechnet. Bei den Dünnschichtmessungen wird zunächst das Grundmaterial wie beschrieben charakterisiert. Darauf folgend wird auf jeder Seite des Sensors, zwischen Grundmaterial und Sensor, das zu untersuchende Dünnschichtmaterial appliziert und die Messung wiederholt. Der nun vorliegende zusätzliche thermische Widerstand verursacht bei sonst gleichen Randbedingungen eine Temperaturdifferenz am Sensor, mittels welcher die Größe des verursachenden thermischen Widerstands und unter Kenntnis der Schichtdicke die Wärmeleitfähigkeit des Dünnschichtmaterials berechnet wird.



Bild 5: Ofen mit eingebautem Sensor für Hot-Disk-Messungen (a); die Dünnschichtproben zur Messung der Wärmeleitfähigkeit von Elektroisolierklebefolien (b)

Mit dieser Messmethode sind die Wärmeleitfähigkeiten der Klebstoffe mit dazugehörigem Folienträger Kapton MT+ bei Raumtemperatur bis zur maximalen Betriebstemperatur von ca. 150 °C bestimmt worden. Polierte zylindrische Stahlprobekörper (50 mm x 20 mm, D x H) dienten hierbei als Grundmaterial, wobei die Politur den thermischen Kontaktwiderstand möglichst minimieren sollte (Bild 5, b). Die Dünnschichtproben wurden generiert, indem paarweise die einseitig mit Klebstoff beschichteten Kapton-Trägerfolien derart zusammengeklebt wurden, dass die doppelte Klebstoffschicht in einem Foliensandwich vorlag. Hierbei wurden vier Klebstoffbeschichtungen untersucht: Standardausführungen von Polysiloxan und Acrylat sowie gefüllte wärmeleitoptimierte Polysiloxan- und Acrylat-Klebstoffe. Die Gesamtdicke der Paarung aus Klebstoff-Trägerfolie-Laminaten wurde mithilfe einer digitalen Mikrometerschraube vermessen. Für die Bestimmung der Wärmeleitfähigkeit wurden die zu untersuchenden Folien zusammen mit den Stahlzylindern und dem Messsensor 7854 mit einem Durchmesser von 10,5 mm in einen präzisen Laborofen eingebaut. Der gesamte Aufbau wurde zudem mit einem 1 kg-Gewicht für einen gleichmäßigen Druck und somit reproduzierbare Kontaktwiderstände beschwert.

5. Ergebnisse und Diskussion

5.1 Bewertung der Eignung von wärmeleitfähigen Klebstoffschichten zum Wickelprozess

Anhand der im Zugscherversuch bei Raumtemperatur ermittelten Werte konnten erste Aussagen zum Einsatz der entwickelten Folienmuster EKF 1-4 im realen Wickelprozess und seiner Klebeeignung zum Befestigen der Kupferdrahtwicklung von unterschiedlichen Prototypen der E-Maschine gewonnen werden (Bild 6). Die Bewertung bezieht sich auf die Untersuchungen der Klebfestigkeit von Klebstoffbeschichtungen A (zum Kupferdraht, siehe Bild 2), wobei die Haftung der Klebstoffbeschichtungen zum Stator im vorliegenden Manuskript nicht mitbetrachtet wird.

Aus dem Diagramm ist ersichtlich, dass alle getesteten Klebstoffbeschichtungen zum Bewickeln von Statorn mit diversen Kupferflackdrähten mit variablen Leiterquerschnitten geeignet sind. Durch zweitägige Auslagerungen der Proben konnte getestet werden, dass die Klebfestigkeit der Fügeverbindung Draht-Elektroisolierklebefolie 1-4 während des Wickelprozesses mit der vorhandenen Wickelanlage ausreichend ist. Die Klebstoffbeschichtungen auf Acrylat-Basis wiesen höhere Festigkeitswerte als Polysiloxan-Basis-Klebstoffbeschichtungen auf. Trotz eines gewissen Anteils an die Füllstoffe konnten hohe, und teilweise geringfügig höhere als bei den Referenzbeschichtungen (bedingt durch die Vorwärmung des Stators nach Herstellerhinweisen zur Erhöhung der Adhäsion), Klebfestigkeiten der Drahtklebungen auf den wärmeleitfähigen dünnen Acrylat-Schichten bestätigt werden. Im Gegensatz dazu konnte bei den

Klebeverbindungen an die gefüllten Polysiloxan-Klebstoffbeschichtungen der Festigkeitsabfall von bis zu 50 % beobachtet werden. Aufgrund der inneren Drahtspannungen kam es zum Teil zur Ablösung der Kupferdrähte von der Klebstoffschicht entweder einer Referenzklebefolie oder eines EKF-Musters. Die besten Klebergebnisse konnten mit dem Drahtmuster 1 erreicht werden, während sich Drahtmuster 2 und 3 aufgrund einer geringen Kontaktfläche der Lackschicht zum Klebstoff zum Umkippen auf die höhere Drahtquerschnittsseite neigten.

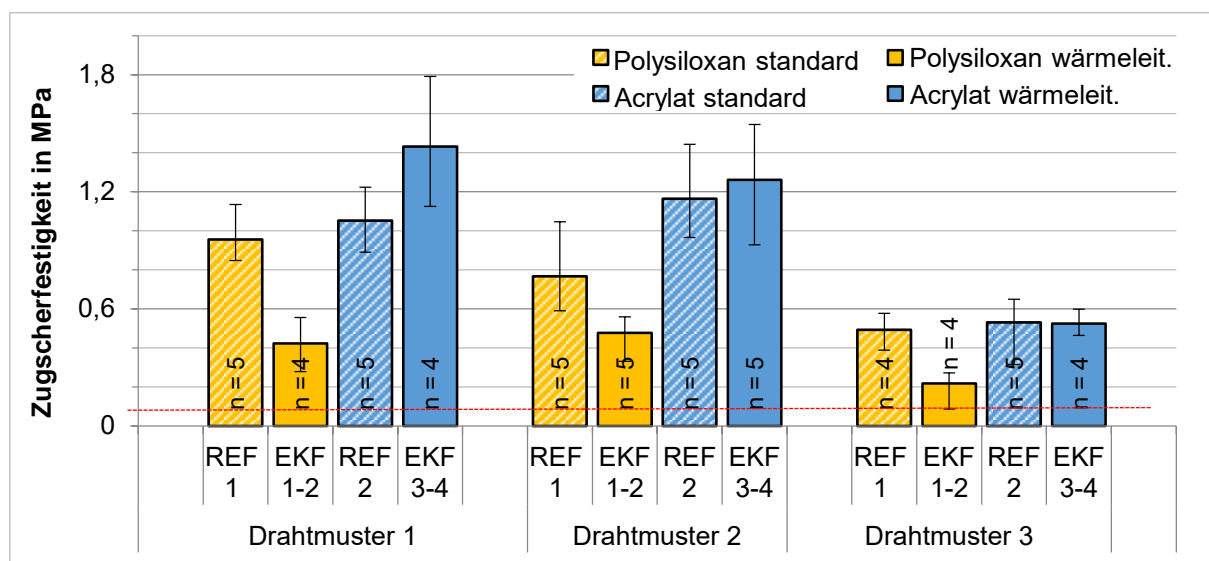


Bild 6: Untersuchung der Klebfestigkeit von wärmeleitfähigen Elektroisolierklebefolien

5.2 Vergleich der wärmeleitenden Eigenschaften der EKF 1-4

Ausgehend von den Hot-Disk-Messungen der einseitig klebenden Lamine aus der Trägerfolie Kapton[®] MT+ und den Klebstoffbeschichtungen der Elektroisolierklebefolien EKF 1-4 wurde zunächst die Wärmeleitfähigkeit vom gesamten Laminat bestimmt und anschließend die Wärmeleitfähigkeit der Klebstoffschicht berechnet (Tabelle 2). Der gesamte thermische Widerstand eines mehrschichtigen Systems resultiert nach Formel 7 aus der Summe der Einzelwiderstände s/λ .

$$r_{th,ges} = \frac{s_{ges}}{\lambda_{eff}} = \sum r_{th,i} = 2 \frac{s_{Folie}}{\lambda_{Folie}} + 2 \frac{s_{Klebstoff}}{\lambda_{Klebstoff}} \quad (7)$$

Tabelle 2: Ermittelte Wärmeleitfähigkeitswerte von Folienlaminaten und Klebstoffen

Laminat	Dicke s (gesamt)	Wärmeleitfähigkeit λ_{eff}	Klebstoff	Dicke s (Klebstoff)	Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{Klebstoff}$
Kapton [®] MT+ mit Polysiloxan	123 μ m	0,29 W/mK	Polysiloxan	40 μ m	0,17-0,21 W/mK
Kapton [®] MT+ mit Polysiloxan wärmeleit.	91 μ m	0,35 W/mK	Polysiloxan wärmeleit.	20 μ m	0,15-0,2 W/mK
Kapton [®] MT+ mit Acrylat	150 μ m	0,16 W/mK	Acrylat	50 μ m	0,1-0,11 W/mK
Kapton [®] MT+ mit Acrylat wärmeleit.	88 μ m	0,29 W/mK	Acrylat wärmeleit.	20 μ m	0,12-0,16 W/mK

Bei Kenntnis der Schichtdicke s_{ges} kann aus dem gemessenen thermischen Widerstand $r_{th,ges}$ die effektive thermische Leitfähigkeit λ_{eff} des Laminates berechnet werden. Unter Kenntnis der Dicken der einzelnen Schichten und der Wärmeleitfähigkeit der Trägerfolie Kapton[®] MT+ (nach Datenblatt 0,78 W/mK) kann die Leitfähigkeit des Klebstoffes berechnet werden.

Basierend auf den in den Tabelle 2 angegebenen Werten wurden die Wärmeleitfähigkeitswerte von den untersuchten Laminat-Zusammensetzungen der EKF 1-4 sowie von den Referenzklebefolien REF 1 und REF 2 ermittelt (Bild 7). Die Wärmeleitfähigkeit von der Trägerfolie Kapton[®] MT+ wurde dem Datenblatt entnommen und beträgt 0,78 W/mK.

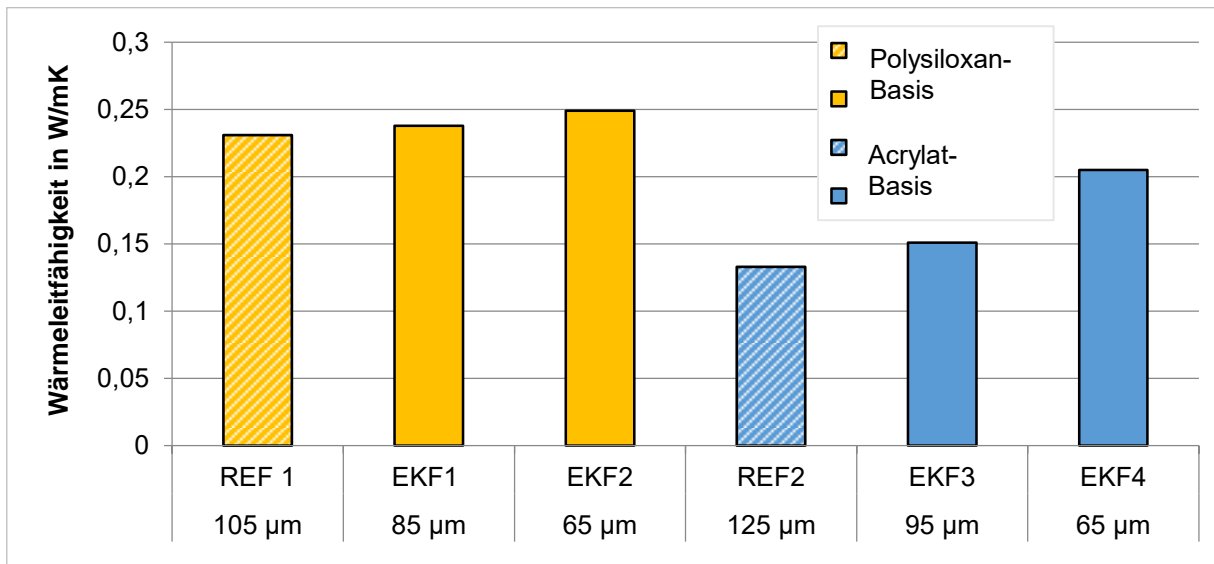


Bild 7: Untersuchung der Eigenschaften von wärmeleitfähigen Elektroisierklebefolien

Aus dem Bild 7 ist ersichtlich, dass die Elektroisierklebefolien auf Polysiloxan-Klebstoffbasis ein generell höheres Wärmeleitungsvermögen als die Laminare mit Acrylat-Klebstoffen besitzen. Jedoch ist anzumerken, dass die gefüllte Variante des Polysiloxan-Klebstoffs nur zu einer geringfügigen Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit des Gesamtlaminats führt. Die geringste Wärmeleitung wird mit der Referenzklebefolie REF 2 mit beidseitigen Acrylat-Klebstoffbeschichtungen erreicht. Wenn man die Referenzfolien bzw. die halboptimierten Varianten EKF 1 und EKF 3 auf Polysiloxan- und Acrylat-Basis untereinander vergleicht, ist deutlich zu sehen, dass trotz geringer Dickenunterschiede der Laminare von 10 bis 20 µm die Polysiloxan-Basis-Laminare eine fast doppelt so hohe Wärmeleitfähigkeit im Vergleich zu den Elektroisierklebefolien mit Acrylat-Klebstoffbeschichtungen erreichen.

5.3 Erprobung im realen Wickelversuch und Erwärmungsprüfung

Nach erfolgreichen Untersuchungen der Klebefestigkeit und der Wärmeleitfähigkeit der Klebefolienmuster wurden die realen Wickelversuche mit EKF zur Erprobung der Eigenschaften der Klebstoffbeschichtungen und der Isolierträger durchgeführt. Die Klebefolie EKF 1 kam beim Projektpartner Elektromotoren und Gerätebau Barleben GmbH zum Wickeln von Radnabenantriebsprototypen mit dem Drahtmuster 1 an der ersten industriellen Wickelanlage zum Einsatz (Bild 8, a). Die vollautomatisierte Anlage erlaubt es, in erheblich kürzerer Zeit einzelne Phasen zu wickeln und unterscheidet sich von dem universitären Prototyp durch die eingebaute Reinigungs- und Richtstrecke, was die Fügebedingungen deutlich begünstigt. Die EKF 1 wurde mit der wärmeleitenden Polysiloxan-Klebstoffbeschichtung statorseitig und mit der 40 mm-starken Polysiloxan-Klebstoffschicht zum Kupferdraht appliziert. Weiterhin wurden die Acrylat-Klebstoffbeschichtungen, gefüllte und Standardvariante, an der OVGU zum Fügen der Wicklungen aus den Drahtmestern 1, 2 und 3 erprobt (Bild 8, b und c).

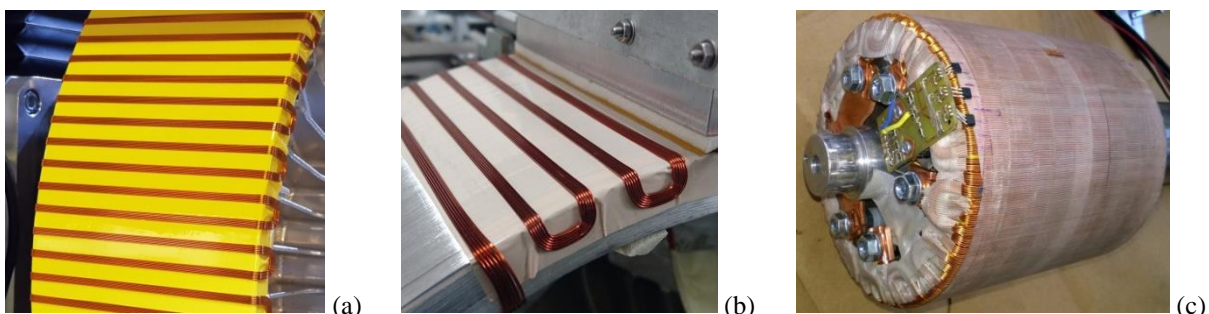


Bild 8: Erprobung der wärmeleitenden Klebefolien im realen Wickelprozess: EKF 1 (a), wärmeleitfähige Acrylat-Klebstoffschicht 20 µm (b), EKF 3 mit Kapton[®]-HN 12,5 µm Träger in einem Bootsmotor (c)

Auf den Stator wurde die Luftspaltwicklung aus dem Drahtmuster 3 mittels einer doppelseitig klebenden Elektroisierfolie mit Acrylat-Basis-Klebstoffbeschichtungen appliziert. Zum Zeitpunkt der Untersuchungen wurde eine dünnere Ausführung der EKF 3 getestet, wobei als Isolierträger eine Kapton®-HN Folie mit der Sonderstärke von 12,5 µm ($\lambda = 0,12 \text{ W/mK}$) zum Einsatz kam. Die Klebefolie wurde mit wärmeleitender Acrylat-Klebstoffschicht (20 µm) zum gekühlten Stator und mit Standard-Acrylat zur Wicklung aufgebracht. Somit betrug die Gesamtstärke der EKF_{HN} $s = 83 \text{ µm}$ und die Wärmelleitfähigkeit $\lambda_{\text{eff HN}} = 0,115 \text{ W/mK}$ (berechnet nach Formel 7).

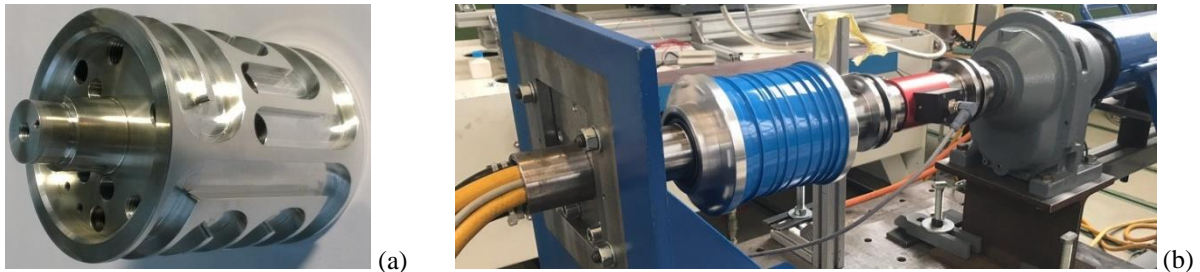


Bild 9: Steg des Bootsstromotors mit Kühlkanälen (a), Versuchsaufbau mit dem Motor im Generatorbetrieb (b)

Die Messung der Aufheizung des gesamten Motors und der Leistung erfolgte im Generatorbetrieb mit einer Gleichrichterbrücke. Am Gleichrichter wurden der Gleichstrom und die Spannung gemessen. Die hohe Drehzahl wurde durch ein Übersetzungsgetriebe mit Elektroantriebsmaschine erreicht (Bild 9, b). Eine 100 Nm-Messwelle übermittelte das Drehmoment und die Drehzahl. In Bild 10 ist die Aufheizkurve der Wicklung im Generatorbetrieb bei konstanter Last dargestellt. Es wurde mit 40 °C warmen Kühlmedium bei einem Massenstrom von 100 g/s gekühlt. Der Strom betrug 200 A und die Drehzahl 2000 U/min, so dass eine mechanische Eingangsleistung von 7,2 kW umgesetzt wurde. Die Verlustleistung des Motors betrug etwa 1 kW. Der Temperaturhub betrug im Beharrungszustand ca. 22 K. Ein gewisser Teil der Verlustleistung ist dabei nicht an der Wicklung angefallen.

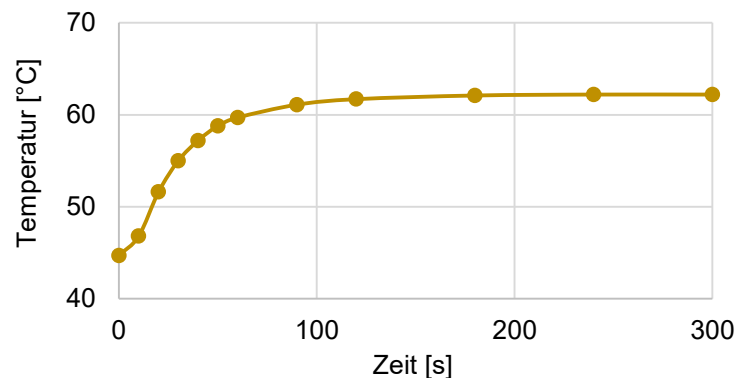


Bild 10: Erwärmung der Wicklung des Bootsstromotors

Bei der ermittelten eingepegelten Betriebstemperatur von ca. 63 °C liegen gewählte Klebstoffe deutlich unter der definierten angeforderten Temperaturfestigkeit, und die Festigkeitsanforderungen an die Fügeverbindung der Wicklung können erfüllt werden (die Klebfestigkeitsanforderungen an die Fügeverbindungen mit entsprechenden EKF sind zu ermitteln). Dementsprechend bietet die untersuchte Variante der Elektroisierklebefolie EKF 3 mit wärmeleitoptimierten Träger Kapton® MT+ nahezu 25 % und die Variante EKF 4 nahezu 45 % höhere Wärmeleistung als die Elektroisierfolie mit einem konventionellem Polyamid-Isolierträger. Der höchste Wärmetransport wird jedoch mit der Variante EKF 1 mit Polysiloxan-Basis-Klebstoff zur Wicklung und einem Laminat aus der Kapton® MT+ und wärmeleitfähiger Polysiloxan-Klebstoffschicht bei vergleichbarer Gesamtstärke von 85 µm erreicht. Aufgrund der geringeren Klebfestigkeit der Wicklung zu EKF 2 ist diese Laminatausführung zur Realisierung des Bootsstromotors nicht geeignet.

6. Zusammenfassung

Vorgestellt wurde die Technologie zum Fügen einer neuartigen Luftspaltwicklung für Leichtbau-Elektromotoren mittels doppelseitigen Laminat-Elektroisolerfolien mit optimierter Wärmeleitung. Zu den wichtigsten Herausforderungen bei der Gestaltung der Klebeverbindung gehören der Querschnitt und die Oberflächeneigenschaften des lackisolierten Kupferflachdrahtes, hohe Temperatur- und Durchschlagsfestigkeit sowie technologische Anforderungen wie Klebstoffschichtdickenreduzierung bei verkürzten Taktzeiten und hoher Automatisierbarkeit des Fertigungsprozesses. Die entwickelten Laminatzusammensetzungen der doppelseitigen Elektroklebefolien mit wärmeleitenden Polysiloxan- und Acrylat-Basis-Klebstoffen sowie wärmeleitendem Kapton®-Polyimidträger wurden präsentiert und anhand der Prüfung der Klebfestigkeit zu entsprechenden Drahtmustern der Luftspaltwicklung und der Ermittlung der Wärmeleitung einzelner Klebstoffschichten bewertet. So können die Elektroisolerklebefolien entsprechend einem Prototyp der E-Maschine konfiguriert und ihr Wärmeleitvermögen im Betrieb abgeschätzt werden. Am Beispiel der Erprobung des Elektroisolerfolienmusters mit wärmeleitender Acrylat-Klebstoffbeschichtung zum Wickeln des Bootsmotors wurde die Fertigungsfähigkeit für diverse Prototypen der E-Maschinen mit variablen Drahtquerschnitten erfolgreich getestet.

Das Leitvorhaben Kompetenzzentrum eMobility - KeM wird im Rahmen des Operationellen Programm aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] Kasper, R.; Heinemann, W.; Borchardt, N.: Elektromotor mit eisenloser Wicklung. WO 2013/029579 A2. Internationales Veröffentlichungsdatum: 07.03.2013.
- [2] Borchardt, N.: Modellierung, elektromechanische Auslegung und Validierung eines Radnabenmotors mit nutenloser Luftspaltwicklung und hoher gravimetrischer Leistungsdichte. Hochschulschrift, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2014.
- [3] Stamann, O.; Jüttner, S.; Zörnig, A.; Kasper, R.: Fügetechnologie für die Kupferdrahtwicklung eines neuartigen Leichtbau-Radnabenmotors. DVS Congress 2018, Friedrichshafen, 17.-18. September 2018; DVS-Berichte, Band 344, Düsseldorf: DVS Media GmbH, 2018, S. 278-283.
- [4] Zörnig, A.; Kasper, R.: Konstruktion elektrischer Radnabenmotoren mit Luftspaltwicklung für Kraftfahrzeuge. Konstruktion, Zeitschrift für Produktentwicklung und Ingenieur-Werkstoffe, Springer, VDI-Verlag, 6/2015.
- [5] Borchardt, N.; Penzlin, B.; Kasper, R.: Mechatronic Model of a novel slotless permanent magnet DC-Motor with air gap winding design. IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics (AIM), 9-12 Juli, 2013.
- [6] Kasper, R.: Game-Changing Lightweight E-Motor Design Enables Unrivalled In-Wheel Drives and other Applications. 17th International CTI Symposium, Berlin, 2018.
- [7] Schmidt, M.; Zörnig, A.; Kasper, R.: Messung von Verlustanteilen eines elektrischen Motors mit Radialfluss-Luftspaltwicklung und FEM-basierter Validierung der Elektrodynamik. Technische Akademie Esslingen, Symposium Elektromagnetismus, März 2019.
- [8] Chung, D.D.L.: Materials for thermal conduction. Applied thermal engineering: design, processes, equipment, economics, Band 21, Ausgabe 16, S. 1593-1606, Pergamon, Oxford, 2001.
- [9] Cui, J.; Wang, J.; Weibel, J. A.; Pan, L.: A compliant microstructured thermal interface material for dry and pluggable interfaces, International Journal of Heat and Mass Transfer, Band 131, S. 1075-1082, Pergamon, Oxford, 2019.
- [10] Fauer, H.: Wärmeleitende Klebstoffe – coole Lösungen für vielseitige Anwendungen. Adhäsion: Kleben & Dichten: Das Fachmagazin für industrielle Kleb- und Dichttechnik, Wiesbaden: Springer Vieweg, 62. Jahrgang, 6/2018.
- [11] Stachowiak, E.: Klebetechnik als Fügeverfahren: Einstieg f. d. Anwendung. Fortschrittberichte VDI, Düsseldorf: VDI-Verlag, 1998, ISBN: 3-18-346802-6.
- [12] Brockmann, W.; Geiß, P. L.; Klingen, J.; Schröder, B.: Klebtechnik: Klebstoffe, Anwendungen und Verfahren, Weinheim: Wiley-VCH, 2008, ISBN: 978-3-527-31091-3.
- [13] Borchardt, N. et al.: Winding Machine for Automated Production of an Innovative Air-Gap Winding for Lightweight Electric Machines, IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, Vol. 21, No. 3, June 2016.
- [14] Gustafsson, S.E.: Transient plane source techniques for thermal conductivity and thermal diffusivity of solid materials. Rev. Sci. Instrum., 1991. 62(3): p. 797-804.

Wickeltechnologie für Wassergenerator mit Kombinationswicklung

Dipl.-Ing. Ralf Hinzelmann ¹⁾, Dipl.-Ing. Falk Höhne ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Roland Kasper ¹⁾

¹⁾ Institut für Mobile Systeme, Lehrstuhl für Mechatronik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg,

E-Mail: mtk@ovgu.de, Telefon: 0391-67-58606

²⁾ Elektromotoren und Gerätebau Barleben GmbH, Otto-von-Guericke-Allee 12, 39179 Barleben,

E-Mail: info@emb-online.de, Telefon: 0392 03790

Abstract

Am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg wurde eine neuartige elektrische Maschine mit eisenloser Wicklung [6], [7] und Nutenwicklung [8] entwickelt und patentiert. Dieses innovative Konzept der Kombinationswicklung soll im Rahmen des „Wachstumskern Fluss-Strom Plus“ zur regenerativen Gewinnung von Strom aus Wasserkraft genutzt werden. In diesem Beitrag wird die Wickeltechnik für die Kupferlackdrähte des Generators sowie die Entwicklung deren Isolationssystems dargestellt. Diese Entwicklung ermöglicht die Fertigung eines Generators, der den Anforderungen in der Wasserkraftanwendung gerecht wird. Diese sind durch eine geringe Drehzahl (< 60 U/min) und ein hohes Drehmoment (> 1000 Nm) gekennzeichnet. Für die Fertigung der Nuten- sowie der Luftspaltwicklung mussten neue Verfahren entwickelt werden, da sich die Eigenschaften der Wicklung bezogen auf die Motoranwendungen stark unterscheiden. Die dazu nötigen Anpassungen wurden auf einer Wickelvorrichtung erprobt und dann zur Fertigung der Generatorwicklung eingesetzt. Dabei wurde beachtet, dass das entwickelte Verfahren sich auch für eine automatisierte Anwendung eignet. Schwerpunkt lag auf der Isolation der Nutendrähte zum Blechpaket und der Drähte untereinander. Dabei kamen verschiedene Materialien und Verfahren zum Einsatz. Außerdem wurden verschiedene magnetische Nutenkeile (Inlays) entwickelt und erprobt. Am Ende wird ein Prozess aufgezeigt, welcher für die Kleinserienfertigung eines solchen Generators geeignet ist.

Schlüsselworte: Wickeltechnologie, Generator, Luftspaltwicklung, eisenlose Wicklung, Kombinationswicklung

1. Einleitung

Ziel des Teilprojektes: „VP 5 Flussstrom Plus - Generator mit eisenloser Luftspaltwicklung“ war es, einen Generator für den Betrieb bei niedrigen Drehzahlen zu entwickeln. Dieser soll getriebelos an einem Wasserkrafttrad zum Einsatz kommen. Das neuartige Generatorprinzip soll dabei, um den Anforderungen gerecht zu werden, um eine Nutenwicklung (NW) erweitert werden. Man spricht dann von einer Kombinationswicklung. Die Fertigungsmethoden des Generators sollen im Hinblick auf eine industrielle Produktion im Leistungsbereich bis 10 kW und ca. 30 U/min für Kleinserienfertigung nutzbar sein. Dieses Projekt zielte auf die gemeinsame, arbeitsteilige Entwicklung eines getriebelosen Generators mit eisenloser Luftspaltwicklung (LSW) für Fluss-Strom-Anlagen ab. Die Firma Götz Lamm Metalltechnik Großenhain übernahm die metalltechnische Bearbeitung und die Firma Ematik GmbH den steuerungstechnischen Teil und die Firma EMB-Barleben unterstützte bei der Entwicklung der Wickeltechnologie. Das Institut für mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg bearbeitete und begleitet den Weg vom Systementwurf bis zum finalen Test der optimierten Prototypen. Auf Grund langjähriger Erfahrungen auf den genannten Gebieten waren die Firmen und die Universität befähigt, das Projekt zielführend zu bearbeiten. Der Generator wurde auf der Grundlage modernster Technologien und Materialien entwickelt. Dabei galt es, eine technisch/technologische Lösung zu finden, die es gestattet, den Generator kostengünstig in Serie zu produzieren. Das Prinzip der Kombinationswicklung ist von der Universität patentiert und stellt somit ein Alleinstellungsmerkmal dar. Der Generator wurde für den Betrieb an der Pilotanlage des Universellen Staudruckwasserrades (USW) vorgesehen. Diese wurde von der Firma Hesseland an der Bode in Rübeland (Harz) aufgebaut. Die Anlage wurde von der Firma Bauplanung Krause entworfen und projektiert. Für die Befestigung des Generators wurde von der Universität eine Aufhängung mit zwei Kettentransmissionen nach Wunsch der Firma Krause konstruiert und die Fertigungsunterlagen bereitgestellt. Zur Realisierung des sicheren Betriebs der Anlage wurden in Zusammenarbeit mit der Firma Ematik GmbH und

Krause Bauplanung Sicherheitsfunktionen entworfen. Diese wurden dann im Steuerungskonzept der Firma Ematik GmbH aufgenommen. In Zusammenarbeit mit der Firma Krause wurde der Generator- und Steuerungsgrobtentwurf erarbeitet. Diese dienen der Firma Ematik GmbH als Grundlage für den Aufbau der Leistungselektronik. In diesem Artikel wird genauer auf die Generatorfertigung und die Wickeltechnik der Statorwicklung eingegangen.

2. Stand der Technik

2.1 Elektromotoren mit niedriger Nenndrehzahl

Die, derzeit als Wassergenerator, eingesetzten Maschinen sind durch folgende Spezifikationen gekennzeichnet:

- Asynchronmaschine mit Getriebe
- ca. 1500 U/min, 5...10 kW
- Wirkungsgrad < 90%

Alternativ finden getriebelose Torquemotoren Anwendung mit:

- ca. 5 kW
- 80 ... 100 U/min
- Wirkungsgrad >85% (Vgl. Sanho SHF770)

Das Lastenheft des Projektes orientiert sich an den erwähnten Maschinenkennwerten, soll jedoch eine höhere Energieeffizienz aufweisen:

- getriebelose Anwendung
- ca. 10 kW, $n \leq 30$ U/min
- Wirkungsgrad >90%.

Diese angestrebten Parameter orientieren auf die Anwendungen Kaskade Fischfreundliches Wehr¹ und universelles Staudruckwasserrad². Die Wahl fiel auf diese Objekte, weil hier eine gute Anpassung an die wassertechnischen Parameter und ein Austausch der genutzten Generatoren möglich ist. So können die verschiedenen Generatorarten auf den Anlagen verglichen werden.

2.2 Fertigungstechnik der Statorwicklung

Die Statorwicklung stellen den wichtigsten Teil jedes Elektromotors dar, da sie den Strom führen und so das Drehmoment erzeugen. Über ihre Strombelastbarkeit und Kühlbarkeit wird die Leistungsfähigkeit der elektrischen Maschine maßgeblich bestimmt. Statorwicklung bestehen aus einem Statorjoch (Blechpaket) und einer Wicklung, sowie einem elektrischen Isolationssystem und den Anschlüssen. In manchen Fällen werden die Statorwicklung vorgefertigt und um einen Spulenkörper gewickelt. Dieser muss möglichst dünn ausgeführt sein, um so viel Kupfer wie möglich in den Motor zu bringen. Dies resultiert in einem geringen Phasenwiderstand, der zu geringen ohmschen Verlusten im Betrieb führt, was einen hohen Wirkungsgrad ermöglicht. Gleichzeitig dient er der elektrischen Isolation der Spule zum Stator. Manchmal werden spezielle Maßnahmen ergriffen, um die Wickelköpfe mechanisch zu sichern und zu formen (siehe Kapitel Endbearbeitung). Die Wickeltechnik und die Art der so erstellten Wicklungen prägen das Verhalten und die Güte jedes Elektromotors maßgeblich. Deshalb soll hier ein kurzer Überblick über die gebräuchlichen Formen und ihre Eigenschaften gegeben werden. Der wichtigste Parameter ist der Füllfaktor, welcher wie folgt definiert ist: „Als Füllfaktor bezeichnet man in der Spulenwickeltechnik das Verhältnis der effektiven Querschnittsfläche der Kupferleiter zur theoretisch maximalen Querschnittsfläche des verfügbaren Wickelfensters (z. B. in einem Elektromotor, Transformator, oder Relais).“ Des Weiteren sind Durchschlagsfestigkeit und die Anzahl der Einzelleiter pro Strang oder Litze von Interesse, sowie der Spulenkörper und dessen Isolation. Jede Spule wird gewickelt. Das Fertigungsverfahren „Wickeln mit Draht“ ist in der DIN 8580 wie folgt definiert:

„Das Wickeln mit Draht ist Fügen eines Innenteils mit einem Draht durch dessen fortlaufendes Biegen um das Innenteil.“

Es gibt dabei drei verschiedene Grundwicklungsarten:

- Wilde Wicklung
- Schraubenförmige Wicklung
- Orthozyklische Wicklung

Des Weiteren wird nach Wicklungsform in Wellenwicklung und Schleifenwicklung unterschieden. Wobei die Wellenwicklungen meist verteilte Wicklungen und die Schleifenwicklungen meist konzentrierte Wicklungen sind.

¹ <http://www.fischfreundlicheswehr.de>

² <http://www.krause-plauen.de/wasserbau>

Es kann nach Draht und Stabwicklungen unterschieden werden. Außerdem kann eine Unterscheidung anhand des Wickelvorgangs vorgenommen werden [2]:

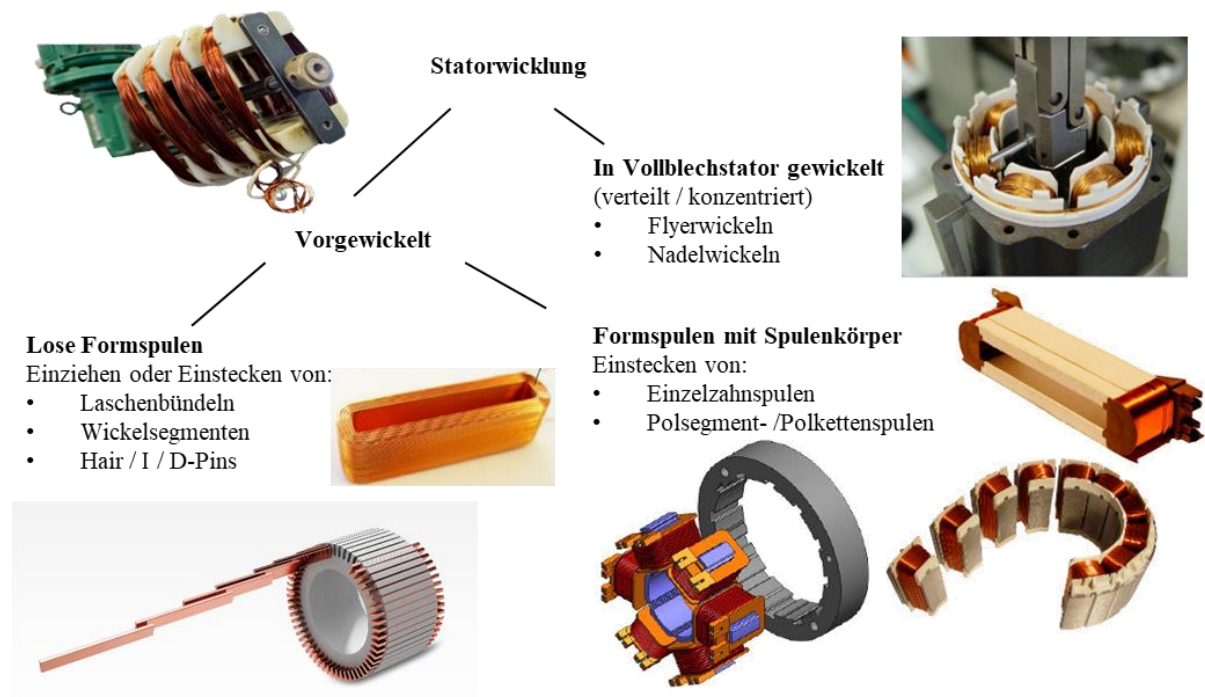


Bild 1: Einordnung der Statorwicklungen nach Fertigungsverfahren [2]

Sonderfälle wie gegossene, geätzte oder gedruckte Spulen werden hier nicht betrachtet.

2.3 Luftspalt-Wickelmaschine der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Die Luftspaltwicklung stellt eine Sonderform dar. Sie kann nicht mit am Markt verfügbaren Wickelmaschinen und Verfahren gefertigt werden. Die Wickeltechnik, die 2016 im IEEE-Beitrag [1] vorgestellt wurde, wurde kontinuierlich weiterentwickelt. So entstand eine automatisierte Wickelmaschine, die die einzelnen Kupferlackdrähte erst bündelt und dann über die Drahtzuführung dem Stator zuführt und den Draht unter Spannung hält, um die genaue Position und Lage der Phasenstränge auf dem Stator zu garantieren ($\pm 0,075\text{mm}$). Dann werden die Bündel auf einer doppelseitig klebenden Folie befestigt. Die Mäander der wellenförmigen Wicklung werden durch das Drehen des Statorportals unter dem Draht erzeugt (siehe Bild 2). Dieses Prinzip wurde von der Firma SYMACON GmbH Barleben genutzt, um eine industrietaugliche Maschine für die Kleinserienproduktion dieser Wicklungsformen zu realisieren.

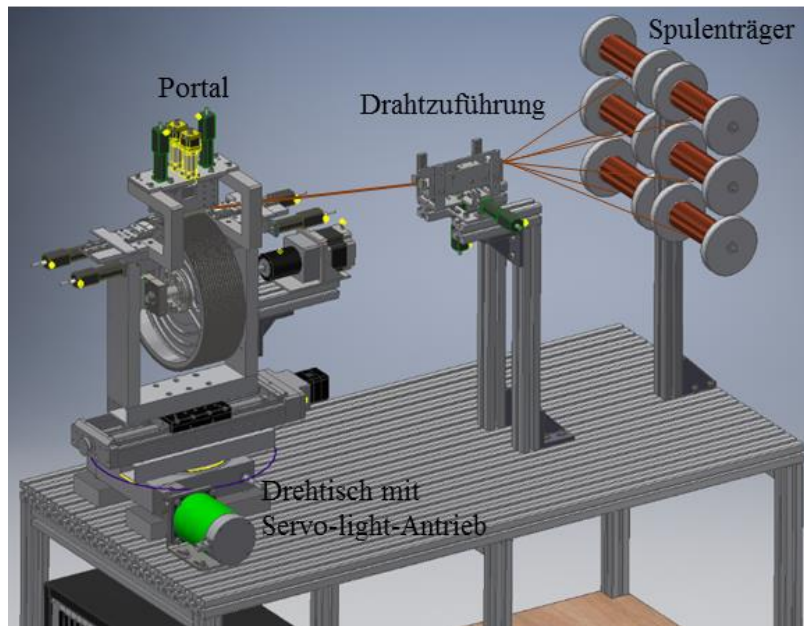


Bild 2: Automatisierte Luftspaltwickelmaschine der OvGU im LEIRAMO-Setup

Die Erweiterung zur Nutenwickelmaschine wurde nicht durchgeführt, da das Biegen des Drahtes im Stator vermieden werden soll. Eine dementsprechende Mimik wurde jedoch konstruiert und gefertigt, konnte aber nicht getestet werden, da andere Motoren gefertigt werden mussten. Die Firma SYMACON hat ebenfalls eine Nutenwicklungsvorrichtung für dieses Wickelprinzip entworfen.

2.4 Endbearbeitung

Wenn der Stator fertig gewickelt ist, kommen vor der Montage und Verkabelung verschiedene Verfahren und Verfahrenskombinationen als Endbearbeitung in Frage:

- Vernähen
- Vertränken
- Bandagieren
- Wickelköpfe umformen (z.B. Pressen, Twisten)

3. Generatorfertigung

Zur normgerechten Gestaltung des Generators wurden alle relevanten Normen von der Normstelle der Universitätsbibliothek Magdeburg bereitgestellt (DIN EN 60034 - Teil 1 ff.) [4]. Die mechanische Fertigung der Generatorbauteile hat die Firma Lamm übernommen. Außerdem wurde die Generatorkonstruktion, die am IMS erstellt wurde, von der Firma Lamm fertigungstechnisch optimiert [3]. Um wickeln zu können, werden die mechanischen Bauteile des Stators benötigt. Dessen Geometrie (Außendurchmesser, Tiefe, Nutung des Blechpaketes) hängt stark von der elektromechanischen Auslegung des Generators ab. Deshalb mussten die endgültigen Maße in enger Zusammenarbeit mit der Firma Lamm abgestimmt werden, da die aufwendigen Auslegungs- und Optimierungsrechnungen noch liefen, während bereits die fertigungstechnische Optimierung begonnen hatte [5]. Anfang des Jahres 2017 war dann der Stator mit Blechpaket in der endgültigen Geometrie gefertigt und wurde von der Firma Lamm zum IMS übersendet. Es mussten aber noch Nacharbeiten am Blechpaket durchgeführt werden, da aus fertigungstechnischen Gründen auf ein Verbacken der Bleche verzichtet wurde. Dies sollte beim Einlegen der Nutenwicklung dafür sorgen, dass die Bleche sich ausrichten können und so ein maximaler Füllfaktor erzielt wird. Die Bleche müssen dann mit Zugstangen verschraubt und nachträglich von unten vergossen werden. Aus Gründen der Wärmeleitung und der Zentrierung des Blechpaketes konnte diese Lösung aber nicht weiterverfolgt werden, darum wurde das Blechpaket mit Blechstreifen ausgerichtet/zentriert und dann mit wärmeleitendem Epoxidharz von innen vergossen. Dazu mussten mittig durch den Statorring Bohrungen eingebracht werden.

4. Kombinationswickelvorrichtung

Zur Fertigung der Statorwicklung wurde eine Wickelvorrichtung entwickelt und aufgebaut. Die automatisierte Wickelmaschine konnte nicht verwendet werden, da der Generator zu groß für diese ist. Als Grundlage diente die Wickelvorrichtung, die zur Herstellung des Windgenerators genutzt wurde. Diese wurde noch einmal deutlich vergrößert und massiver ausgeführt. Die wichtigste Erweiterung stellt die Presse am Portal dar (siehe Bild 3).

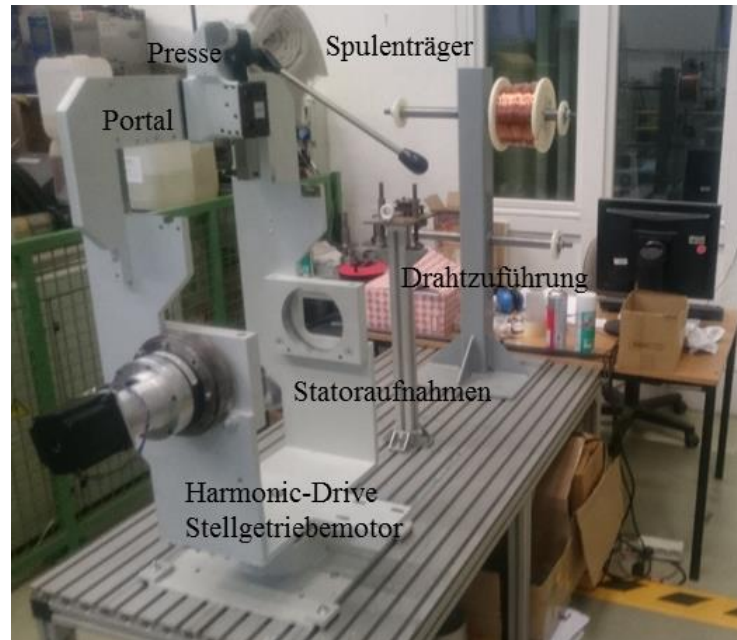


Bild 3: Teilautomatisierte Kombinationswickelvorrichtung für die Fertigung des Wassergenerators

Die benötigten Teile wurden von der Firma Lamm gefertigt. Der Ablauf des Wickelprozesses ist analog zu der automatisierten Variante realisiert. Dabei werden die Drahtrollen am Spulenträger befestigt und über eine Drahtzuführung zum Portal geleitet. Dort wird der Stator eingespannt und über einen Harmonic-Drive-Stelltriebemotor, jeweils so weitergedreht, dass der nächste Phasenstrang aufgelegt werden kann. Dazu dient die Presse, an der verschiedene Einziehwerkzeuge befestigt werden können.

5. Fertigung der Kombinationswicklung

Auf der oben beschriebenen Vorrichtung konnten alle vier Phasen der Fertigung der Statorwicklungen, sowie das Einkleben der Magneten realisiert werden. Die vier Phasen gliedern sich wie folgt:

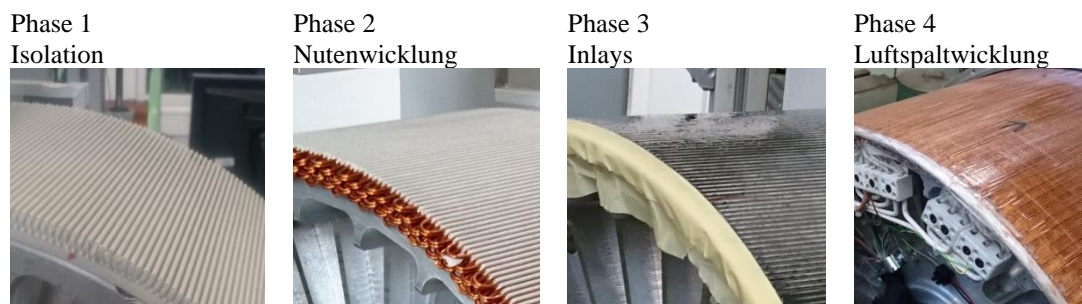


Bild 4: Produktionsphasen der Statorwicklung

5.1 Isolation

Die Verwendung von Nutenkästen zur Isolation erwies sich als nicht durchführbar. Deshalb wurde die Isolation der Wicklung, durch eine Papierrundumisolierung in radialer Richtung und durch Polyamid-Endkappen in axialer Richtung realisiert (siehe Bild 1 rechts). Diese wurden vor dem eigentlichen Wickelvorgang auf dem

Statorblechpaket angebracht. Dabei muss sichergestellt sein, dass die Endkappen an den Rändern des Stators mit Papier bedeckt sind, um die notwendige Durchschlagsfestigkeit zu erzielen und den Anforderungen an die Kriechstrecken gerecht zu werden.

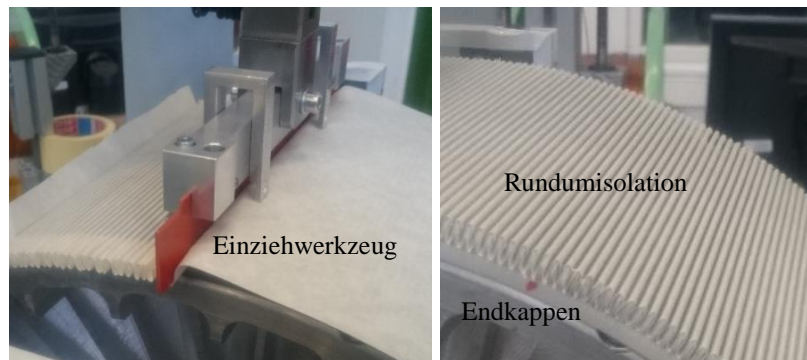


Bild 5: Fertigung der Rundumisolation auf der Wickelvorrichtung (links), Vollständige Isolation (rechts)

Die Rundumisolation wurde mit Hilfe der Presse und einem Einziehwerkzeug direkt vom Band in die Nuten eingezogen (siehe Bild 5 links). Die Endkappen wurden aus Polyamid per SLS-Rapid-Prototypen-Verfahren hergestellt und seitlich angeklebt. Danach wurde das überschüssige Papier abgetrennt. Das Blechpaket musste, um Durchschläge zu verhindern, vorher abgeschliffen werden.

5.2 Nutenwicklung

Zum Einziehen der Nutenwicklung wurde ein kombiniertes Presswerkzeug entwickelt (siehe Bild 6 links). Dieses Werkzeug realisiert die Wickelkopfformung und drückt gleichzeitig die zuvor erzeugte Wickelbahn ein und fixiert diese, sodass die Bahn beim Formen der Köpfe nicht verrutschen kann.

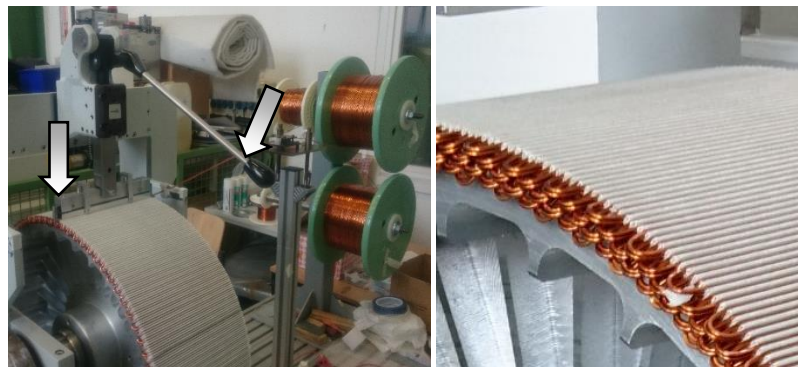


Bild 6: Einpressen der Nutenwicklung (links), Vollständige Nutenwicklung (rechts)

Zuerst wurden zwei Drähte gleichzeitig verarbeitet. Dies führte jedoch zu Problemen. Die Wickelköpfe bauen höher auf, da immer zwei Drähte übereinanderliegen (siehe Bild 6 rechts). Außerdem war der Prozess fehleranfällig und musste oft unterbrochen werden, wenn sich die Drähte verkantet hatten. Außerdem kam es bei der Stehspannungsprüfung zu Durchschlägen am Nutengrund durch das Papier hindurch. Deswegen wurde jeder Draht einzeln eingezogen. Dies stellte sich als sehr sicherer Prozess heraus und der Stator konnte zügig bewickelt werden, obwohl es mehr Einzelschritte erforderte.

5.3 Inlays und Vorbereitung für das Luftspaltwickeln

Nachdem die Nutenwicklung fertiggestellt war, wurde der Stator für die Fertigung der Luftspaltwicklung vorbereitet. Ziel ist es, so wenig wie möglich Nachbearbeitungsschritte durchzuführen, sodass nach dem Wickeln nur die Inlays eingebracht werden müssen und direkt die Luftspaltwicklung appliziert werden kann. In der letzten Veröffentlichung zum Wassergenerator vom MMT 2017 wurden verschiedenen Inlayvarianten vorgestellt [5]. Es stellte sich heraus, dass die Vorzugsvariante nicht zu fertigen ist, da diese aus drei separaten Metallstreifen bestand, die jeweils einzeln gehandelt und befestigt werden müssen. Es wurde ein Presswerkzeug entwickelt, um diese zu spannen und gerichtet einbringen zu können. Dieser Prozess war zwar grundsätzlich durchführbar, aber nicht

sauber für die hohe Anzahl der Nuten reproduzierbar. Jeder zweite Versuch war nicht zielführend oder lieferte nicht die erwünschte Qualität. Deshalb musste dieser Ansatz aus Zeitgründen verworfen werden. Für eine Serienfertigung bietet er allerdings hohes Potential, insbesondere wenn die Blechstreifen vorher oder direkt im Werkzeug vom Band oder Coil abgetrennt werden können.

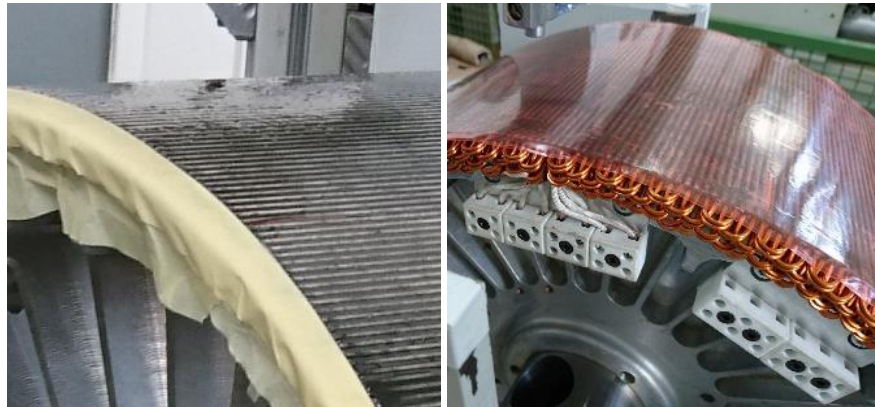


Bild 7: Nutenverguss (links), Folierter vergossener Stator mit Nutenwicklung an Klemmleiste (rechts)

Parallel wurde vom Radnabenmotorteam eine Vergusstechnik entwickelt. Bei dieser werden die Nuten gleichmäßig mit einem eisenpulverhaltigem Vergusschwarz gefüllt. Dessen magnetische Permeabilität μ (auch magnetische Leitfähigkeit) im ausgehärteten Zustand muss dabei so eingestellt werden, dass das Rastmoment minimal wird, aber gleichzeitig die elektromechanische Kopplung (EMK) nicht geschwächt ist. Außerdem muss es durchschlagsfest sein. Mit diesem Vergussmaterial wurde der Stator komplett versiegelt (siehe Bild 7 links). Danach wurde der Stator abgeschliffen und mit einem doppelseitigen Klebebande foliert. Dieses dient im Folgenden zur Befestigung der Luftspaltwicklung. Die Enden der Nutenwicklung wurden außerdem in den dafür vorgesehenen Klemmleisten befestigt (siehe Bild 7 rechts).

5.4 Luftspaltwicklung

Zur Fertigung der Luftspaltwicklung wurde ein weiteres Presswerkzeug entwickelt, welches die Wickelköpfe formt und die Wicklung leicht andrückt, sodass diese beim Formen der Köpfe nicht verrutschen kann. Dazu wird der Stator pro Bahn einmal um 180 Grad um seine Hochachse gedreht. Die Wickelköpfe werden jeweils auf der Seite gefertigt, die zur Drahtzuführung zeigt. Das Wickeln der Luftspaltwicklung mit mechanischen Platzhaltern, die auf der Klebefolie platziert werden müssen, erwies sich als nicht durchführbar. Die geforderten Toleranzen der Platzhalter und die Entfernung nach dem Aufbringen erwies sich als zu aufwendig. Deshalb wurde die Luftspaltwicklung mit einer Stempelvorrichtung aufgebracht. Die Positionierung wurde dabei durch eine Nut im Stempel realisiert (siehe Bild 8 links).



Bild 8: Aufkleben der Luftspaltwicklung (links), Vollständige Kombinationswicklung (rechts)

Die drei Phasen wurden gefertigt und danach wurde die Wicklung bandagiert und mit Epoxidharz vergossen. Die Bandage über der Wicklung wurde nachträglich entfernt, um den Luftspalt zwischen Stator und Rotor so klein wie

möglich ausführen zu können. Beim Vergießen wurden zwei PT100-Temperatursensoren an den Wickelköpfen eingelegt. Diese sind meist ein bis zwei Grad wärmer als die Wicklung auf dem Stator, da die Wickelköpfe sich an einigen Stellen gegenseitig überlappen. Bei der Kombinationswicklung kommt hinzu, dass unter der Luftspaltwicklung bereits die Nutenwicklung liegt. Dies erhöht zusätzlich die Temperatur der Wickelköpfe. Dann wurde die Luftspaltwicklung an die Klemmleiste angeschlossen. Die Klemmleisten wurde verkabelt, um die Reihenschaltung zu realisieren. Dies konnte, wie im MMT-Beitrag 2017 geplant, durchgeführt werden. Zusätzlich wurde eine Messleitung eingebaut, um die Einzel-EMK's der Wickelstränge messen zu können.

6. Magnetkleben

Nachdem die Statorwicklungen gefertigt waren, wurde die Wickelvorrichtung zum Einkleben der Magneten umgebaut. Alle nötigen Teile wurden zuvor konstruiert und von der Firma Lamm gefertigt.



Bild 9: Magneten einkleben (links), doppelreihig geklebte Magneten im Rotor mit Deckel (rechts)

Beim Kleben werden zuerst die Magneten einer Magnetisierungsrichtung auf der Vorrichtung eingesetzt (Bild 9 links). Die Magneten der anderen Magnetisierungsrichtung werden nachträglich in die Lücken geschoben. Dafür wird keine Vorrichtung mehr benötigt, nur Abstandshalter (dünne Metallstreifen) sichern die mittige Position der Magneten. Die axiale Ausrichtung ist durch einen kleinen Bund im Rotor gewährleistet. Alle Magneten werden an diesen herangeschoben. Eine Besonderheit des Wassergenerators stellt seine Tiefe dar. Mit 200 mm aktiver Statorlänge ist er doppelt so tief wie die meisten Radnabenmotoren. Deshalb wurde die Magneten hier zweireihig verlegt (siehe Bild 9 rechts). Dieses war ohne Probleme zu realisieren.

7. Fügen

Aufgrund der Maße des Generators konnte er nicht auf der vorhandenen Fügevorrichtung gefügt werden. Deshalb wurden zwei Alternativen diskutiert. Zum einen das Fügen auf einer Fräsmaschine und zum anderen das Fügen auf einer Drehbank. Die zweite Variante hat den Vorteil, dass die Führung des Supports und das Dreibackenfutter zur Aufnahme des Stators genutzt werden kann. Außerdem sind die Adapterstücke leichter zu fertigen. Deshalb wurde die zweite Variante gewählt. Dabei wurde der Stator am Backfutter der Drehbank befestigt und der Rotor mit einem Halte deckel am Support der Drehbank befestigt. Der Halte deckel wurde zuvor am Backfutter ausgerichtet, um die Fluchtung der beiden Teile sicherzustellen (siehe Bild 10 links).

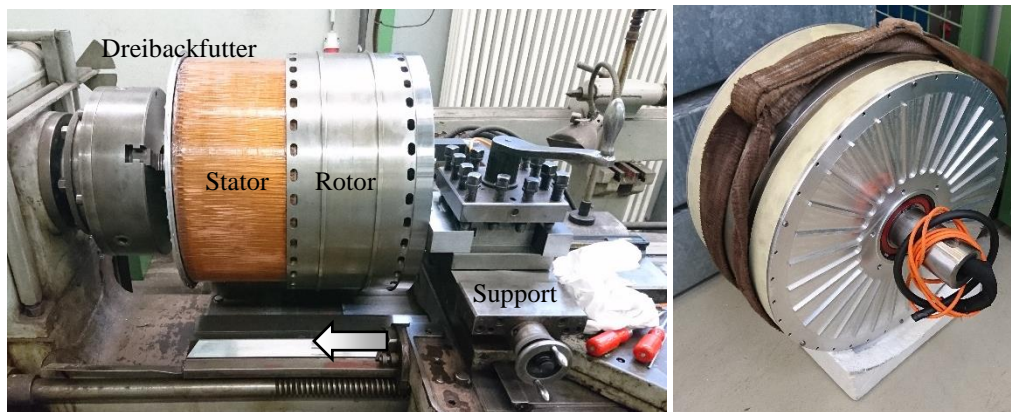


Bild 10: Fügen des Generators auf einer Drehbank (links), Fertiggestellter Generator (rechts)

Nach dem Fügen war die Fertigung des Wassergenerators abgeschlossen und die Messungen konnten vorbereitet werden. Die Beschreibung des Messaufbaus und deren Durchführung sowie deren Ergebnisse werden im MMT-Paper: „Skriptbasierte FEM Modellbildung und messtechnische Auswertung eines Wassergenerators mit Kombinationswicklung“ erläutert.

8. Zusammenfassungen

Die geleistete Arbeit gliedert sich im Forschungsschwerpunkt: „Energieeffizienz & Erneuerbare Energien; Forschung & Innovation (themenspezifisch)“ des Energieforschungsprogramms des Bundes ein. Im Speziellen kann ein solcher Generator den inhaltlichen Schwerpunkten „Energiewende“ und „Energieerzeugung“ zugeordnet werden. Durch den Einsatz eines hier entwickelten Generators kann in Kleinwasserkraftanlagen, welche im Flussstrom Netzwerk entwickelt wurden, dezentral und nachhaltig Strom erzeugt werden. In dem Projekt wurde ein Generator mit neuartiger eisenloser Wicklung um eine Nutenwicklung erweitert. So konnte die Leistung bei gleichem Bauraum deutlich erhöht werden. Dieser Generator wurde passend für eine Wasserkraftanlage (USW) ausgelegt. Er liefert eine elektrische Leistung von 5 kW bei einer Wellendrehzahl von 60 U/min. Für diese Anwendung sind kaum Generatoren am Markt verfügbar. Es konnte gezeigt werden, dass ein Generator mit Kombinationswicklung gefertigt werden kann. Folgende Schwerpunkte wurden dabei bearbeitet:

- Excel-Tool-unterstützter Auslegungsprozess
- Luftspaltwicklung mit sehr großem Leiterquerschnitt realisiert
- Nutenwicklung mit großen Leiterquerschnitt realisiert
- Reihenschaltung aller Phasenleiter (Spannungssicherheit)
- Nut mit vier Drähten gefüllt statt vorher einem
- Blechpaket nicht verbacken/zentriert
- Luftspalttoleranz bei größerer Geometrie gleichgehalten
- Luftkühlung
- Leistungselektronik

Dabei wurden die Drähte in Reihe geschaltet, was eine ausreichend hohe Spannung bei der niedrigen Drehzahl gewährleistet. Neuartige Fertigungsvorrichtungen für die Herstellung einer Luftspaltwicklung mit Drähten mit größerem Querschnitt und für die Herstellung der Nutenwicklung mit 4 Drähten pro Nut wurden entwickelt, gefertigt (Lamm/EMB) und erfolgreich getestet. Es kam eine selbst hergestellte Rundumpapierisolation zum Einsatz. Die Fertigung des Generators wurde größtenteils manuell vorgenommen. Deswegen muss in Folgeprojekten die automatisierte Fertigung der Nutenwicklung, sowie deren elektrischen Isolationssystem geklärt werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Borchardt, Norman; Hinzelmann, Ralf; Kasper, Roland, Journal: Winding Machine for Automated Production of an Innovative Air-Gap Winding for Lightweight Electric Machines, in IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, vol. 21, no. 3, pp. 1509-1517, June 2016. doi: 10.1109/TMECH.2016.2532964
- [2] Hagedorn, Jürgen; Sell-Le Blanc, Florian; Fleischer, Jürgen Fachbuch: Handbuch der Wickeltechnik für hocheffiziente Spulen und Motoren, Ein Beitrag zur Energieeffizienz, Springer Vieweg, 2016
- [3] Hinzelmann, Ralf; Zörnig, Andreas; Borchardt, Norman; Kasper, Roland, Chapter: Parametrisches Konstruktionswerkzeug für die Gestaltung von elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung, Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2016, Rostock
- [4] Hinzelmann, Ralf; Perekopskiy, Sergey; Zörnig, Andreas; Kasper, Roland, Chapter: Konstruktionswerkzeug für die Kostenplanung und normgerechte Gestaltung von drehenden elektrischen Maschinen mit Luftspaltwicklung, Gemeinsames Kolloquium Konstruktionstechnik 2017, Duisburg
- [5] Hinzelmann, Ralf; Kovacs, Norbert; Borchardt, Norman; Kasper, Roland; Chapter: Generator mit Kombinationswicklung zur regenerativen Energiegewinnung aus Wasserkraft, Magdeburger Maschinenbautage 2017
- [6] Kasper, Roland; Heinemann, Wolfgang; Borchardt, Norman (2011): Elektromotor mit eisenloser mäanderförmiger Luftspaltwicklung. Angemeldet durch Otto-von-Guericke Universität Magdeburg; am 29.08.2011. Anmeldenr.: P201122; Veröffentlichungsnr.: DE102011111352A1; Offenlegung: 28.02.2013
- [7] Kasper, Roland; Heinemann, Wolfgang; Borchardt, Norman (2012): Elektromotor mit eisenloser Wicklung. Angemeldet durch Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; am 16.02.2012. Anmeldenr.: PCT/DE2012/000140; Veröffentlichungsnr.: WO 2013/029579 A2
- [8] Kasper, Roland; Borchardt Norman (2016): Elektrische Maschine. Angemeldet durch Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg; Anmeldenr.: DE 102016100744 B3

Einfluss von Isolierstoffen auf die Mehrfachbestromung mit unterschiedlichen Kathodengeometrien im elektrochemischen Anwendungsfall

Mathias Herzig¹⁾, Felix Reinhardt^{1),3)}, Dr. Ing. Hans-Peter Schulze¹⁾, Oliver Kröning¹⁾, Rigo Geithe²⁾

¹⁾ Leukhardt Schaltanlagen Systemtechnik GmbH, Magdeburg, Deutschland, mathias.herzig@leukhardt-system.de, 0391 6269-627

²⁾ Porzellanmanufaktur Reichenbach GmbH, Reichenbach/Thür., Deutschland, info@porzellanmanufaktur.net, Telefon 036601880

³⁾ Hochschule Magdeburg/Stendal

Zusammenfassung

Im Paper wird gezeigt, dass die Beeinflussung der einzelnen Kathoden im Wesentlichen durch die Transfer-Impedanzen zwischen den Kathoden bestimmt wird. Diese sind charakterisiert durch die Art der Isolierstoffe zwischen den Kathoden und den elektrischen Eigenschaften des Elektrolyten. Vereinfacht wird die Betrachtung dadurch, dass für diese differente Bestromung von einer statischen Kathodenanordnung ausgegangen werden kann. Im Rahmen eines Forschungsprojektes „SwitchECM“ wurden verschiedene Isolierstoffe untersucht, die den Bedingungen einer hinreichenden Kathodenisolation erfüllen. Nach den Überprüfungen auf Festigkeit und Kontaktierung mit dem Kathodenmaterial wurde die Frequenzabhängigkeit der Transfer-Impedanz ermittelt. Durch die Analyse der Strom- und Spannungsverläufe in einem Ersatzschaltbild für die differente Bestromung wurden dann die Grenzbedingungen bestimmt, die diese Isolierstoffe elektrisch erfüllen müssen. Im Weiteren wurde untersucht, welchen Einfluss der Elektrolyt in Verbindung mit dem Isolierstoff auf die Transfer-Impedanz besitzt.

Schlüsselwörter: Elektrochemische Bearbeitung (ECM), Prozess-Energie-Quellen (PES), Transferimpedanzen, keramische Isolierstoffe,

1. Einleitung

Die Elektro-chemische Metallbearbeitung (ECM) ist ein nicht-konventionelles Bearbeitungsverfahren für schwer zerspanbare Metalle und Legierungen und für sehr komplexe Oberflächenstrukturen. Das Verfahren basiert auf der Auflösung des anodischen Werkstoffes bei Anlegen einer Spannung und Verwendung eines Elektrolyten zwischen den Elektroden. Bei der ECM handelt es sich um ein kontaktloses Abtragverfahren mit dem hohe Oberflächenqualitäten und Bearbeitungsgenauigkeiten erzielt werden können. [1-4] In **Bild 1** ist das grundsätzliche Schema der EC-Bearbeitung dargestellt.

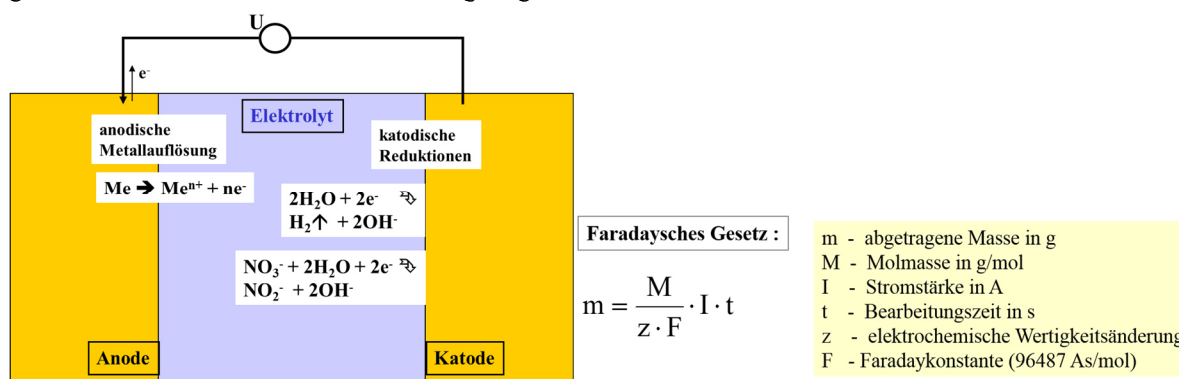


Bild 1: Schema der EC-Bearbeitung

Die Haupteinsatzgebiete der ECM liegen in der Luft- und Raumfahrt, der Medizintechnik, der Automobiltechnik und der Guss-Nachbehandlung [4]. Die Vorteile sind, dass sehr harte und beständige Werkstoffe bearbeitet werden können, ohne dass thermisch-beeinflusste Oberflächen mit Mikrorissen und veränderten metallischen Strukturen entstehen. Die Oberflächen sind meistens glänzend und haben eine geringe Oberflächenrauigkeit. Durch die

Regelung des Arbeitsspalt können sehr hohe Bearbeitungsgenauigkeiten oder eine hohe Produktivität erreicht werden.

Ein spezielles Einsatzgebiet ist die Mikro-ECM bei den Strukturen kleiner 1 mm bearbeitet werden. Es sind vorrangig Löcher (Senk-ECM) und Mikrogeometrien, die durch ein ECM-Milling erzeugt werden. Die Besonderheit der ECM besteht darin, dass Hinterschnitte ausgeführt und Löcher unterschiedlich aufgeweitet werden können. Durch die kleineren Bearbeitungsflächen bei der Meso- und Mikrobearbeitung sinkt verfahrensbedingt die Produktivität, so dass Wege gefunden werden müssen, diesen Nachteil zu beseitigen. Ein Lösungsweg ist die gleichzeitige Bearbeitung von mehreren gleichen oder ähnlichen Teilen, d.h. durch die Erhöhung der Anzahl der Kathoden wird die Bearbeitungsfläche erhöht und es kann mit günstigeren Arbeitsströmen gearbeitet werden [5]. **Bild 2** zeigt die Senkung verschiedener Lochdurchmesser in einem Arbeitsgang und mit einer Prozessenergiequelle (PES).

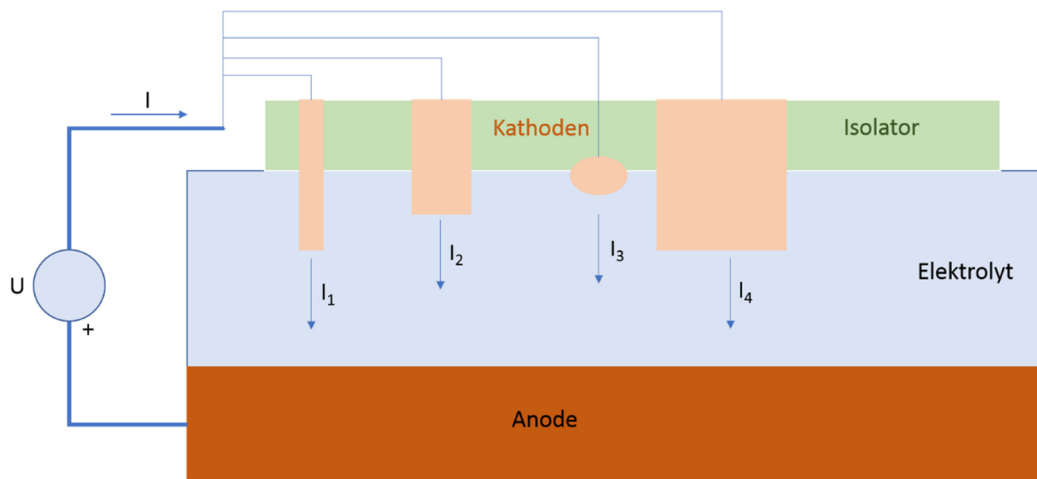


Bild 2: Mehrfache Kathodenanordnung bei Verwendung einer PES

Nachteile entstehen dadurch, dass die Stromaufteilung durch die Bearbeitungsflächen bestimmt wird. Das hat zur Folge, dass die Abtragbedingungen für jede Kathode anders sind und die Einsenkung durch den frontalen Arbeitsspalt durch die Kathode mit der geringsten Stromdichte bestimmt wird (in Bild 2, I_4). Änderungen der Arbeitsspannung U führen zu Änderungen der Stromdichten an allen Kathoden, wobei sich bei Kathode 3 auch noch die wirksame Arbeitsfläche ändert.

Die parasitären Kapazitäten (Kathodenstruktur) und Induktivitäten (unterschiedliche Leitungslängen) verursachen zusätzlich Verzerrungen der einzelnen Strompulsverläufe, wenn es sich nicht um eine DC-ECM handelt. Im Fall der gepulsten ECM kann aber mit geringeren Arbeitsspaltweiten gearbeitet werden, wodurch eine deutlich verbesserte Bearbeitungsgenauigkeit erreichbar ist. Die Vorschubregelung muss immer der kritischsten Kathode angepasst werden und die lateralen Abtragraten sind sehr different.

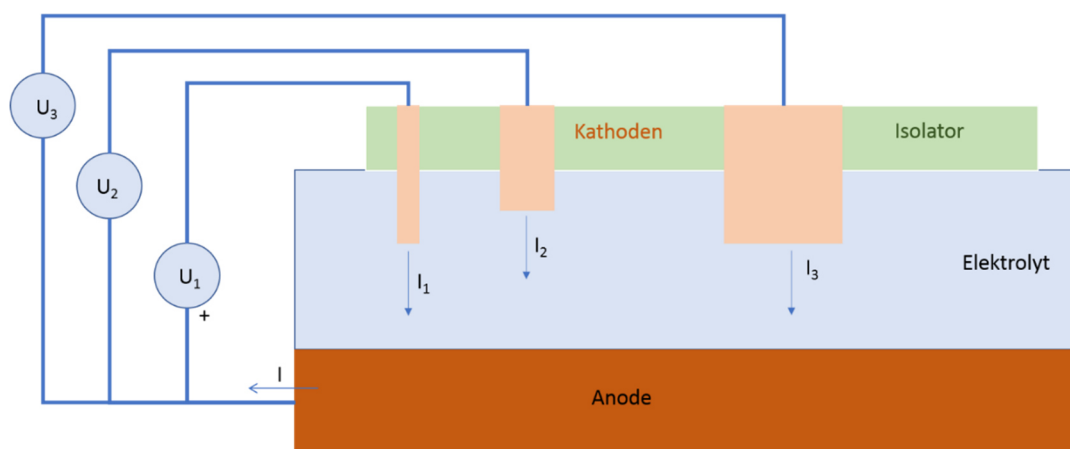


Bild 3: Mehrfach-Bestromung differenter Kathoden bei ECM

Es ist also die logische Schlussfolgerung, dass man bei mehreren Kathoden versucht jede Kathode mit ihrer eigenen PES zu versorgen. **Bild 3** zeigt eine Möglichkeit, wo mit drei Kathoden gleichzeitig drei verschiedene

Bearbeitungen vorgenommen werden können. Diese Anordnung erlaubt es sehr verschiedene Bearbeitungsschritte gleichzeitig durchzuführen, die im Anwendungsfall aus statischen Kathodenanordnungen bestehen, d.h. Bearbeitungsfälle, wie Entgraten, Kantenabrundungen, Oberflächennachbearbeitung, selektive Lochaufweitung und ähnliches.

Bei der differentiellen Bestromung spielt die Isolation der Kathoden eine besondere Rolle, weil deren Impedanz und die elektrische Leitfähigkeit des Elektrolyten die Koeffizienten zwischen den Kathoden sind. Aus diesem Grunde sind im Rahmen des BMBF-Projektes „SwitchECM“ in Zusammenarbeit mit der Porzellanmanufaktur Reichenbach Isolierstoffe untersucht worden, die den Anforderungen an eine Kathodenisolation genügen. In den nachfolgenden Abschnitten werden dazu die Einflüsse der Isolierstoff-Impedanz im Ersatzschaltbild der mehrfachen differentiellen Bestromung, die Impedanzen verschiedener Isolierstoffe und die Einflüsse durch die praktische Anwendung betrachtet.

2. Auswahl der Isolierstoffe

Die Auswahl der Isolierstoffe wird durch folgende Randbedingungen bestimmt.:

- a) Geringe Isolierdicke zwischen den Kathoden ($< 400 \mu\text{m}$)
- b) Größere Flächen, die zwischen den Kathoden isoliert werden müssen
- c) Große Haftfähigkeit des Isolierstoffes
- d) Resistenz des Isolierstoffes gegenüber dem Elektrolyten
- e) Hinreichende Durchschlagsfestigkeit
- f) Hoher Isolationswiderstand bei minimaler parasitärer Kapazität
- g) Minimale Aufnahme von dem Elektrolyten in den Isolierstoff.



Bild 4: Messproben für die Impedanzmessung (links: Messproben aus Kathodenkörper und Isolierstoff aus Harz und Keramikmehl; rechts: Draufsicht auf eine innere Kathode) [6]

Für die Untersuchungen wurden drei Gruppen von Isolierstoffen festgelegt, die auf die obengenannten Randbedingungen überprüft wurden. Die erste Gruppe umfasst die Isolierstoffe, die bereits im Rahmen der ECM benutzt werden, wie zum Beispiel Araldit und Epoxid (Firma Benseler Sachsen) [6]. In der zweiten Gruppe werden verschiedene Mischungsverhältnisse von Harz (Epoxidharz) und Keramik verwendet, während in der dritten Gruppe ähnliche Mischungsverhältnisse von 20%, 50% und 70% für Kunststoff und Keramik Verwendung finden. Das Keramikmehl hat eine Korngröße von 25 bis 30 μm

3. Versuchsaufbau und Ergebnisse zur Impedanzmessung

3.1. Versuchsaufbau

Die Impedanzmessung wurde mit einem LCR Meter 43100 (Wayne Kerr Electronics) durchgeführt. In **Bild 5** wird der vollständige Messaufbau gezeigt, dabei wurde gesichert, dass die Anpresskraft bei allen Messungen mit 1 N konstant, die aufgespannte Messschleife minimal und gleich und die Kontaktflächen (ca. 3,1 mm^2) unverändert bleiben. Eine Kompensation der parasitären Elemente des Messaufbaus kann über eine normierte

Elektrodenabstand (Luft oder Dielektrikum) durchgeführt werden. Da für die weiteren Untersuchungen im Wesentlichen nur die Größenordnungen der Kapazität und des Widerstandes der Isolierschicht interessieren, spielt die Kompensationsart vorerst keine Rolle. Eine weit größere Bedeutung hat die Kontaktierung der Elektroden, die entsprechend so gewählt wurde, dass eine eindeutige Reproduzierbarkeit erreicht werden kann.

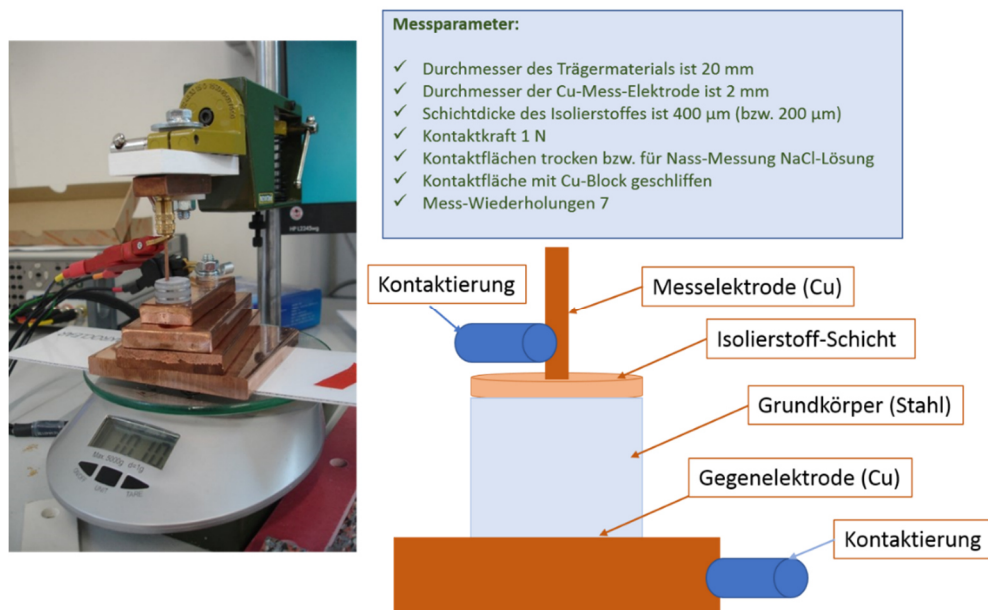


Bild 5: Messaufbau für die Impedanzmessung

3.2 Ergebnisse der Impedanzmessung

Für die drei Isolierstoffgruppen ergeben sich relativ ähnliche Kennwerte für eine Pulsfrequenz von 100 kHz. Die 400 µm-Schichten der Gruppe 1 liegen zwischen 1,21 pF und 1,40 pF, während die neuen Isolierstoffe der Gruppe 2 zwischen 1,03 pF und 1,14 pF und der Gruppe 3 zwischen 1,07 pF und 1,22 pF liegen. Die Messungen wurden für jedes Mischungsverhältnis 7-mal gemessen und Ausreißer herausgenommen. Die ermittelten kapazitiven Werte sind sehr gering, was auf die kleine Messfläche von 3 mm² zurückzuführen ist. Für die realen Anwendungen können die Isolierflächen auch bei der Mikro-ECM 20- bis 500-fach größer sein. Für die dünneren Isolierschichten von 200 µm steigt die parasitäre Kapazität auf 1,6 pF, was nicht ganz der Halbierung der Schichtdicke entspricht. Für die Bestimmung des ohmeschen Widerstands wurde für die Messung angenommen, dass das Ersatzschaltbild einer Parallelschaltung von C_T und R_p entspricht und für jede Pulsung neu berechnet werden muss. Für die Gruppe 1 hat einen R_p -Wert zwischen 33 MΩ und 46 MΩ, während die neuen Isolierstoffe bei 21 MΩ bis 46 MΩ liegen. Bei halbiert Schichtdicke geht dieser Wert zurück auf 16 MΩ bis 46 MΩ, was ebenfalls weniger ist, als erwartet. Die Werte liegen aber noch deutlich über der kritischen DC-Grenze von 3 MΩ. Analysiert man die Abhängigkeit vom Keramikanteil für Kapazität und Widerstand, dann ergeben sich noch geringere Abweichungen, die es erlauben, für die Simulation die Standardwerte von 1 pF/3 mm² bzw. 30 MΩ/3 mm² zu nutzen.

Bezüglich der Frequenzabhängigkeit wurden in einem ersten Schritt verschiedene Grundsubstanzen, wie Kunststoffe, Hydroglasuren und SiC, untersucht. In **Bild 6** sind die Frequenzabhängigkeiten im Bereich von 1 Hz bis 1000 Hz gemessen und ins Verhältnis zu den gewünschten Grenzwerten (grün) gesetzt. Das Ergebnis lässt es nur zu, dass Kunststoffe oder Harze, als bekannte Isolatoren in Frage kommen. Verbessert wurden diese Eigenschaften durch den Zusatz von Keramikmehl.

Im **Bild 7** ist die Frequenzabhängigkeit der Impedanz für die neu entwickelten Isolierstoffe dargestellt. Dabei kann festgestellt werden, dass die Kapazität C_T als konstant über den interessanten Frequenzbereich ab 1 kHz betrachtet werden kann. Die Abweichungen liegen unter 20 % und deutlich innerhalb der vorgegebenen Grenzwerte. Der lineare Zusammenhang wird also nur durch den Leitwert (im Ersatzschaltbild) der kapazitiven Anordnung bestimmt.

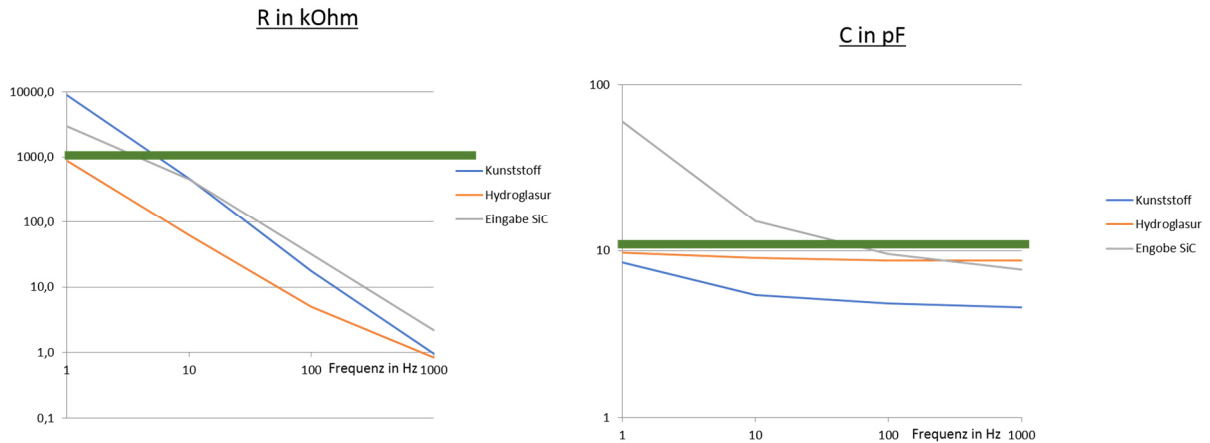


Bild 6: Abhängigkeit verschiedener Basisstoffe

Von der elektrischen Seite liegen somit keine Probleme an, die den Einsatz dieser Isolierstoffe ausschließt. Die größeren Probleme lagen bei der Haftbarkeit, der Porosität und der Druckbelastung, die hier nicht näher betrachtet werden.

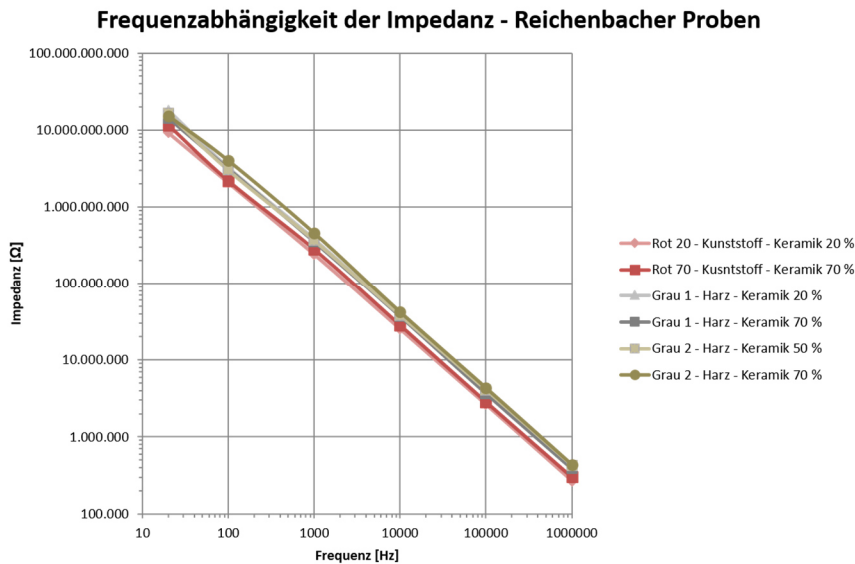


Bild 7: Frequenzabhängigkeit der Impedanz Z für die neuen Isolierstoffe im Bereich von 10 Hz bis 1 GHz

Ein spezifischer Faktor für die Anwendung ist der, dass die Isolierstoffe sowohl im Trockenbereich, als auch im Nassbereich des Elektrolyten einsetzbar sein müssen. Es stellte sich daher die Frage, gibt es Unterschiede bei den Impedanzen, wenn die Kathode längere Zeit im Elektrolyten liegt. Dazu wurden die trocken vermessenen Proben 24 Stunden in den Elektrolyten (wässrige Lösung NaCl) gelegt und noch einmal ausgemessen. **Bild 8** zeigt, dass

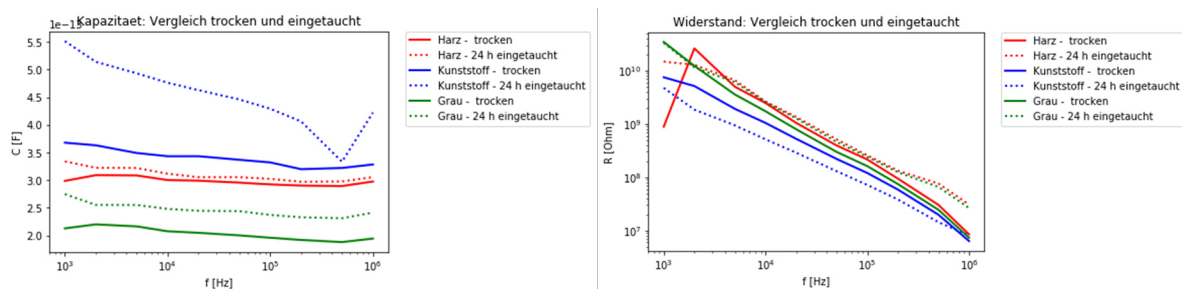


Bild 8: Impedanzen für trockene und nasse Isolierstoffe (24 h)

die Änderungen der Kapazität für den Anwendungsbereich über 1 kHz bei Harz (Epoxidharz, 70 % Keramik) und Kunststoffe (grün - Isolierfarbe ohne eisenhaltige Füllmaterialien, 70 % Keramik) mit $< 0,7$ pF sehr gering sind. Die Kunststoff-/Keramik-Mischung (blau - 70 %) mit einer Abweichung von ca. 2 pF ist größer, aber auch unkritisch.

Der Widerstandswert R_p ist stark linear abhängig (doppeltlogarithmisch), fällt aber nicht unter $6 \text{ M}\Omega$, damit kann sowohl im Trockenbereich als im Nassbereich mit zulässigen Parametern simuliert werden und Pulsdauern bis 1 GHz Verwendung finden.

4. Schaltungssimulation mit den experimentell ermittelten Impedanzen

Die Problematik der Schaltungssimulation mittels des Ersatzschaltbildes in Bild 9 liegt nicht in der Komplexität der Schaltung, sondern in den Größenordnungen der einzelnen Ersatzelemente. Diese müssen dem jeweiligen Anwendungsfall angepasst werden.

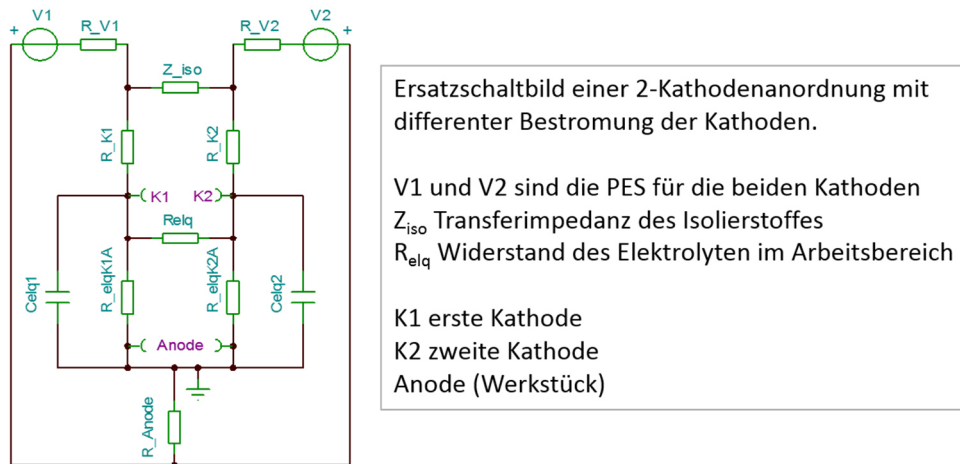


Bild 9: Ersatzschaltbild für die differente Bestromung zweier Kathoden [6]

Im Folgenden werden zwei Geometrien betrachtet, bei denen verschiedene Bearbeitungsfälle angewandt werden und für die mit den entsprechenden Transferimpedanzen und möglichen Elektrolytwiderständen die Strom- und Spannungsverläufe an den Kathoden dargestellt werden. Die Testgeometrien in **Bild 10** sind so gewählt, dass entsprechende Effekte der differenten Bestromung aufgezeigt werden können.

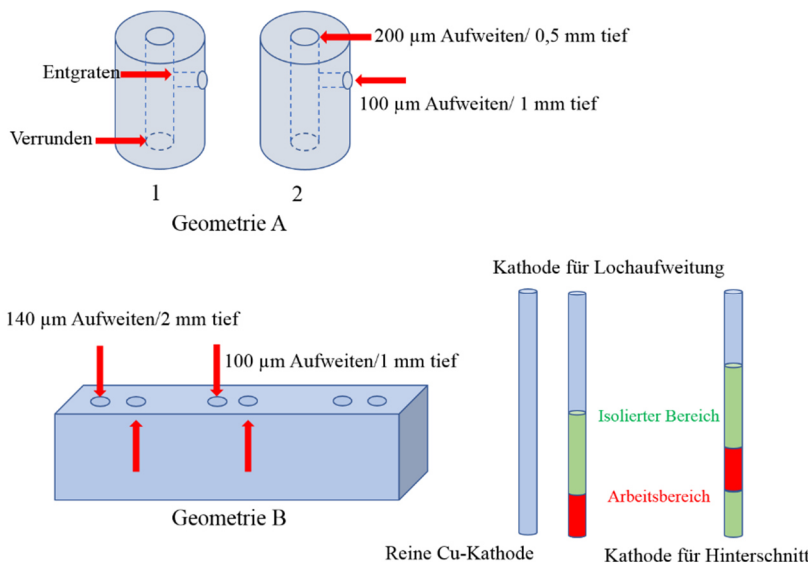


Bild 10 Testgeometrien für die differente Bestromung von zwei Kathoden

Die Geometrie A1 in **Bild 10** sind zwei einfache EC-Bearbeitungen, die im Wesentlichen durch eine feste zeitliche Wirkung, bestimmt sind. Die effektiven Bearbeitungsflächen sind klein, die Isolierflächen zwischen den Kathoden sehr groß, da beide Kathoden durch die senkrechte Bohrung geführt werden müssen. Die Isolierstoffdicken sind begrenzt durch die Größe der senkrechten Bohrung und betragen für den Untersuchungsfall 200 μm und 400 μm . Die Transferimpedanz ist gekennzeichnet durch eine hohe Kapazität C_T und einen hinreichend großen Parallelwiderstand von einigen $\text{M}\Omega$. Die Widerstände der Elektrolytstrecke können sehr unterschiedlich sein, weil keine Vorhersage zur Gratbildung gemacht werden kann. Als kritische Annahme kann die komplette Durchstoßkante der beiden Zylinder als Grat angenommen werden.

In der Geometrie A2 (**Bild 10**) haben wir das gleiche Werkstück, aber die EC-Bearbeitungen sind die Aufweitungen der beiden Bohrungen, wobei die angegebenen Werte willkürlich sind. Für diesen Fall werden die Kathoden von außen zugeführt und die Isolierfläche wird kleiner, während die Kathodenflächen im Beispiel größer werden. Dabei befinden sich zwei unterschiedliche Kathodenflächen im Elektrolyten. Die Erste entspricht dem Arbeitsbereich für die Aufweitung, die gleich dem Elektrolytwiderstand ist, während die Zweite die nichtisolierte Kathodenfläche im Elektrolyten ist. Ist diese zweite Fläche nicht-isoliert, dann verändert sie das Abtragverhalten an der Lochoberfläche und die Qualität der Lochaufweitung wird verschlechtert. Aus diesem Grund sollte diese zweite Fläche isoliert werden. Die Aufweitungen werden gesteuert durch die wirksame Stromdichte, der Anfangsspaltweite und der zeitlichen Wirkung.

Die Geometrie B (**Bild 10**) ähnelt der Geometrie A2, wobei die isolierenden Kathodenflächen hier größer sein können. Die hauptsächliche Anwendung liegt bei Matrixanordnungen von Löchern, wo sowohl eine Aufweitung, ein Hinterschnitt, als auch eine Oberflächenverbesserung der Lochstrukturen bewirkt werden kann. Die Isolation von Kathodenflächen wird nicht mehr zwischen den beiden Kathoden erfolgen, sondern vorrangig im Bereich der abtragenden und der nichtabtragenden Kathodenfläche liegen. Die Unterschiede in der Bearbeitung können auch darin bestehen, dass die Geometrien A auch in einer Jet-Bearbeitung erfolgen können, während für Geometrie B vorzugsweise eine Bad-ECM zu realisieren ist.

Für den Fall sehr kleiner Abtragsvolumen, wie in Geometrie A1 wird der Elektrolytwiderstand sehr groß und der Parallelwiderstand R_p wirksam, wenn er kleiner $1 \text{ M}\Omega$ ist. Bei eingestellten $V_1 = 5 \text{ V}$ und $V_2 = 20 \text{ V}$ (**Bild 9**) reduziert sich der Arbeitsstrom pro Kathode auf 100 mA und 400 mA (**Bild 11**). Über die Quellen kann dieser Strom entsprechend einer Erhöhung der Teilspannungen an das Bearbeitungsbeispiel angepasst werden. Für die Geometrien A2 und B reduziert sich der Elektrolytwiderstand auf einige Ohm, so dass bei gleichen sonstigen Bedingungen Ströme von 1,5 A bis 4,5 A fließen. Die Transferimpedanz beeinflusst nur das Schaltverhalten der Pulse.

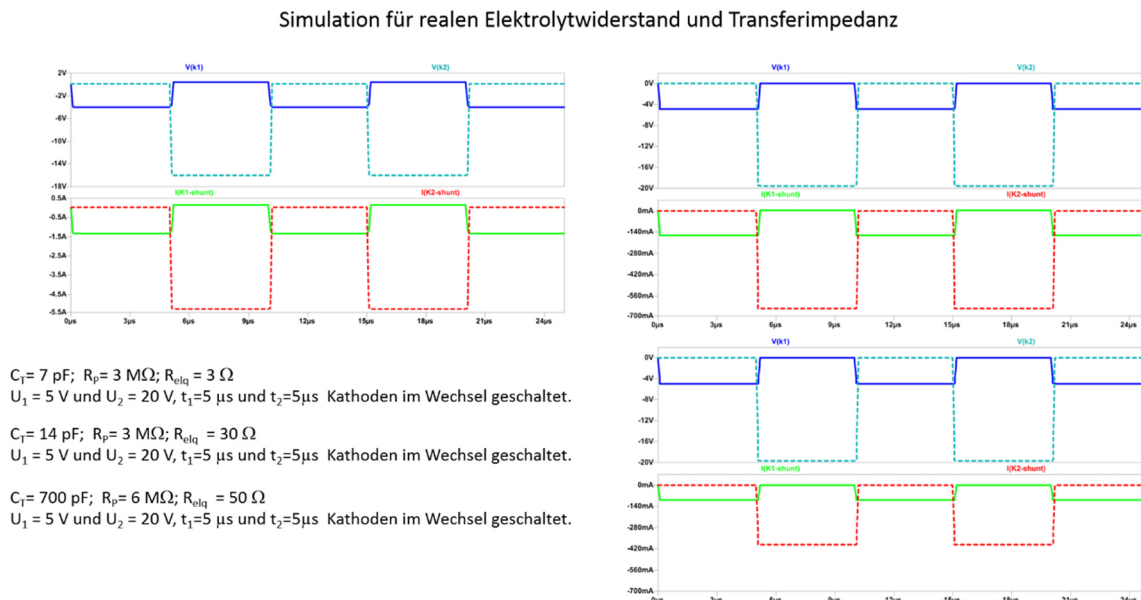


Bild 11: Simulation für verschiedene Elektrolytwiderstände bei minimalen Transferimpedanzen

Die Transferimpedanzen der untersuchten Isolierstoffe sind daher unkritisch für den quantitativen Verlauf der Strom- und Spannungspulse und nur im Fall eines Durchschlags des Isolierstoffes würde es kritisch werden. Für

die ausgewählten Geometrien ist dieser Durchschlag sehr unwahrscheinlich, wenn die Isolierschichten fest mit den Kathodenmaterialien verbunden sind, und keine Inhomogenitäten über die Kontaktflächen aufweisen.

5. Zusammenfassung

Die differente Bestromung von mehreren Kathoden erweist sich als sehr effizient, wenn sehr hohe Produktionszahlen und/oder eine hohe Bearbeitungsgenauigkeit gefordert werden. Die Komplexität der Mehrfach-Kathoden verlangt Isolierstoffe, die eine hinreichend kleine Transferkapazität und einen hinreichend großen Parallelwiderstand aufweisen. Im Artikel wurde gezeigt, dass die dafür entwickelten Isolierstoffe diese Forderungen bis in den μs -Pulsbereich erfüllen und die Wechselwirkung auf die Prozess-Energie-Quellen (PES) auf das Schaltverhalten minimieren.

Durch die hohe Anzahl von Anwendungsmöglichkeiten werden die Transferimpedanzen sehr unterschiedlich und sollten durch Simulation der Transferströme überprüft werden. Im Besonderen kann im unteren μs -Bereich der Pulsdauern ein zu geringer Parallelwiderstand wirken, was dann durch konstruktive Änderungen behoben werden kann.

Die Anforderungen an die Isolierstoffe sind aber nicht nur elektrischer Art, sondern auch mechanischer Art, was im Artikel nicht explizit ausgeführt wird. So sind teilweise sehr dünne Schichten notwendig, die eine hinreichende Durchschlagfestigkeit besitzen müssen.

Literaturverzeichnis

- [1] Leese, R.; Ivanow, A.: Electrochemical micromachining: An introduction aus *Advances in Mechanical Engineering* (2016), pp. 1-13
- [2] Rajurkar, K.P.; Sundaram, A.P; Malshe, A.P.: Review of electrochemical and electro-discharge machining, *Procedia CIRP* 6 (2013), pp.13-26
- [3] Landolt, D., Chauvy, P.F., Zinger, O.: Electrochemical micromachining, polishing and surface structuring of metals: fundamental aspects and new developments, *Electrochim. Acta* 48 (2003) pp. 3185-3201
- [4] Saxena, K.K.; Qian, J.; Reynaerts, D.: A review on process capabilities of electrochemical micromachining and its hybrid variants, aus *International Journal of Machine Tools and Manufacture* (2018) pp. 28-56
- [5] Patel, D.S.; Thalkar, M.; Jain, V.K.; Ramkumar, J.: Electrochemical micro-machining texturing using microelectrodes array fabricated through WEDM on SS-304: experiments and simulations. *Proceedings of 10th Conference on Precision, Meso, Micro and Nano Engineering* (2017), Chennai (India), pp. 235-238.
- [6] Herzig, M.; Kröning, O., Schulze, H.-P.; Kranhold, Ch.; Geithe, R.: Zwischenbericht zum Forschungsprojekt "SwitchECM" (2019).

Modern Cast Iron Alloys for Lightweight Automotive Applications

M. Ahmed¹, R. Baehr¹, A. Nofal²

¹Otto-von-Guericke University of Magdeburg (OVGU) – Germany

²Central Metallurgical R&D Institute (CMRDI) - Egypt

1. Abstract

Lightweight materials offer great potential for increasing vehicle efficiency by boosting the fuel economy of modern automobiles while maintaining safety and performance. Currently, Austempered ductile iron (ADI) with its superior mechanical properties can successfully compete to replace steel castings, forgings and lightweight alloys in many engineering applications with considerable cost benefits, a point that has not been yet fully understood by many design engineers.

This review starts with discussing the historical and technical background, which is necessary for a reference basis of ADI production. Firstly, controlling foundry parameters such as (chemical composition of ductile iron, inoculation process) secondly, adjusting the heat treatment variables (especially the austenitizing & austempering temperatures and times on the kinetics of austempering reaction and properties of the resulted ADI). Then, listing the successful different applications of ADI especially in automotive. In addition, a light was shed on the current cooperation between Central Metallurgical R&D Institute - Egypt (CMRDI) together with Otto von University Magdeburg (OVGU). The new research aims at developing of a novel ADI grades with high strength and high ductility by using ultrasonic treatment technology during solidification together with special addition of Nano-powders in order to obtain a very fine graphite in the microstructure.

Keywords: Austempered ductile iron, ADI, lightweight materials, automotive applications

2. Introduction and historical background

Austempered Ductile Iron (ADI), or as called ausferritic ductile iron, is the latest member to the ductile iron family. ADI is produced by a heat treatment called "austempering" converting the high quality ductile iron to ADI with an ausferritic matrix (ferrite + carbon-enriched austenite). The incredible properties combination of ADI has opened new engineering applications for cast iron to replace steel castings and forgings [1].

The austempering heat treatment process was first discovered and applied to steels in the 1930's [2]. This achieved heating a material to the austenite phase region and then rapidly quenching it to a very lower temperature (the austempering temperature) between 200 – 400 °C and holding at this temperature to allow the austenite to transform isothermally to an acicular ferrite phase containing carbides known as bainite.

In 1948, International Nickel and the BCIRA introduced the first invention of ductile iron. The INCO process used magnesium for spheroidization of the graphite and was patented in the US and other countries. This patent hindered the growth of ductile iron industrial applications for some years, but just after the expiration of the patent, the production of ductile iron climbed rapidly in North America. In

1963; the US Society of Ductile Iron was established to guarantee the continued production of high quality ductile iron castings [3].

Soon after the development of ductile iron, trials to produce austempered ductile iron were undertaken in 1950's by various companies to initiate the first commercial production line of ADI [4]. In 1960, there was concurrent propaganda in the USA, Finland and China that ductile iron castings could be austempered to produce advanced cast iron material that enabled them to replace surface hardened steel forgings for gears and other components with significant cost benefits. In the 1970's; International Harvester's groundbreaking started to produce Austempered Ductile Iron (ADI) track shoes for military vehicles and demonstrated both of the opportunities and entanglements with the ADI process. In the year, General Motors successfully developed and replaced the carburized and hardened steel hypoid ring and pinion differential gear sets for passenger cars with low cost high performance ADI materials [3-7].

3. Production technology of ADI

The final properties of ADI depend on various factors mainly include the initial stage to produce high quality ductile iron with appropriate chemical composition in foundry and the austempering heat treatment parameters. Careful attention must be given to all stages of production of any ADI castings. It must be stressed that ADI should be used to develop high levels of mechanical properties in good quality ductile irons. ASTM 897/897M is the first US standards; it was issued in 1990, where five standard grades were selected" (Table 1 shows the 1990 897M, SI standard) [8].

Table 1: Mechanical properties of ADI according to ASTM 897M-90 [8].

Grade	Tensile Strength (MPa/Ksi)	Yield Strength (MPa/Ksi)	Elongation (%)	Impact Energy (J/lb-ft)	Typical Hardness (BHN)
1	850/125	550/80	10	100/75	269-321
2	1050/150	700/100	7	80/60	302-363
3	1200/175	850/125	4	60/45	341-444
4	1400/200	1100/155	1	35/25	366-477
5	1600/230	1300/185	N/A	N/A	444-555

Modern inoculation techniques and high-quality raw materials should be used to achieve high nodule count ≥ 200 nodules/mm², nodularity $\geq 90\%$, the carbide and inclusion content $\leq 0.5\%$, and the porosity should be $\leq 1\%$. These guidelines must be followed to minimize an uneven response to austempering caused by the micro-segregation of alloying elements [9].

The austempering heat treatment cycle of ADI is shown in Figure 1. This figure illustrates the different phases formed during the ADI heat treatment cycle. The conventional Austempering process can be performed by the following steps [1];-

- i. **The austenitizing stage;** conducted by heating the casting to a temperature in the range of 810-930°C, then holding the castings at this temperature for a sufficient time, where the entire casting reach the required get the temperature and to saturate the austenite with carbon.
- ii. **The quenching or cooling stage;** carried out very rapidly in the range of 232-400°C to avoid the formation of pearlite (see Figure 2).
- iii. **The Austempering stage;** completed at the desired temperature for a time sufficient to produce a matrix of needles of ferrite and enriched carbon austenite.
- iv. **Finally;** cooling the castings to the room temperature.

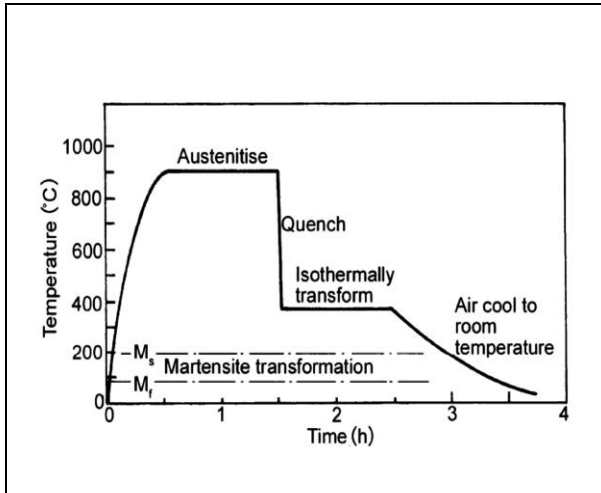


Figure 1. Typical austempering cycle used for ductile irons.

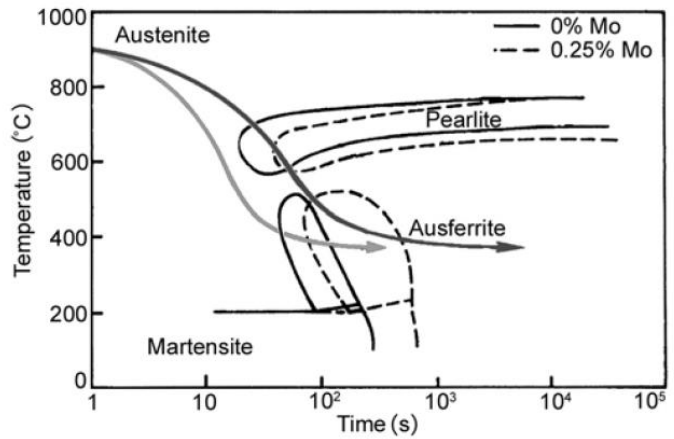


Figure 2. CCT diagrams for 3.3% C, 2.6% Si, 0.3% Mn ductile iron with superimposed cooling curves.

In order to get the targeted mechanical properties of ADI, the ductile iron often needs to be alloyed to delay the start of the pearlite transformation, for this purpose, elements such as Ni, Cu and Mo, were added with specific percent either alone or, more commonly, in combination. However, there are limitations to the use of alloying elements. For example, Mo has great effect on the austemperability of ductile iron (see Figure 2) but it must be restricted to only 0.3% as its high-affinity to form carbides that segregates very strongly to the intercellular areas where it seriously delays the austempering reaction. Another example in the use of Mn, it also segregates (like Mo) and the Mn content is usually restricted to a maximum of 0.4%. [10].

The wall thickness of the castings is rather very important parameter that we should deal with it. In austenitization stage, thicker sections will need to be ‘soaked’ for longer times; or for a given austempering temperature, the required ausferrite structure can be obtained up to a particular section size, beyond which increasing amounts of pearlite are formed (see Figure 3) [10]. For that reason, in industrial production, the metal to salt ratio must be considerably high to avoid slow quenching rate during austempering.

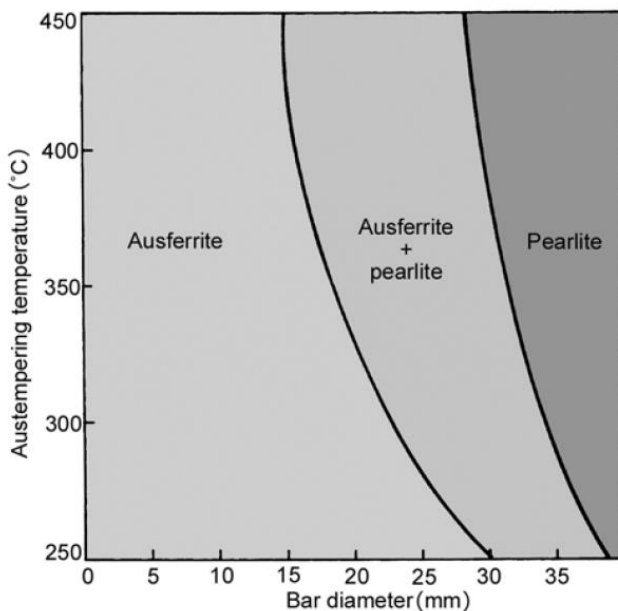


Figure 3. The effects of austempering temperature and bar diameter on the microstructures produced at the bar centre.

4. Mechanical properties of ADI

The verities in properties of ADI can be attributed to the changes in microstructure. At low austempering temperatures, a very fine acicular (needle-like) ferritic phase is formed with a small amount of retained austenite. Some martensite may be formed at the very lowest austempering temperatures. This microstructure gives high tensile strength and hardness, but limited ductility and poor machinability. As austempering temperatures increases, a coarse ferrite will form with high amounts of retained austenite (~40%). This results in a considerable increase in ductility with a reduction in strength and hardness. When the austempering temperature exceeds a specific value (375-380 °C), stage II reaction begins very rapidly, resulting in a decrease in the retained austenite and a corresponding decrease in ductility. The incomparable properties of ADI are closely attributed to the retained austenite content which is controlled by the austempering temperature and time [3, 11].

The selection of the ADI is based on many factors like properties, density, cost and others. Figure 4 shows the competitive edge of ADI compared with forged and cast steel, forged aluminum alloys and spheroidal or ductile iron. When considering the specific weight of the material required to give the unit yield strength, ADI seems to be the lightest engineering material. On the other hand, when searching the material with least cast per unit yield strength, ADI seems to be the cheapest. As shown in Figure 4, ADI has double the strength of ductile iron for the same level of ductility and has strengths equivalent to alloyed steels [10].

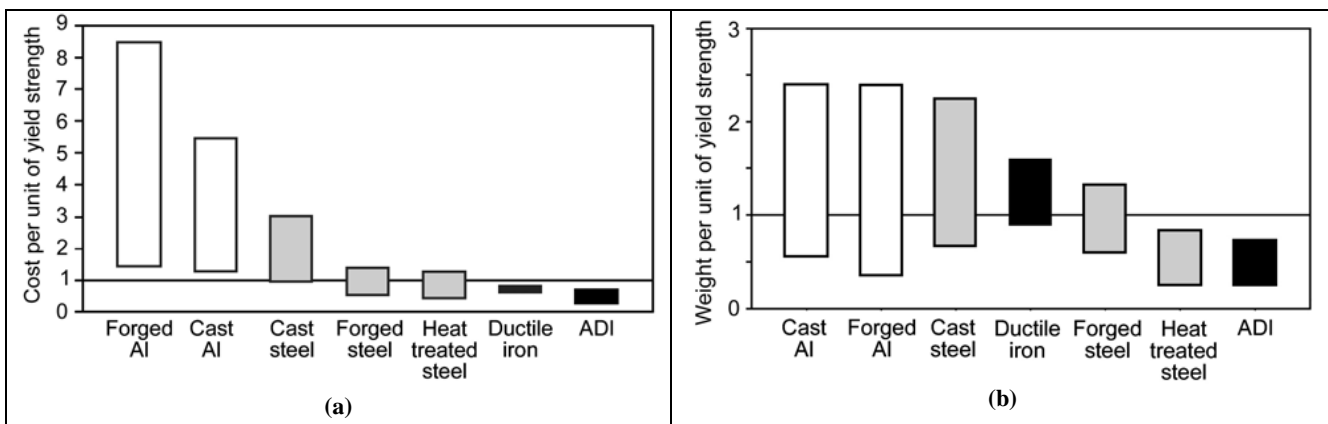


Figure 4: Comparison of the cost (a) and weight (b) per unit of yield strength of different materials [10].

The effect alloying elements on the ausferrite formation that effects on the final mechanical properties and performance of the ADI castings. Figure 5 shows the effect of Cu and Mo on the yield, ultimate tensile strength, elongation, impact toughness, Hardness as well as the retained austenite values of different investigated ADI grades [12]. Generally speaking, higher austempering temperature leads to lower levels of ultimate as well as yield strength and higher levels of ductility. In single-step ADI grades which austempered at 375 °C and 275 °C, the alloying resulted in a considerable increase in elongation and so the impact toughness, whereas the strength value was insignificantly affected. This apparently related to the amount of retained austenite in the structure of each alloy (see figure 5-b).

Intercritically austempered ductile irons (IADI) are an exciting engineering material which has a demand combination of mechanical properties such as good strength, good ductility, excellent with fatigue properties and better machinability than other ADI grades. IADI can compete pearlitic ductile iron and reach to yield strength ~ 490MPa and elongation comparable to ferritic ductile iron ~ 18% at fracture (see figure 5-a). At the same time, this combination of properties allows IADI to absorb more energy during deformation than ferritic and pearlitic ductile iron, which leads to influence the fatigue properties. These

desired properties are a result of the microstructure of IADI, which consists of graphite nodules in a matrix of ferrite and isolated islands of austenite (more details in the next section).

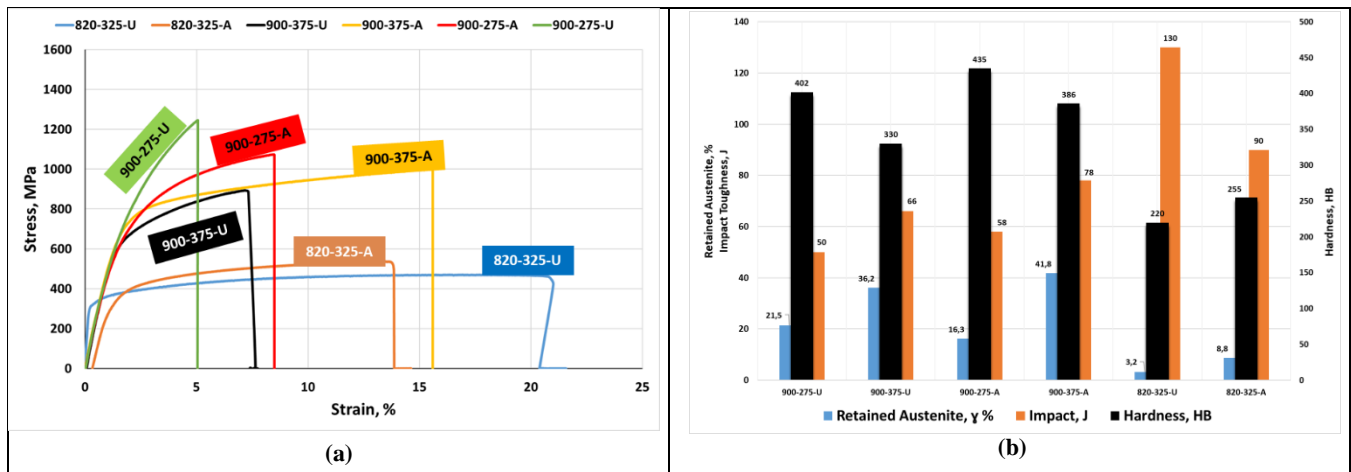


Figure 5. Mechanical properties of both unalloyed and alloyed ADI and IADI samples.

5. Microstructure of different ADI grades

The as-cast mechanical properties of ductile iron can be significantly improved through austempering heat treatment. This has led to the birth of a new member of the cast iron family; the austempered ductile iron (ADI), with its unique microstructure; spheroidal graphite in an ausferritic matrix. The austempering transformation in ADI can be described as two-stage reaction:

1. **Stage I Reaction:** $\gamma C \rightarrow \alpha + \gamma HC$ (toughening)
2. **Stage II Reaction:** $\gamma HC \rightarrow \alpha + \varepsilon - \text{carbides}$ (embrittlement)

The number, shape and size of the initially formed ferrite platelets in the first stage austempering reactions determine the morphology of the final two-phase matrix microstructure. The control of this stage of transformation will therefore, ultimately control the final microstructure and mechanical properties. The rate of ferrite formation during stage I austempering may be controlled by chemical, thermal or mechanical processing variables.

As mentioned before, a number of interlinked factors could control the mechanical properties of ADI one of these important factors is the austempering temperature. At the very lowest austempering temperatures, the structure may also contain some martensite. This type of microstructure can provide high tensile strength and hardness only but limited ductility and poor machinability. With increased austempering temperatures, the ferrite becomes coarser with increased amounts of retained austenite (up to ~40%); with a typical "ausferrite" structure. This results in a substantial increase in ductility and machinability with a reduction in strength and hardness. Once the austempering temperature exceeds a certain value (typically 375-380°C), the stage II reaction occurs very rapidly, resulting in a reduction in the retained austenite and a corresponding decrease in ductility. Retained austenite content in the structure is also responsible for the unique properties of ADI and it could be controlled by austempering temperature and time.

Figure 6 (a,b) shows the microstructures of austempered ductile iron processed by the single-step and two-step cycles. The ADI microstructure shows a matrix of dark areas (needle- ferrite) and bright etching areas (austenite) with graphite nodules dispersed in the matrix. For single step austempering; at a high austempering temperature very coarse feathery ausferrite is formed, but at lower austempering temperatures, very fine ferrite and austenite were observed. For intercritically austempered ductile iron (IADI), the microstructure consists of ausferrite and proeutectoid ferritic islands in the ausferrite continuous phase (figure 6-c). As a result of the low austenitizing temperature, the austenite is relatively

low in carbon, which raises the M_s temperature during air quenching, resulting in increased martensite formation in both alloyed and unalloyed IADI

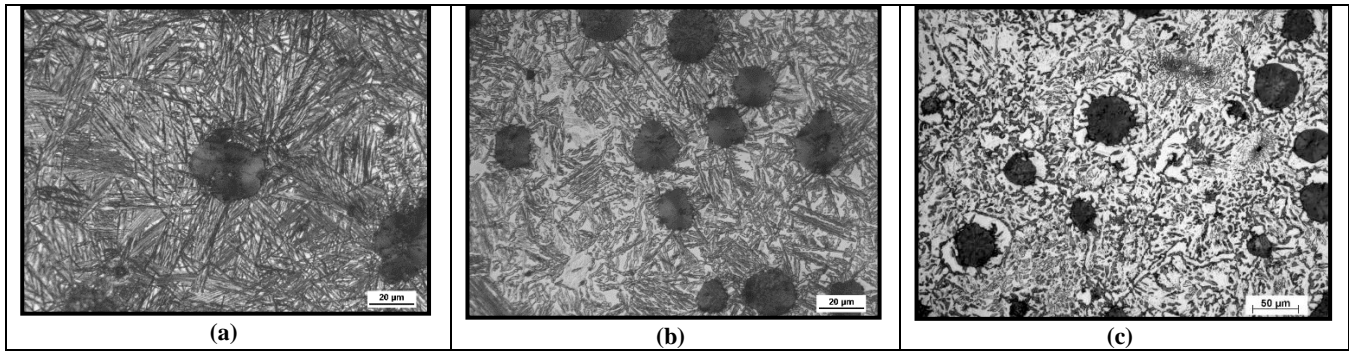


Figure 6: Microstructure of ADI austenitized at 900 °C and austempered at different temperature, a) 275 °C, b) 375 °C, and c) IADI austenitized at 820 °C and austempered at 325 °C

6. Automotive applications of ADI

Weight reduction becomes more and more demand for automotive producers, taking into account the evolution of the vehicles in terms of comfort (weight of the vehicles) and road behavior. Using lightweight alloys also increase the performance resulting from the reduction of fuel consumption and the limitation of pollution. The varieties in mechanical properties of the different grades of ADI nominates this material to replace many forged steel and aluminum castings used in automotive industry.

Since ADI introduction in the 1970's, researchers and automotive producers conducted many successful trials to use ADI as alternative lightweight materials in many wear resistant and engineering components in many different sectors especially automotive. The following figure (7) shows a wide variety of automotive parts that provided in high volume production of ADI.

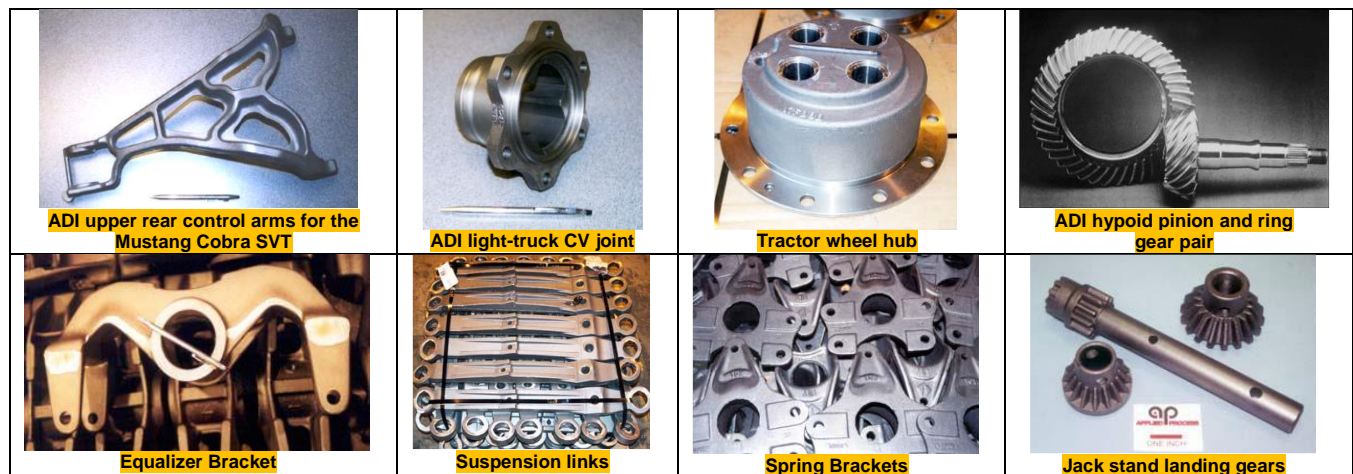


Figure 7: Different ADI castings for automotive industry [10, 13]

7. Ultrafine structure ADI

The race towards achieving optimum performance lightweight materials forces the automotive designers to find new innovative processing to create high performance materials with unique microstructure. From this point of view, nowadays there is increasing awareness of introducing the Nano-engineering in ADI and steels industry, and leading research and development institutes and companies are pursuing research in the area of nanostructured steels. For example, the European Union under the European Regional

Development financed two big projects [14, 15]. The main objectives of these projects were developing Nanocrystalline steels using phase transformations to be used as high performance steel components in different industrial sectors. By contrast, developing such materials with a nanoscale grain structure, so called Nanocrystalline DI or steels is primarily due to the achievement of significantly enhanced strength and hardness. Virtually, there are no investigations that have been conducted to produce ADI with a nanoscale microstructure, and the development of Nano-structured ADI only discussed in a recent patent by K. Putatunda [16]. His investigation was achieved by high temperature deformation (Thermomechanical Treatment) and subsequent austempering of ductile cast iron. The effect of processing parameters such as deformation temperature, strain rate, austempering temperature and austempering time on microstructural features such as volume fraction of phases, size and distribution of phases were examined.

In recent cooperation between Otto-von-Guericke University – Germany and Central Metallurgical R&D Institute – Egypt aiming at developing an ADI, with an ultrafine microstructure, starting with a base ductile iron with refined microstructure, an approach that seems easier to implement than the thermomechanical treatment. The microstructural refinement (see Figure 8&9) of ductile iron was achieved through micro-alloying, dynamic solidification under either ultrasonic or mechanical vibrations as well as inoculation with Nano- sized carbon inoculant. Moreover, further refinement could be achieved with introducing free ferrite when partially austenitizing ductile iron in the intercritical temperature range, where austenite + ferrite + graphite coexist. The interface between free ferrite and austenite represents additional nucleation sites for ausferrite nucleation. Such new development of dual-phase ADI offers superior strength-ductility combination required for automotive suspension parts.

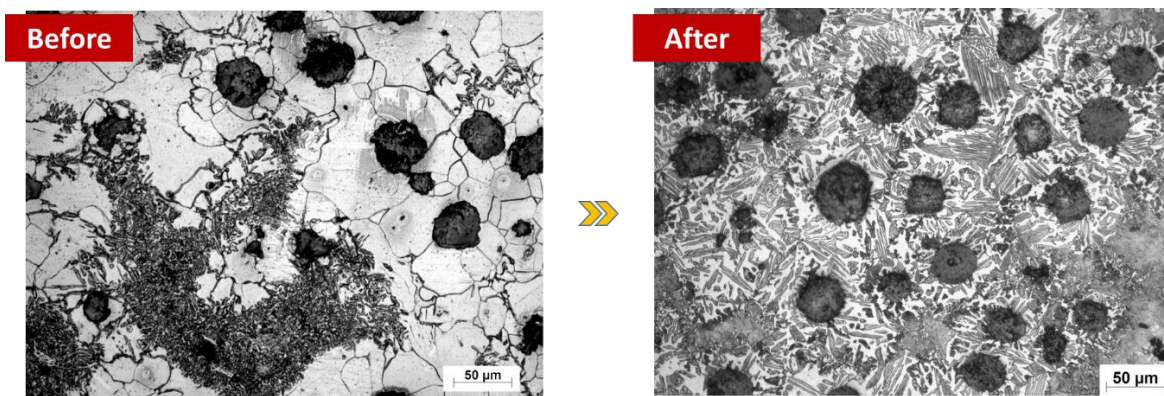


Figure 8. Comparison between IADI grades before and after the new used modification methods in this Work

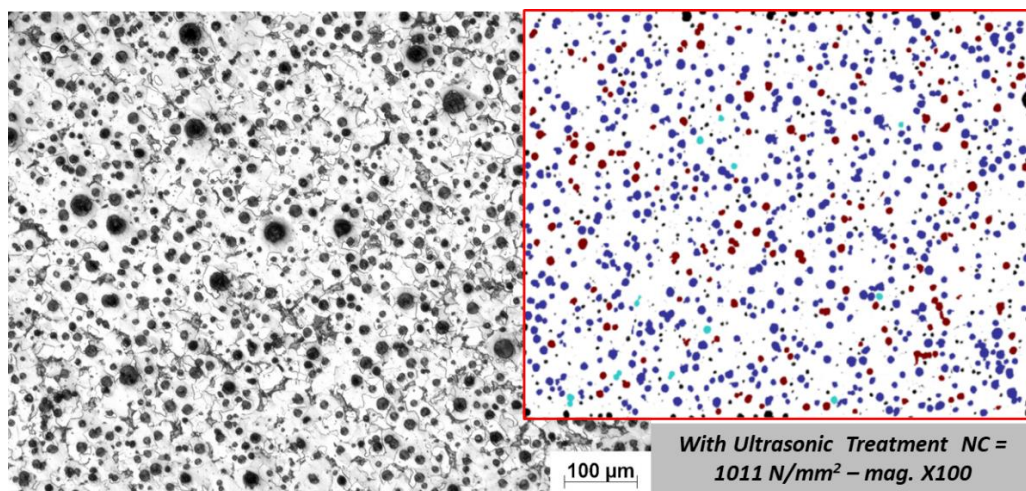


Figure 9. Extremely fine ductile iron structure solidified under the ultrasonic field, compared with the structure of the statically solidified irons, Thickness = 25 mm.

8. Summary

Austempered Ductile Iron (ADI) is the new member of cast iron family, which provides high levels of mechanical properties at a low cost. Because of these properties, it has been used in a wide variety of applications, including gears, crankshafts, automotive wheels, connecting rods, and brake shoes etc.

Many researchers worldwide provide sustained efforts to use lightweight alloys in the automotive industry, which has, undermine the market for cast iron castings due to their higher density. That is why ADI has suffered from being incorrectly conceived as a heavy cast iron alloy. However, when the high strength of ADI is considered, it is possible for it to compete successfully with lightweight alloys. This point has yet to be fully understood by many design engineers.

The vast majority of the engineering community in Egypt and Germany is still unaware of the capabilities and exceptional properties of ultrafine-structured ADI, so the cooperation between OVGU and CMRDI, ultimately, aims at developing technology package for casting, heat-treatment and machining of components made of new novel grades from ADI for different engineering sector one of them is automotive industry.

9. References

1. A. Nofal, 2013, "Advances in the Metallurgy and Applications of ADI ", Journal of Metallurgical Engineering (ME), Vol 2, issue 1.
2. John R. Keough and Kathy L. Hayrynen, 2005, "Properties of Austempered Ductile Iron", Applied Process, Inc., Livonia, Michigan, USA.
3. K. L. Hayrynen and J. R. Keough, 2003, "Austempered Ductile Iron-The State of the Industry in 2003", Keith D. Millis Symposium, Hilton Head, SC, USA, 20-23.
4. <http://www.durhamfoundry.com/austempered-ductile-iron.html>.
5. <http://www.aditreatments.com/?p=424>.
6. B. V. Kovacs, 1990, "Austempered Ductile Iron: Fact and Fiction", AFS Technical Center, Livonia, MI.
7. B. V. Kovacs, 1987, "Development of Austempered Ductile Iron (ADI) for automobile crankshafts", Journal of heat treat; P 55:60.
8. Standard Specification for Austempered Ductile Iron Castings, 2006," 897/897M", ASTM International.
9. HARDING, R. A, 1991, "Austempered Ductile Iron Components – Advantages, Production, Properties and Specifications". Birmingham, BCIRA.
10. R.A. Harding, 2005, "The production, properties and automotive applications for austempered ductile iron", Asia-Europe Environment Forum Conf., Jakarta, Indonesia, 23-25 Nov.
11. B. V. Kovacs, 1987, "Development of Austempered Ductile Iron (ADI) for automobile crankshafts", Journal of heat treat; P 55:60.
12. M. Ahmed, 2015, "Effect of Austempering Parameters on The Microstructure, Mechanical Properties, and Machinability of Austempered Ductile Iron", Master Thesis – Cairo University.
13. J.R. Keough, 2000, "Austempered Materials and Their Applications to Drive Line and Suspension Components", SAE Technical Papers series, 2000-01-2503.
14. Project I: Novel nanostructured bainitic steel grades to answer the need for high-performance steel components (NANOBAIN), France, Funded by European Commission.
15. Project II: Production of nanocrystalline steels using phase transformations, Poland Funded by European Commission.
16. Susil K. Putatunda, "Development of Nanostructured Austempered Ductile Cast Iron with dual phase microstructure ", Patent No, WO 2014145421 A2, 2014.

Simulative und experimentelle Bestimmung der Bauteilswindung von extrusionsblasgeformten Kunststoffhohlkörpern

Patrick Michels ¹⁾, Dr.-Ing. Olaf Bruch ^{1,2)}, Bernd Evers-Dietze ²⁾, Esther Ramakers-van Dorp ²⁾, Prof. Dr.-Ing. habil. Holm Altenbach ³⁾

1) Dr. Reinold Hagen Stiftung, Bonn, Deutschland, p.michels@hagen-stiftung.de, 0228 9769-319

2) TREE Institut, Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, Deutschland, olaf.bruch@h-brs.de, 02241 865-318

3) Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität, Deutschland, holm.altenbach@ovgu.de, 0391 67-58814

Zusammenfassung

Die präzise Vorhersage der prozessbedingten Schwundung und des damit verbundenen Bauteilverzugs ist eines der großen ungelösten Probleme der Blasformbranche. Aufgrund der starken Abhängigkeit von der jeweiligen Prozessführung sind Schwundungswerte zwischen 1,5 und 3,5 % bei teilkristallinen Polymerwerkstoffen, wie z.B. Polyethylen hoher Dichte (HDPE), nichts Ungewöhnliches. Dies stellt die simulative Vorhersage vor große Herausforderungen. Die Schwierigkeit besteht dabei vor allem in der Beschreibung des komplexen zeit-, temperatur- und prozessabhängigen Materialverhaltens der verwendeten Polymerwerkstoffe. Im Rahmen dieser Studie erfolgten simulative und experimentelle Schwundungsuntersuchungen unter variierenden Prozessbedingungen an einem blasgeformten Bauteil einfacher Geometrie. Für die Materialmodellierung wurde auf linear viskoelastische Materialansätze in Verbindung mit dem Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip zurückgegriffen. Im Rahmen der untersuchten Prozesseinstellungen zeigen die Simulationsergebnisse bereits eine recht gute qualitative Übereinstimmung mit den Messergebnissen.

Schlüsselwörter: Extrusionsblasformen, Schwundung und Verzug, viskoelastische Materialmodelle, Finite-Elemente-Methode, Thermische Analyse

1. Einleitung

Das Extrusionsblasformen ist eines der wirtschaftlichsten Verfahren zur Produktion dünnwandiger Kunststoffhohlkörper. Der Prozess kann dabei in drei Hauptverfahrensschritte eingeteilt werden. Zunächst wird ein schlauchförmiger Vorformling extrudiert, der in einem nachfolgenden Aufblasprozess gegen die gekühlten Wände eines Blasformwerkzeugs verstreckt wird. Anschließend verweilt der Vorformling dann so lange an der gekühlten Werkzeugwand, bis er seine Formstabilität erreicht hat und als fertiges Blasteil entnommen werden kann. Das Produktspektrum reicht von Konsumerverpackungen, wie z.B. Shampoo- oder Waschmittelflaschen, bis hin zu Großblasbehältern mit mehreren 1000 Litern Fassungsvermögen. Im Gegensatz zu anderen Kunststoffverarbeitungsverfahren wie z.B. dem Spritzgießen erfolgt die Auslegung neuer Produkte und Produkttypen oftmals noch empirisch auf Basis von Erfahrungswerten. Dies stellt durch zunehmend steigende Qualitätsansprüche und den Wunsch nach immer kürzeren Zykluszeiten ein hohes wirtschaftliches Risiko dar.

Von großem industriellem Interesse ist zurzeit vor allem die präzise Vorhersage der prozessbedingten Schwundung und des damit verbundenen Bauteilverzugs. Dieser wird maßgeblich durch die Prozessführung und die Geometrie des Artikels beeinflusst. Eine Designänderung aufgrund eines nicht schwundungsgerecht konstruierten Werkzeuges, schlimmstenfalls in Verbindung mit einem Produktionsausfall, ist oftmals mit immensen Kosten verbunden. Um im internationalen Wettbewerb sowie in Konkurrenz zu alternativen Herstellungsverfahren bestehen zu können, ist es notwendig, auf effizientere Entwicklungsmethoden zurückzugreifen. Großes Potential bietet daher der frühzeitige Einsatz von Simulationsverfahren. Während der Aufblasprozess sowie einige Produkteigenschaften bereits gut mit FE-Simulationsmodellen beschrieben werden können, bestehen in der Vorhersage von Schwundung und Verzug nach wie vor Defizite. Diese sind vor allem im komplexen zeit-, temperatur- und prozessabhängigen Materialverhalten der eingesetzten Polymerwerkstoffe begründet. Insbesondere die im Blasformen vielfach eingesetzten teilkristallinen Polymere, wie z.B. Polyethylen oder Polypropylen setzen eine möglichst umfangreiche Charakterisierung des Werkstoffverhaltens voraus. Während die Verwendung gemittelter Stoffdaten für Materialparameter, wie z.B. Wärmeleitfähigkeit oder spezifische Wärmekapazität, bei amorphen Thermoplasten oftmals vertretbar ist, führt dies bei teilkristallinen

Werkstoffen aufgrund der starken Änderungen im Kristallisationsbereich häufig zu großen Ungenauigkeiten [1]. Des Weiteren kommt es bei der Verarbeitung von Polymeren oftmals zur Bildung von Vorzugsorientierungen, die generell anisotropes Materialverhalten zur Folge haben. Um das Schwindungsverhalten blasgeformter Kunststoffhohlkörper hinreichend genau abbilden zu können, muss es gelingen, das Materialverhalten sowohl in der Abkühlsimulation als auch in der nachfolgenden Schwindungs- und Verzuganalyse möglichst präzise zu beschreiben.

Erste vielversprechende Ansätze zur Abkühlsimulation blasgeformter Hohlkörper unter Verwendung eines 3-dimensionalen Finite Element Ansatzes finden sich in den Arbeiten von Laroche et al., sowie Kipping und Henrichs [2-4]. Während Laroche et al. konstante Materialparameter für die Abkühlsimulation nutzten, verwendeten Kipping und Henrichs temperaturabhängige Materialdaten eines HDPE's aus der Literatur [2-5]. Aufbauend auf den Arbeiten von Kipping und Henrichs untersuchte Schroll [6] das prozessabhängige Schwindungsverhalten blasgeformter Kunststoffhohlkörper unter Verwendung eines orthotropen Wärmeausdehnungskoeffizienten. Für die Beschreibung des mechanischen Materialverhaltens verwendete Schroll ein isotropes linear elastisches Materialgesetz. Dieses beschreibt den Schwindungsprozess jedoch nur unzureichend, da die Spannungsrelaxation der Polymerwerkstoffe vernachlässigt wird. Insbesondere bei den hohen Temperaturen zu Beginn der Abkühlphase baut sich ein Großteil der im Bauteil entstehenden Spannungen durch Relaxationsprozesse wieder ab. Dieses Verhalten kann über viskoelastische Materialmodelle abgebildet werden. Erste Ansätze zur Schwindungssimulation unter Verwendung eines linear viskoelastischen Materialansatzes in Verbindung mit dem Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip (WLF-Gleichung) wurden von Laroche et al. am Beispiel eines blasgeformten Kraftfahrzeugtanks vorgestellt [2]. Die viskoelastischen Materialparameter sowie die mittels DMA-Versuchen bestimmte Masterkurve haben Laroche et al. von Kabanemi et al. [7] und Penn [8] übernommen. Bezüglich des Bauteilverzugs konnten Laroche et al. eine recht gute qualitative Übereinstimmung zwischen Simulation und experimenteller Messung feststellen [2]. Unterschiedliche Prozessvariationen wurden von Laroche et al. nicht untersucht. Insbesondere bei der Verarbeitung teilkristalliner Polymere hat die Prozessführung jedoch einen großen Einfluss auf die Schwindung. Nach Kulik [9] spielt vor allem die Entformungstemperatur, welche von Prozessgrößen wie z.B. Kühlzeit, Formtemperatur, Massetemperatur und Wanddicke beeinflusst wird, eine entscheidende Rolle. Dabei führt eine niedrigere Entformungstemperatur zu geringeren Schwindungswerten [9]. Dies kann dadurch begründet werden, dass das Formteil bei geringeren Entformungstemperaturen länger unter Formzwang im Werkzeug verweilt. Durch den angelegten Blasdruck ist die Schwindung im geschlossenen Werkzeug nur in Dickenrichtung möglich, wodurch es zum Aufbau von Eigenspannungen orthogonal zur Dickenrichtung kommt. Diese Spannungen bauen sich durch die lange Verweilzeit im Werkzeug zum Teil durch Relaxationsprozesse wieder ab. Nach der Entformung kommt es dann zu einer viskoelastischen Retardation [9].

Die Zusammenhänge zwischen der Prozessführung und der Bauteilschwindung sind im Extrusionsblasformen außerordentlich komplex. Aufgrund der prozessbedingten Wanddickenverteilung kann die Entformungstemperatur lokal sehr stark variieren. Außerdem ist die Wärmeabfuhr an der Außenseite des blasgeformten Bauteils durch den Kontakt zur gekühlten Kavität signifikant größer als an der Innenseite, was zu einem großen Temperaturgradienten über der Wanddicke führt. Während das Bauteil nach der Entnahme an stark verstreckten Dünnstellen oft durchgekühlt ist, sind Temperaturen von deutlich über 100 °C an der Innenseite der Quetschnähte nicht ungewöhnlich. Die stark variierende Entformungstemperatur führt dann zu lokal unterschiedlichen Schwindungswerten und damit letztendlich zu einem unerwünschten Bauteilverzug. Um eine Aussage darüber treffen zu können, ob das Schwindungsverhalten blasgeformter Kunststoffhohlkörper hinreichend genau über linear viskoelastische Materialgesetze beschrieben werden kann, werden in dieser Studie Schwindungssimulationen unter variierenden Prozessbedingungen experimentellen Schwindungsmessungen gegenübergestellt.

2. Experimentelle Bestimmung der Bauteilschwindung

Zur experimentellen Bestimmung der Bauteilschwindung erfolgen Messungen an einem Formteil einfacher Geometrie unter variierenden Prozessbedingungen. Das Formteil wurde im Rahmen des Forschungsvorhabens „Reduzierung von Prototypen in der Produktion von Blasformkörpern“, kurz RedPro [10], entwickelt und ist in Bild 1a dargestellt. Aufgrund der einfach gehaltenen Geometrie eignet sich das Formteil besonders gut für Schwindungsmessungen, da es nicht wie bei komplexeren Bauteilformen zu einer Überlagerung mit Verzugseffekten kommt. Zur Erfassung der Längsschwindung sind in das Blasformwerkzeug kleine Metallkugeln eingelassen. Diese hinterlassen dann im fertigen Blasteil kugelförmige Aussparungen (s. Bild 1, Pos. 1-8), deren Abstände mit geeigneten Messmitteln erfasst werden können. Aufgrund der starken Abhängigkeit der Bauteilschwindung von der Prozessführung wurden durch einen linearen Versuchsplan gezielt praxisrelevante Prozessparameter wie z.B. Kühlzeit und Wandstärke variiert (Tabelle 1). Außerdem wurde der

Durchmesser im mittleren Abschnitt des Bauteils variiert, um den Einfluss höherer Verstreckgrade auf die Bauteilsschwindung bestimmen zu können. Für jeden Prozesspunkt wurden jeweils 4 Bauteile an der Blasformmaschine BFB 2-30 T (Fischer-W. Müller) der Dr. Reinold Hagen Stiftung produziert und anschließend vermessen. Als Werkstoff diente der HDPE Typ Lupolen 5021DX von LyondellBasell.

Tabelle 1: Versuchsplan zur Untersuchung der prozessabhängigen Bauteilsschwindung

Versuchspunkt	Einsatz [mm]	Wandstärke [mm]	Kühlzeit [s]	Anzahl
1	60	2	30	4
2	60	2	60	4
3	60	4	60	4
4	60	4	90	4
5	80	2	30	4
6	80	2	60	4
7	80	4	60	4
8	80	4	90	4

Die Vermessung der Bauteilsschwindung erfolgte vollautomatisiert durch den GOM ATOS 3D Scanner der Hochschule Bonn-Rhein-Sieg in Sankt Augustin (Bild 1b). Mittels passiver Triangulation mit Streifenprojektion wird hierbei die komplette Bauteilgeometrie digitalisiert, sodass die Schwindung in Längs- und Umfangsrichtung ausgewertet werden kann. Bestimmt wurde sowohl die Verarbeitungsschwindung (6 Tage nach der Produktion) als auch die Nachschwindung (6 Monate nach der Produktion). Die Schwindung bezeichnet dabei die prozentuale Maßdifferenz zwischen Formteil und Kavität. Um diese möglichst genau bestimmen zu können, wird neben dem Formteil auch die Kavität mithilfe des 3D Scanners vermessen. Die Ermittlung der Längsschwindung erfolgte dann über den Abstand der kugelförmigen Aussparungen (Bild 1c). Die Umfangsschwindung wurde anhand eines Schnittes in der Mitte des eingescannten Formteils über die Bogenlänge bestimmt. Pro Versuchspunkt wurden jeweils 3 Formteile vermessen.

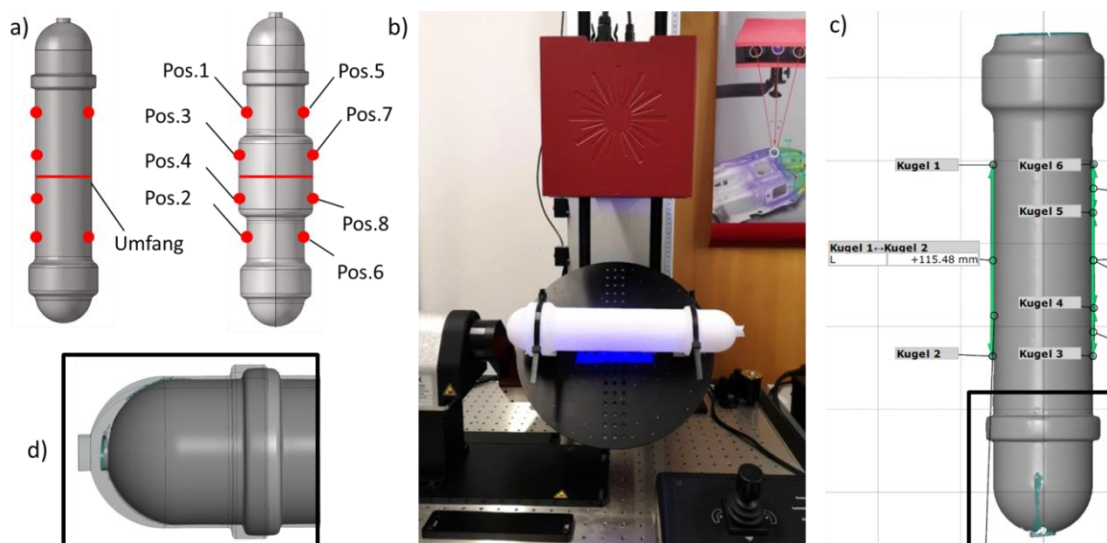


Bild 1: Bauteil zur experimentellen Schwindungsmessung; a) Bauteilgeometrie; b) Vollautomatisierte Messung mittels 3D Scanner; c) Bestimmung der Längsschwindung; d) Vergleich eines eingescannten Artikels mit dem CAD Modell

Zusätzlich zu den Schwindungsmessungen wurde während der Produktion die Oberflächentemperatur jeweils eines Artikels pro Versuchspunkt unmittelbar nach der Entnahme mit einer Thermokamera des Typs ThermCAM SC1000 der Firma Flir vermessen. Die Temperaturmessungen dienen zur späteren Verifizierung der Abkühlsimulation.

Die Ergebnisse der Verarbeitungs- und Nachschwindung sind in Bild 2 dargestellt. Die Verarbeitungsschwindung liegt zwischen 1,4 % und 3,3 %. Die weitere Schwindungszunahme (Nachschwindung) fällt wesentlich geringer aus und liegt bei allen Prozesseinstellungen unterhalb von 0,25 %. Bei den Messwerten handelt es sich um Mittelwerte über jeweils drei Formteile pro Versuchspunkt. Die Längsschwindung wurde über die vier Kugelabstände 1-2, 3-4, 5-6 und 7-8 gemittelt. Die Streuung der Messwerte ist den Fehlerbalken in Bild 2 zu entnehmen.

Neben den Abhängigkeiten von den Prozessbedingungen ist eine ausgeprägte Anisotropie der Schwindung zu erkennen, die mit steigendem Verstreckgrad in Umfangsrichtung (Versuchspunkt 5-8) zunimmt. Sowohl die Abhängigkeit von den Prozessparametern als auch die festgestellte Anisotropie deckt sich mit den Ergebnissen des Forschungsvorhabens RedPro [10]. Die Umfangsschwindung ist dabei immer größer als die Längsschwindung. Abschließend sei erwähnt, dass die Thermografie-Aufnahmen über alle Versuchspunkte hinweg die Beobachtung von Kulik [9] bestätigen, nach der eine höhere Entformungstemperatur zu höheren Schwindungswerten führt.

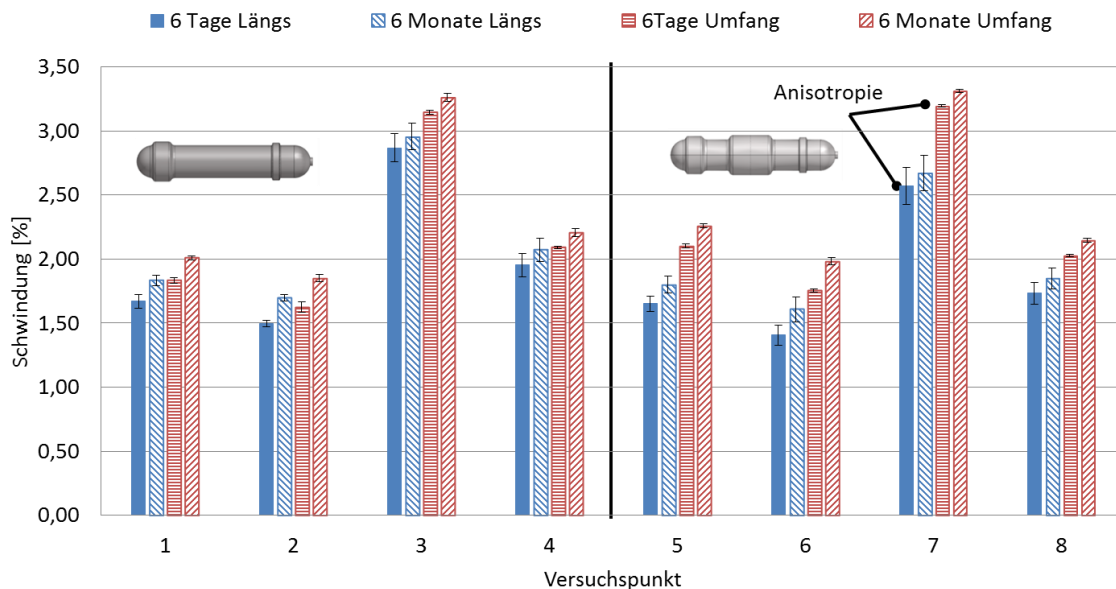


Bild 2: Experimentell ermittelte Verarbeitungs- und Nachschwindung

3. Ermittlung der viskoelastischen Werkstoffkennwerte

Um das Materialverhalten in der Simulation über ein linear viskoelastisches Modell beschreiben zu können müssen die viskoelastischen Eigenschaften des Materials zunächst experimentell ermittelt werden. Da das Materialverhalten blasgeformter Artikel eine ausgeprägte Prozessabhängigkeit aufweist, erfolgen die Werkstoffversuche zur Charakterisierung der Materialeigenschaften mittels dynamisch-mechanischer Analyse (DMA 242 E, Netzsch) an blasgeformten Probekörpern. Die Probenentnahme erfolgte aus Vierkantflaschen, welche auf einer Blasformmaschine vom Typ Krupp Kautex KEB 4 hergestellt wurden. Als Werkstoff diente wie auch bei den Formteilen in Abschnitt 2 der HDPE Typ Lupolen 5021DX von LyondellBasell. Um das unterschiedliche Materialverhalten in Extrusions- und Umfangsrichtung zu berücksichtigen, wurden jeweils 3 Probekörper in Extrusions- und Umfangsrichtung entnommen. Dabei wurde pro Flasche jeweils nur eine Probe aus dem mittleren Bereich entnommen, da die Flaschen in diesem Bereich eine recht konstante Wanddicke von 1 mm aufweisen. Die Probenabmaße betragen 30 mm x 10 mm x 1 mm.

Die dynamisch-mechanische Analyse erfolgte im 3-Punkt-Biege-Modus (20 mm Auflagerabstand) im Temperaturbereich von -50 °C bis 130 °C mit einer Heizrate von 2 K/min. Die Proben wurden dafür sinusförmig mit einer Amplitude von 50 µm mit den Frequenzen 0,1 Hz, 0,5 Hz, 1 Hz, 2,5 Hz, 5 Hz, 10 Hz, 20 Hz und 50 Hz belastet. Das Materialverhalten ist somit über einen großen Frequenz- und Temperaturbereich charakterisiert. Da für HDPE nach Münstedt und Schwarzl [11] von thermorheologisch einfachem Materialverhalten auszugehen ist, kann das Zeit-Temperatur-Superpositionsprinzip angewendet werden. Dabei geht man von der Annahme aus, dass eine Erhöhung der Temperatur das Materialverhalten in gleicher Weise beeinflusst wie eine Verringerung der Deformationsgeschwindigkeit bzw. Frequenz. Durch eine Horizontalverschiebung der Frequenz-Sweeps auf der logarithmischen Frequenzachse besteht dann die Möglichkeit, eine sogenannte Masterkurve zu generieren. Diese beschreibt das Materialverhalten für eine Referenztemperatur über einen großen Frequenz- oder Zeitbereich. Zur Erstellung der Masterkurven wird der Temperaturbereich von -20 °C bis 120 °C betrachtet. Der notwendige temperaturabhängige Verschiebungsfaktor wurde wie folgt über die WLF-Gleichung nach Williams, Landel und Ferry [12] ermittelt:

$$\log(\alpha_T) = -\frac{C_1(T-T_{\text{ref}})}{C_2+(T-T_{\text{ref}})} \quad (1)$$

Die WLF-Parameter C_1 und C_2 werden über die Auswertesoftware NETZSCH Proteus angepasst, sodass eine stetige Masterkurve entsteht. Als Referenztemperatur T_{ref} wird 23 °C gewählt. Die Masterkurven der einzelnen Probekörper sind in Bild 3 dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass die Proben in Extrusionsrichtung eine höhere Steifigkeit aufweisen als in Umfangsrichtung. Dies deckt sich mit den Untersuchungen von Grommes et al. [13] zur Prozessabhängigkeit des Elastizitätsmoduls blasgeformter Probekörper. Die Ergebnisse von Grommes et al. konnten in [14] erfolgreich in Form eines orthotropen prozessabhängigen E-Moduls in die Struktursimulation blasgeformter Kunststoffhohlkörper eingebunden werden. Da die Orthotropie des E-Moduls in der Struktursimulation einer typischen Kunststoffflasche in [14] jedoch eine eher untergeordnete Rolle spielte, wird zunächst aus den sechs gemessenen Masterkurven eine gemittelte Kurve gebildet. Dafür werden sowohl die Masterkurven als auch die WLF-Parameter C_1 und C_2 gemittelt.

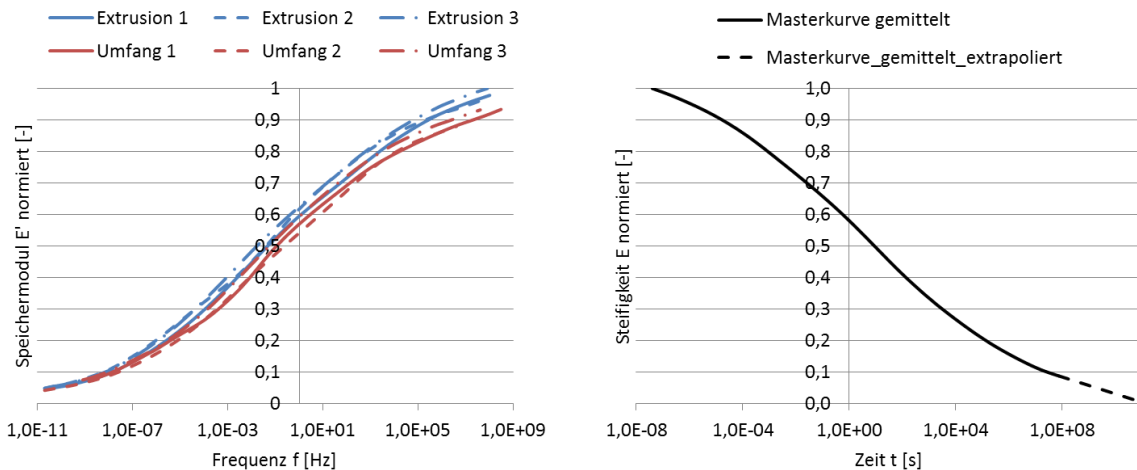


Bild 3: Ergebnisse der DMA Messungen; Links: Masterkurven der 6 Proben im Frequenzbereich; Rechts: Gemittelte Masterkurve umgerechnet auf den Zeitbereich

Zur späteren Einbindung in das Simulationsmodell ist die gemittelte Masterkurve noch vom Frequenzbereich in den Zeitbereich zu überführen. In Anlehnung an Sommer [15] erfolgt die Umrechnung über nachfolgende Näherungsformel:

$$f = \frac{1}{2\pi t} \quad (2)$$

Die resultierende Masterkurve im Zeitbereich ist in Bild 3 (rechts) dargestellt. Da die Messdaten nur bis zu einer Temperatur von 120 °C sinnvoll ausgewertet werden konnten, wird die Masterkurve logarithmisch extrapoliert.

4. Simulative Bestimmung der Bauteilsschwindung

Der CAE-Workflow zur Bestimmung von Schwindung und Verzug ist in Bild 4 dargestellt. Zu Beginn der Simulationskette steht zunächst die Prozesssimulation, die den Aufblasprozess des schlauchförmigen Vorformlings abbildet. Als Ergebnis erhält man die Wanddickenverteilung, welche als Eingangsgröße für alle nachfolgenden Simulationsmodelle benötigt wird. Anschließend erfolgt die Simulation des Abkühlprozesses. Der Abkühlprozess lässt sich in zwei Abschnitte unterteilen. Im ersten Abschnitt kühlt der Artikel durch den Kontakt zur gekühlten Werkzeugwand ab, bis er seine Formstabilität erreicht hat. In der Simulation wird dies durch eine Kontaktbedingung zwischen dem Formteil und der Werkzeugform in Verbindung mit einem konvektiven Wärmeübergang realisiert. Nach der Entformung erfolgt dann gegebenenfalls eine weitere Abkühlung des Formteils an der Umgebungsluft. Dafür werden die Randbedingungen der Simulation im zweiten Abschnitt des Abkühlprozesses angepasst (Wärmeübergang zwischen Formteil und Umgebungsluft). Als Ergebnis erhält man das zeitabhängige Temperaturfeld, welches als Eingangsgröße für die anschließende Schwindungs- und Verzugssimulation benötigt wird. In dieser werden dann anhand einer thermisch-mechanischen Analyse die Eigenspannungen berechnet, die sich während der Abkühlung unter Formzwang im geschlossenen Werkzeug aufbauen. Diese bauen sich dann nach der Entformung wieder ab, wodurch es überlagert mit der weiteren Abkühlung an der Umgebungsluft zu Schwindung und Verzug des Bauteils kommt.

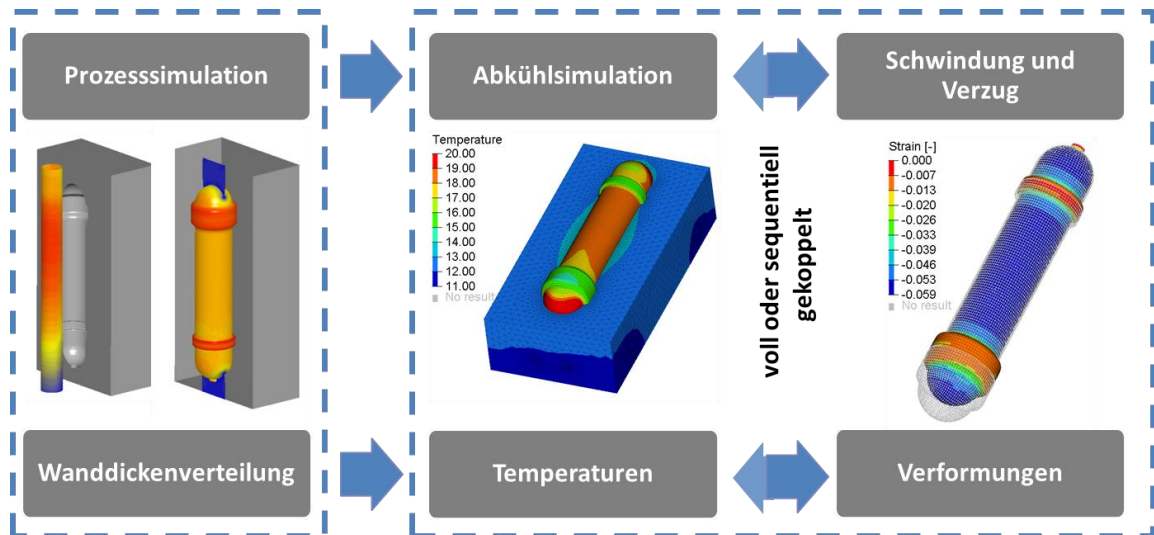


Bild 4: Simulationsworkflow zur Bestimmung von Schwindung und Verzug. Zur besseren Übersicht ist bei Prozess- und Abkühlsimulation nur jeweils eine Werkzeughälfte dargestellt.

4.1 Blasformsimulation

Die Blasformsimulation erfolgt über das FE-Softwarepaket B-SIM, Version 2.5, von Accuform. B-SIM wurde speziell für die Prozesssimulation des Blasformens entwickelt und bildet den Aufblasprozess des Vorformlings in die geschlossene Werkzeugform ab. Dafür wird ein zylindrischer Vorformling mit dreieckigen Membranelementen vernetzt. Netzfeinheit, Länge, Durchmesser sowie axiale und radiale Wanddickenverteilung können durch den Benutzer vorgegeben werden. Der Durchmesser des Vorformlings sowie die axiale und radiale Wanddickenverteilung werden so gewählt, dass sie dem realen Vorformling möglichst nahe kommen. Als Materialgesetz wird das nichtlinear viskoelastische K-BKZ Modell nach Kaye [16] und Bernstein et al. [17] verwendet. Für die Kalibrierung des Materialgesetzes wurde das Relaxationsspektrum für die Temperaturen 190 °C, 210 °C und 230 °C sowie die Dehnviskosität für drei unterschiedliche Dehnraten bestimmt. Die Parameter des K-BKZ Modells wurden dann über einen Fitting-Prozess an die experimentellen Messkurven angepasst. Die ermittelte Wanddickenverteilung wird im Anschluss über den MpCCI-Mapper vom Fraunhofer SCAI auf die FE-Netze der nachfolgenden Simulationsmodelle übertragen.

4.2 Abkühlsimulation

Die Abkühlsimulation erfolgt mit dem FE-Softwarepaket Abaqus Standard 2017 von Dassault Systèmes. Abaqus bietet dafür die Möglichkeit eine sequentiell oder voll gekoppelte thermisch-mechanische Analyse durchzuführen. Der Vorteil einer voll gekoppelten Analyse besteht vor allem darin, dass der Einfluss eines schwindungsbedingten lokalen Abhebens des Kunststoffes von der Werkzeugwand auf den Wärmeübergang berücksichtigt werden kann. Untersuchungen von Kipping an einer typischen blasgeformten Kunststoffflasche zeigten jedoch sowohl in den experimentellen Versuchen als auch in der Simulation einen eher geringen Einfluss auf den Abkühlprozess [3]. Aufgrund des immensen Rechenaufwandes einer voll gekoppelten Analyse wird daher lediglich eine sequentiell gekoppelte Analyse durchgeführt.

Um den Abkühlprozess durch die Simulation abbilden zu können, muss es gelingen, das Temperaturfeld (Gl. 3) in Abhängigkeit von Ort und Zeit über den ganzen Zeitraum des Abkühlprozesses zu bestimmen.

$$T = f(x, y, z, t) \quad (3)$$

Dafür gilt es die Wärmeleitung in Formteil und Werkzeug sowie die verschiedenen Wärmeübergänge über mathematische Modelle zu beschreiben. Die Wärmeleitung kann über die Fourier'sche Wärmeleitungsgleichung wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\lambda}{\rho c_p} \nabla^2 T + \frac{1}{\rho c_p} w \quad (4)$$

Dabei ist λ die Wärmeleitfähigkeit des Körpers, ρ die Dichte, c_p die spezifische Wärmekapazität und w eine eventuelle äußere Wärmequelle. Es handelt sich bei der Fourier'schen Wärmeleitungsgleichung um eine partielle Differentialgleichung zweiter Ordnung, sodass zur Lösung Anfangs- und Randbedingungen vorzugeben sind. Zu Beginn der Abkühlsimulation wird von einer Anfangstemperatur von 190 °C für das Formteil und einer Anfangstemperatur von 15 °C für das Werkzeug ausgegangen. Da keine Daten bezüglich des verwendeten HDPE Typs Lupolen 5021DX vorliegen, werden die temperaturabhängigen Materialparameter für Wärmeleitfähigkeit, Dichte und spezifische Wärmekapazität von Kipping [3] übernommen. Für das Formwerkzeug aus Aluminium werden konstante Materialparameter verwendet. Diese Annahme ist gerechtfertigt, da die Werkzeugtemperatur während des Abkühlprozesses nur geringen Temperaturänderungen ausgesetzt ist. Die verwendeten Materialparameter für die Aluminiumlegierung AlCu4MgSi werden aus [18] entnommen.

Neben den Materialparametern gilt es noch die Wärmeübergänge in Form von Randbedingungen zu definieren. Dafür wird der Wärmefluss über den Rand in Form einer konvektiven Randbedingung nach Gl. 5 definiert [3]:

$$\lambda \frac{\partial T}{\partial n} = -h(T - T_U) \quad (5)$$

Dabei ist h der Wärmeübergangskoeffizient, T die aktuelle Wandtemperatur und T_U die Umgebungstemperatur des Fluids. Während der Abkühlung in der geschlossenen Werkzeugform sind sowohl Wärmeübergänge für das Formteil als auch für das Werkzeug zu definieren. Sehr kompliziert gestaltet sich dabei der Kontakt zwischen der Formteilaußenseite und dem gekühlten Werkzeug. Vereinfacht kann dieser als konvektiver Wärmeübergang betrachtet werden [3]. Laroche et al. überschlagen den Wärmeübergangskoeffizienten mit 3000 W/m² K [2]. Dabei handelt es sich jedoch um einen idealen Kontakt zwischen den beiden Festkörpern. Durch die Oberflächenrauigkeit und die damit verbundenen Luftpinschlüsse, ist mit einem deutlich reduzierten Wärmeübergangskoeffizienten zu rechnen [19]. Dieser wird in Anlehnung an Speuser [19] mit 600 W/m² K angenommen. Da im Stauluftverfahren produziert wurde, handelt es sich beim Wärmeübergang zwischen der Blasluft und der Innenseite des Formteils um einen Wärmeübergang durch freie Konvektion. Auch nach der Entformung liegt an der Innen- und Außenseite des Formteils ein Wärmeübergang durch freie Konvektion vor. Laroche et al. gehen dabei von einem Wärmeübergangskoeffizient von 10 W/m² K aus [2]. Dieser Wärmeübergangskoeffizient wird für alle Übergänge durch freie Konvektion herangezogen. Die Fluidtemperatur der Blasluft wird aus Messdaten aus der Produktion gemittelt mit 60 °C angenommen. Für die Temperatur der Umgebungsluft wird 23 °C verwendet. Abschließend muss noch der Wärmeübergang zwischen den Kühlbohrungen und dem Kühlwasser festgelegt werden. Dabei handelt es sich um einen Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion. Die Auslegung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt nach Gnielinski [20] für eine turbulente Rohrströmung.

Für das Simulationsmodell des Formteils wird ein gemischtes Netz aus 3- und 4-eckigen Schalenelementen mit linearen Ansatzfunktionen verwendet (Abaqus Element-Typ: DS3, DS4). Das Werkzeug wird mit dreieckigen 3D Kontinuums-Elementen mit linearen Ansatzfunktionen vernetzt (Abaqus Element-Typ: DS3D4).

4.3 Schwindungssimulation

Die thermisch-mechanische Analyse zur Bestimmung von Schwindung und Verzug wird wie auch die Abkühlsimulation mit Abaqus Standard durchgeführt. Die in der Abkühlsimulation ermittelten Temperaturen können direkt aus dem Abaqus Result File der Abkühlsimulation ausgelesen und in das Simulationsmodell eingebunden werden. Das FE-Netz für die Schwindungs- und Verzugsanalyse wird von der Abkühlsimulation übernommen. Lediglich der Elementtyp wird angepasst (Abaqus Element-Typ: S3, S4). Es wird eine quasi-statische Analyse (Abaqus: visco step) durchgeführt. Um das Materialverhalten über den großen Zeit- und Temperaturbereich beschreiben zu können, wird der Verlauf der Masterkurve über ein verallgemeinertes Maxwell Modell approximiert. Der zeitabhängige E-Modul wird dafür über eine Prony-Reihe wie folgt abgebildet:

$$E(t) = E_0 \left(1 - \sum_{j=1}^N g_j \cdot \left(1 - e^{-\frac{t}{\tau_j}} \right) \right) \quad (6)$$

Dabei ist E_0 der Kurzzeit-Modul zum Zeitpunkt $t = 0$, der sich aus der Summe aller parallel geschalteten Steifigkeiten ergibt. g_j ist der sogenannte Prony-Parameter, der den relativen Steifigkeitsabfall des j -ten Netzwerkes beschreibt und τ_j bezeichnet die Relaxationszeit. Neben dem Materialgesetz ist zusätzlich noch der Wärmeausdehnungskoeffizient zu definieren. Dieser sollte aufgrund der großen Volumenänderung im Kristallisationsbereich temperaturabhängig angegeben werden. Kipping [3] leitete diesen aus dem p-v-T

Diagramm von HDPE aus [5] ab. Am Kristallit-Schmelzpunkt weist der Wärmeübergangskoeffizient eine Unendlichkeitsstelle auf [3]. Um diesen trotzdem in die Simulation einbinden zu können, begrenzt Henrichs den Wärmeübergangskoeffizienten durch einen Wert von $3,0E-03$ 1/K [4]. Die Approximation der Masterkurve durch die Prony-Reihe sowie der lineare Wärmeausdehnungskoeffizient nach Kipping und Henrichs [3, 4] sind in Bild 5 dargestellt. Für den Kurzzeitbereich erfolgt eine sehr grobe Approximation, was jedoch keinen Einfluss auf die Simulationsergebnisse hat. Insgesamt werden 14 Prony-Paare (g_j, τ_j) verwendet.

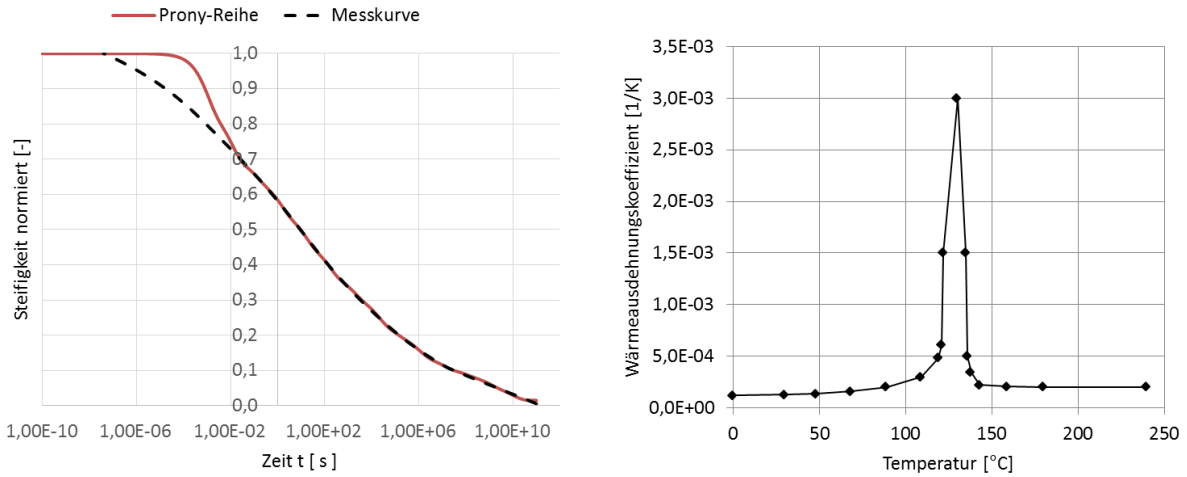


Bild 5: Materialdaten für die Schwindungs- und Verzugsanalyse; Links: Masterkurve approximiert durch eine Prony-Reihe; Rechts: Verlauf des temperaturabhängigen linearen thermischen Ausdehnungskoeffizienten nach Kipping und Henrichs [3, 4]

Wie auch die Abkühlsimulation erfolgt die Schwindungssimulation in zwei Schritten. Im ersten Schritt, während der Abkühlung unter Formzwang, werden alle Freiheitsgrade aller Elementknoten gesperrt. Anschließend werden dann die Randbedingungen geändert. Das Bauteil wird dafür lediglich an den Knoten des kleinen zylindrischen Absatzes am oberen Rand (vgl. Bild 1d) fest eingespannt. Anschließend beginnt das Bauteil zu retardieren. Die Randbedingungen werden in der Simulation über einen Zeitraum von 6 Monaten aufrechterhalten. Da das prozessabhängige orthotrope Materialverhalten zunächst vernachlässigt wird, werden lediglich die Einstellungen der Versuchspunkte 1 bis 4 (s. Tabelle 1) mittels Simulation nachgestellt.

5. Ergebnisse

Abschließend werden die Simulationsergebnisse den Messergebnissen gegenübergestellt und bewertet. In Bild 6 (links) ist das Messergebnis der Thermokamera für Versuchspunkt 3 der Abkühlsimulation unmittelbar nach der Entformung an der Außenseite des Formteils gegenübergestellt. Es zeigt sich eine recht gute qualitative Übereinstimmung. Des Weiteren ist in Bild 6 (rechts) ein Vergleich zwischen Simulation und Messung unmittelbar nach der Entformung sowie nach weiteren 300 s Kühlzeit über alle Versuchspunkte hinweg dargestellt. Die Auswertung der experimentell ermittelten Temperaturen erfolgte gemittelt über ein Messfeld in der Mitte des Formteils. Die Simulationsergebnisse wurden an einem Element in der Mitte des Simulationsmodells ausgewertet. Deutlich zu erkennen ist, dass die Temperatur an der Außenseite unmittelbar nach der Entformung durch die Simulation überschätzt (Messung 1/ Simulation 1) und nach weiteren 300 s Kühlzeit unterschätzt wird (Messung 2/ Simulation 2). Dies könnte darauf hinweisen, dass der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Kunststoff und Form mit 600 W/m² K etwas zu niedrig und der Übergangskoeffizient für die Abkühlung durch freie Konvektion mit 10 W/m² K zu hoch angenommen wurden. Die größte Abweichung ergibt sich bei Versuchspunkt 1 unmittelbar nach der Entformung. Es sei jedoch an dieser Stelle angemerkt, dass auch die experimentellen Temperaturmessungen fehlerbehaftet sein könnten. Somit wurde pro Versuchspunkt lediglich ein Artikel vermessen, so dass die Messergebnisse nicht repräsentativ sind. Außerdem wurde der Emissionsgrad lediglich aus der Literatur entnommen und nicht durch Vergleichsmessungen überprüft. Um die Messunsicherheiten zu verringern, bietet es sich für zukünftige Versuche an, den Emissionsgrad zu überprüfen und mindestens drei Artikel pro Versuchspunkt zu vermessen.

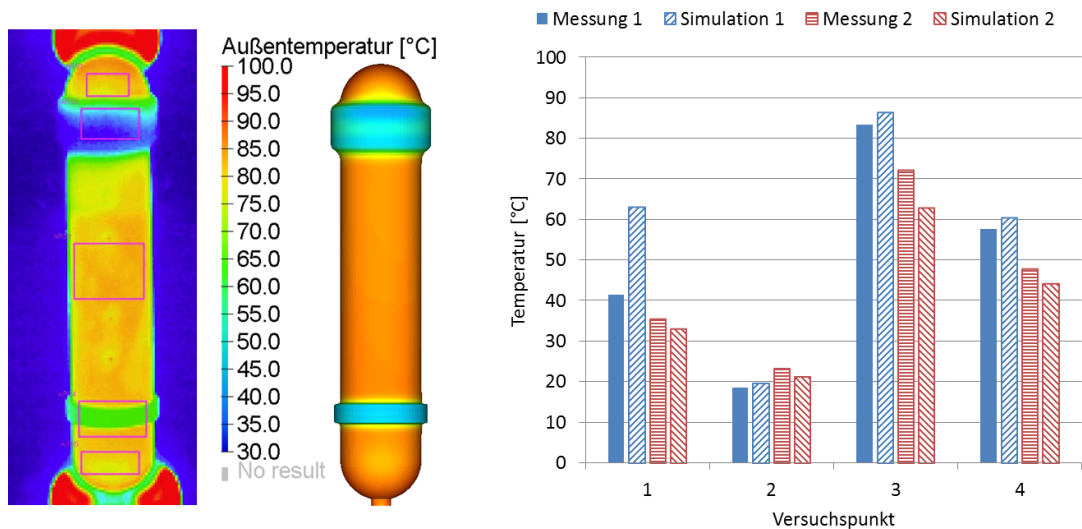


Bild 6: Ergebnisse der Abkühlsimulation; Links: Vergleich zwischen Messung und Simulation für VP3; Rechts: Ergebnisse im Messfeld aller Versuchspunkte unmittelbar nach der Entformung (Messung 1/Simulation 1) und nach weiteren 300 Sekunden (Messung 2/Simulation 2)

Die Ergebnisse der Schwindungssimulation sind in Bild 7 (links) den Messergebnissen gegenübergestellt. Die Schwindung wurde dabei an einem Element in der Mitte des Simulationsmodells ausgewertet. Für die Verarbeitungsschwindung zeigt sich zunächst eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation. Allerdings wird die Schwindung für Versuchspunkt 4 durch die Simulation unterschätzt, während sie für alle anderen Versuchspunkte überschätzt wird. Auch die weitere Schwindungszunahme über 6 Monate zeigt qualitativ Abweichungen von den Messungen. Somit übersteigt die Schwindung bei Versuchspunkt 2 nach 6 Monaten die Schwindung von Versuchspunkt 4. Dies konnte durch die Messungen nicht bestätigt werden. Es sei jedoch an dieser Stelle angemerkt, dass die Nachschwindung eine eher untergeordnete Rolle spielt, da sie in den Messergebnissen im Gegensatz zur Verarbeitungsschwindung vernachlässigbar klein ausfällt.

Des Weiteren ist der Schwindungsverlauf der Simulation für einen Zeitraum von 1 Stunde nach der Entformung in Bild 7 (rechts) dargestellt. Bis auf Versuchspunkt 2 ist die Bauteilschwindung bei allen Kurven bereits sehr früh abgeklungen. Dies kann mit den höheren Entformungstemperaturen und den damit verbundenen schnellen Retardationsprozessen erklärt werden. Bei Versuchspunkt 2 ist das Bauteil bei der Entnahme bereits komplett durchgekühlt. Messtechnisch besteht jedoch zurzeit leider keine Möglichkeit die Schwindung unmittelbar nach der Entformung dynamisch über einen definierten Zeitraum zu erfassen.

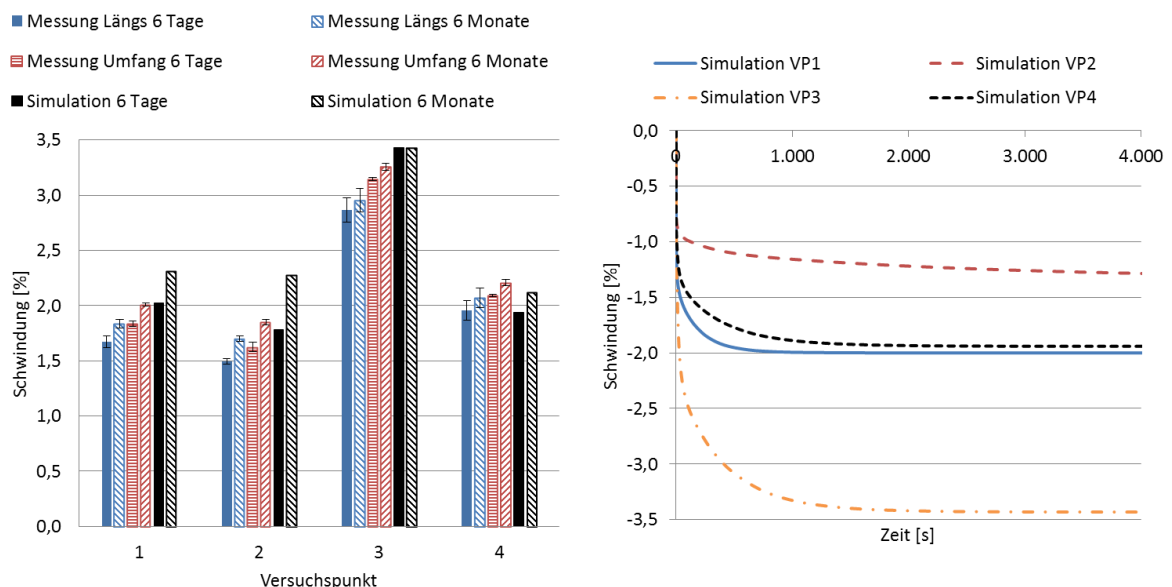


Bild 7: Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse mit den experimentellen Schwindungsmessungen

6. Schlussfolgerungen und Ausblick

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Bauteilsschwindung des eingesetzten Formteils bei variierenden Prozessbedingungen sowohl qualitativ als auch quantitativ bereits sehr gut über die verwendeten Simulationsansätze abgebildet werden kann. Eine erhebliche Verbesserung gegenüber bestehenden Ansätzen stellt vor allem die Verwendung des linear viskoelastischen Materialmodells in Verbindung mit dem von Kipping [3] und Henrichs [4] übernommenen temperaturabhängigen thermischen Ausdehnungskoeffizienten dar. Außerdem ist davon auszugehen, dass der Einsatz von Materialdaten, welche mittels DMA an blasgeformten Proben ermittelt wurden, die Vorhersagegenauigkeit der Simulationsmodelle deutlich verbessert.

Neben der Weiterentwicklung der Simulationsmodelle konnten außerdem erweiterte Methoden zur experimentellen Schwindungsmessung mittels des GOM ATOS 3D Scanners entwickelt werden, die es erlauben die Abweichungen des Formteils von der Sollgeometrie über das gesamte Bauteil zu erfassen. Damit besteht die Möglichkeit, die Vorhersagegenauigkeit der Simulationsmodelle auch für komplexe Bauteilformen durch einen Vergleich mit experimentellen Messergebnissen umfangreich bewerten zu können. Für das in dieser Studie verwendete Formteil konnte über diese Vorgehensweise die Umfangsschwindung, die aufgrund verzugsbedingter Abweichungen von der zylindrischen Sollgeometrie in der Regel schwer zu erfassen ist, mit geringem Aufwand und hoher Präzision bestimmt werden.

Trotz der guten Ergebnisse des verwendeten Simulationsansatzes sind weiterführende Untersuchungen notwendig. Die Prozesskette der Schwindungssimulation basiert auf vielen Annahmen, die es zu überprüfen gilt, um eine gesicherte Aussage zur Genauigkeit der Simulation treffen zu können. Somit ist z.B. die Abkühlsimulation noch nicht vollständig validiert. In weiteren Untersuchungen gilt es daher den Abkühlprozess experimentell möglichst präzise und umfangreich zu erfassen. Mithilfe einer großen Datenbasis besteht dann die Möglichkeit, Parameter, die messtechnisch kaum zu bestimmen sind, wie z.B. Wärmeübergänge, durch Reverse Engineering zu ermitteln.

Neben der Abkühlsimulation sind auch die Werkstoffversuche und die Materialmodellierung der Schwindungsanalyse noch mit Unsicherheiten verbunden. Somit sind die Anwendung der WLF-Gleichung zur Erstellung der Masterkurve sowie die Umrechnung vom Frequenz- in den Zeitbereich über die Näherungsformel nach Sommer [15] kritisch zu hinterfragen. Alternativ könnten Kriech- oder Relaxationsversuche durchgeführt werden, sodass die Umrechnung vom Frequenz- in den Zeitbereich entfällt. Darüber hinaus stoßen die verwendeten Modelle auch bezüglich des großen Temperaturbereiches, der während der Abkühlung durchlaufen wird, an ihre Grenzen. Die DMA Versuche, die zur Kalibrierung des Materialgesetzes herangezogen wurden, können nur bis zu einer bestimmten Grenztemperatur durchgeführt werden, da Steifigkeit des Werkstoffes oberhalb dieser Temperatur zu gering ist. Für die Materialmodellierung wurde die Masterkurve daher extrapoliert. Es ist jedoch davon auszugehen, dass in diesen hohen Temperaturbereichen auch plastische Effekte eine nicht zu vernachlässigende Rolle spielen, die über das verwendete Materialmodell nicht abgebildet werden können.

Zusätzlich gilt es noch das orthotrope prozessabhängige Materialverhalten in der Simulation zu berücksichtigen. Neben den Einflüssen auf den prozessabhängigen E-Modul zeigen Untersuchungen, die im Rahmen des Forschungsvorhabens RedPro durchgeführt wurden, eine ausgeprägte Orthotropie des thermischen Ausdehnungskoeffizienten [10]. In [14] wurde bereits eine Schnittstelle entwickelt, mit deren Hilfe Betrag und Richtung der lokalen Verstreckung eines blasgeformten Bauteils aus den Ergebnissen der Prozesssimulation berechnet werden können. Damit ist es grundsätzlich möglich, einen orthotropen Wärmeausdehnungskoeffizienten in Abhängigkeit von Betrag und Richtung der lokalen Verstreckung in die Simulationsmodelle einzubinden. Allerdings liegen zurzeit keine brauchbaren Materialdaten zum temperaturabhängigen orthotropen Wärmeausdehnungskoeffizienten in Abhängigkeit des Verstreckgrades vor.

Abschließend sei noch angemerkt, dass das verwendete linear viskoelastische Materialgesetz nur für sehr kleine Verformungen zulässig ist. Bei größeren Dehnungen zeigen Polymerwerkstoffe zusätzlich Abhängigkeiten von der Belastungshöhe. Man spricht in diesem Zusammenhang dann auch von nichtlinear viskoelastischem Materialverhalten. Als Konsequenz daraus wird derzeit der Einsatz von nichtlinear viskoelastisch-plastischen Materialmodellen untersucht. Diese stehen jedoch oftmals nicht oder nur eingeschränkt in kommerziellen FE-Softwarepaketen zur Verfügung. Außerdem ist die Kalibrierung der Materialmodelle aufgrund der hohen Anzahl an zu bestimmenden Materialparametern sehr aufwendig und erfordert, neben einem großen experimentellen Versuchsaufwand, den Einsatz effizienter mathematischer Optimierungsstrategien. Das FE-Softwarepaket Abaqus von Dassault Systèmes verfügt mit dem Parallel Rheological Framework (PRF) bereits standardmäßig über ein nichtlinear viskoelastisch-plastisches Materialmodell [21, 22]. Durch eine geeignete Optimierungsstrategie soll es gelingen, einen Materialparametersatz für das PRF-Modell zu bestimmen, um somit die Vorhersagegenauigkeit der Schwindungs- und Verzugsanalyse noch weiter zu verbessern.

7. Danksagung

Diese Arbeit wurde gefördert vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) im Rahmen des ITEA3 Forschungsvorhabens „A new Interface Standard for Integrated Virtual Material Modelling in Manufacturing Industry“, kurz VMAP (Förderkennzeichen: BMBF 01|S17025 A – K).

Literaturverzeichnis

- [1] Michaeli, W.; Niggemeier, P.: Schwindung und Verzug besser simulieren. Präzisere Beschreibung der Materialeigenschaften verbessert die Spritzgießsimulation, In: Kunststoffe 89, 1999, S. 70–74
- [2] Laroche, D.; Kabanemi, K.K.; Pecora, L.; Diraddo, R.W.: Integrated Numerical Modeling of the Blow Molding Process, In: Polymer Engineering and Science 39, 1999 S. 1223-1233
- [3] Kipping, A.: Thermomechanische Analyse der Kühlphase beim Extrusionsblasformen von Kunststoffen, Dissertation, Universität Siegen, Aachen: Shaker, 2004
- [4] Henrichs, S.: Untersuchung und Entwicklung neuer Konzepte zur Kühlung von Blasformwerkzeugen, unveröffentlichte Diplomarbeit, Universität Siegen, 2004
- [5] VDMA (Hg.): Thermodynamik. Kenndaten für die Verarbeitung thermoplastischer Kunststoffe Teil 1, unter Mitarbeit von VDMA Verein Deutscher Maschinenbau-Anstalten e.V., Fachgemeinschaft Gummi und Kunststoffmaschinen, München, Hanser, 1979
- [6] Schroll T.: Mathematisch-physikalische Modellbildung zur Beschreibung des Schwindungsverhaltens extrusionsblasgeformter Bauteile, unveröffentlichte Masterarbeit, Hochschule Bonn-Rhein-Sieg, Sankt Augustin, Fachbereich Elektrotechnik, Maschinenbau und Technikjournalismus, 2013
- [7] K. Kabanemi, K & Vaillancourt, H & Wang, H & Salloum, G.: Residual stresses, shrinkage, and warpage of complex injection molded products: Numerical simulation and experimental validation, Polymer Engineering & Science 38, 1998, S. 21 – 37
- [8] Penn, R. W.: Dynamic mechanical properties of crystalline, linear polyethylene, Journal of Polymer Science Part A2: Polymer Physics. 4, 1966, S. 545 – 557
- [9] Kulik, M.: Ein Beitrag zur Analyse des kontinuierlichen Extrusionsblasformens, Dissertation, RWTH Aachen, 1974
- [10] Geilen, J.: Abschlussbericht Projekt: Reduzierung von Prototypen in der Produktion von Blasformkörpern, ULR: https://www.h-brs.de/files/related/abschlussbericht_redpro_0.pdf, Zugriff: 17.07.2019
- [11] Münstedt, H.; Schwarzl, F. R.: Deformation and Flow of Polymeric Materials, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2014
- [12] Williams, M. L.; Landel, R. F.; Ferry, J. D.: The Temperature Dependence of Relaxation Mechanisms in Amorphous Polymers and Other Glass forming Liquids, In: J. Am. Chem. Soc. 7, 1955, S. 3701–3706
- [13] Grommes, D.; Bruch, O.; Geilen, J.: Investigation of the influencing factors on the process-dependent elasticity modulus in extrusion blow molded plastic containers for material modelling in the finite element simulation, in: AIP Conference Proceedings, vol. 1779, 2016, S. 50013-1–50013-5.
- [14] Michels, P.; Grommes, D.; Oeckerath, A.; Reith, D.; Bruch, O.: An integrative simulation concept for extrusion blow molded plastic bottles, In: Finite Elements in Analysis and Design 164, 2019, S. 69-78
- [15] Sommer, W.: Elastisches Verhalten von Polyvinylchlorid bei statischer und dynamischer Beanspruchung, In: Kolloid-Zeitschrift 167, 2, 1959, S. 97–131
- [16] Kaye, A.: Non-Newtonian Flow in Incompressible Fluids: CoA Note No. 134, Ph.D. thesis, The College of Aeronautics Cranfield, Cranfield, 1962
- [17] Bernstein, B.; Kearsley, E. A.; Zapas, L. J.: A study of Stress Relaxation with Finite Strain, Trans. Soc. Rheol., 7, 1963, S. 391–410
- [18] Datenblatt AlCu4MgSI. GLEICH GmbH. ULR: https://gleich.de/files/en_aw_2017.de.pdf, Zugriff: 17.07.2019
- [19] Speuser, H. G.: Beschreibung und Gestaltung des Abkühlprozesses beim Extrusionsblasformen, Dissertation, RWTH Aachen, 1992
- [20] Gnielinski, V.: Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre, In: VDI-Wärmeatlas - Kapitel Ga, Springer Berlin Heidelberg, 10. Aufl., 2006
- [21] Lapczyk, I.; Hurtado, J. A.; Govindarajan, S. M.: A Parallel Rheological Framework for Modeling Elastomers and Polymers, In: 182nd Technical Meeting of the Rubber Division of the American Chemical Society, S. 1840–1859, October 2012, Cincinnati, OH
- [22] SIMULIA User Assistance 2017

Leichte Strukturen in Werkzeugmaschinen für die Optimierung von Zerspanprozessen

Sandra Misch¹⁾, Dr.-Ing. Florian Welzel²⁾, Prof. Dr.-Ing. Hans-Christian Möhring³⁾, Matthias Müller⁴⁾, Dr.-Ing. Jens Krieger⁵⁾, Jörg Multhoff⁶⁾, Jesper de Wit⁷⁾, Christian Plagge⁸⁾

¹⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung (IFQ), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, misch@ovgu.de,

²⁾ Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung (IFQ), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, florian.welzel@ovgu.de

³⁾ Institut für Werkzeugmaschinen (IfW), Universität Stuttgart, Deutschland, hc.moehring@ifw.uni-stuttgart.de

⁴⁾ FOOKE GmbH, Borken, Deutschland, MMueller@fooke.de

⁵⁾ ISATEC GmbH, Aachen, Deutschland, j.krieger@isatec-aachen.de

⁶⁾ ISATEC GmbH, Aachen, Deutschland, j.multhoff@isatec-aachen.de

⁷⁾ INVENT GmbH, Braunschweig, Deutschland, Jesper.deWit@invent-gmbh.de

⁸⁾ TEON GmbH, Braunschweig, Deutschland, c.plagge@t-eon.de

Zusammenfassung

Im Kontext Leichtbau kommen hybride Strukturen in Werkzeugmaschinen immer häufiger zum Einsatz. Das primäre Ziel besteht dabei, eine konstante Steifigkeit von Strukturbauteilen und eine Massenreduzierung zur hochdynamischen und energieeffizienten Bearbeitung zu erzielen. Aus diesem Grund werden Verbundwerkstoffe auf Basis von mineralischen und faserintegrierten Werkstoffen mit metallischen Strukturen zu einem Hybridsystem kombiniert. Im vorgestellten Ansatz wird ein Z-Schlitten als zentrale Komponente einer Werkzeugmaschine im Leichtbaudesign neu entwickelt und einem konventionellen Schlitten gegenübergestellt. Der entwickelte Demonstrator ist leichter und erzielt im eingebauten Zustand eine höhere Maßhaltigkeit beim Fräsen als der Referenz-Guss-Schlitten. Das bedeutet eine Reduzierung der Überschinger und damit eine Verbesserung der Oberflächenqualität.

Schlüsselwörter: Werkzeugmaschinen, Leichtbau, Zerspanung, statische Steifigkeit

1. Einleitung

Der Einsatz von hybriden Strukturen in Werkzeugmaschinen ist im Vormarsch. Zurzeit ist jedoch die Struktur der Werkzeugmaschinen homogen aus Stahl oder Gusseisen [1–5]. Der Einsatz von Leichtbaustrategien bringt Optimierungen bei der Struktur und der Topologie, dies führt zu einer gewichtsoptimierten Konstruktion. So werden hierdurch konventionelle Werkstoffe wie Stahl oder Gusseisen mit kohlenstofffaserverstärktem Kunststoff (CFK) kombiniert, was zu einer erheblichen Erweiterung der konstruktiven Gestaltungsmöglichkeit führt [6–10]. Hierbei galt es den vorhandenen Bauraum der FOOKE Werkzeugmaschine (s. Bild 1) beizubehalten. Die Schwierigkeiten bestanden dabei, eine strukturoptimierte Leichtbau-Schlittenkomponente zu konstruieren und die statische Steifigkeit der konventionellen Z-Achse beizubehalten. [11–15]. Der Arbeitsraum der Kompakt-5-Achs-Fräsmaschine beträgt in der Z-Dimension 1500 mm. Auf dem Markt gibt es derzeit eine Z-Schlittenkomponente aus CFK in einer Maschine der Firma MWA/ MAP. Jedoch beträgt der Arbeitsraum des 5-Achs-Bearbeitungszentrums nur 800 mm in der Z-Achse [9, 16–20].

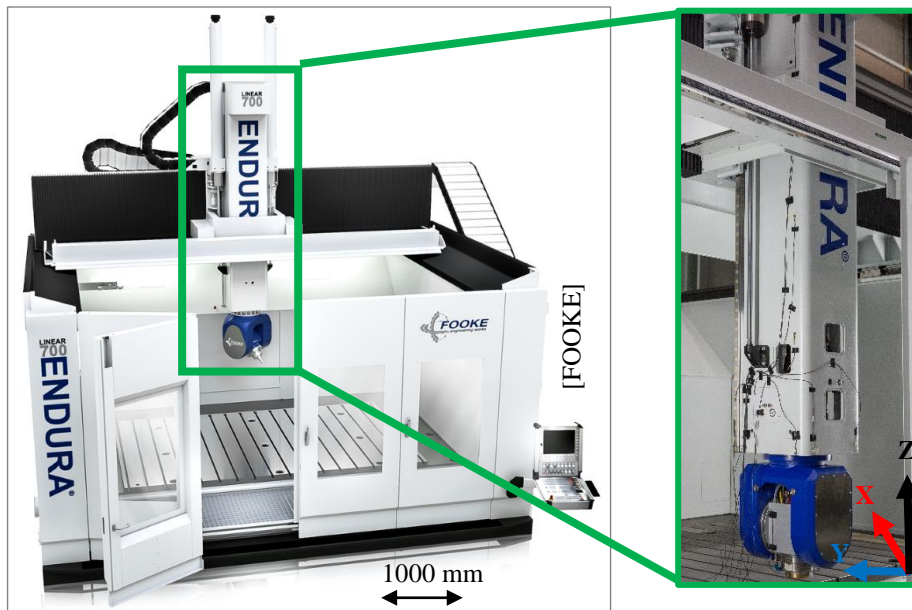


Bild 1: Beispielhafte Werkzeugmaschine mit dem konventionellen Z-Schlitten

2. Realisierung des Z-Schlittens

Durch die Firma INVENT GmbH fand die Auslegung mittels Finite-Elemente (FE)-Analysen und in Bezug auf die Wahl des Materials für den Z-Schlitten statt. Es konnte eine Materialsubstitution an der Z-Schlittenkomponente durch CFK erfolgreich realisiert werden. Hierbei besteht der Grundkorpus aus CFK, wie im Bild 2 zu sehen ist. Es wurden hier Wanddicken bis zu 40 mm ausgelegt um die statische Steifigkeit des Ausgangsschlittens zu erreichen. An den Ecken wurden Stahlschienen zur Erhöhung der Steifigkeit und zur Erzielung der thermischen Symmetrie im Gesamtsystem befestigt. Des Weiteren wurden horizontale Querbleche aus Aluminium in verschiedenen Höhen eingebaut. Hierdurch kann eine hohe Torsions- und Querschnittssteifigkeit realisiert werden [13, 14].

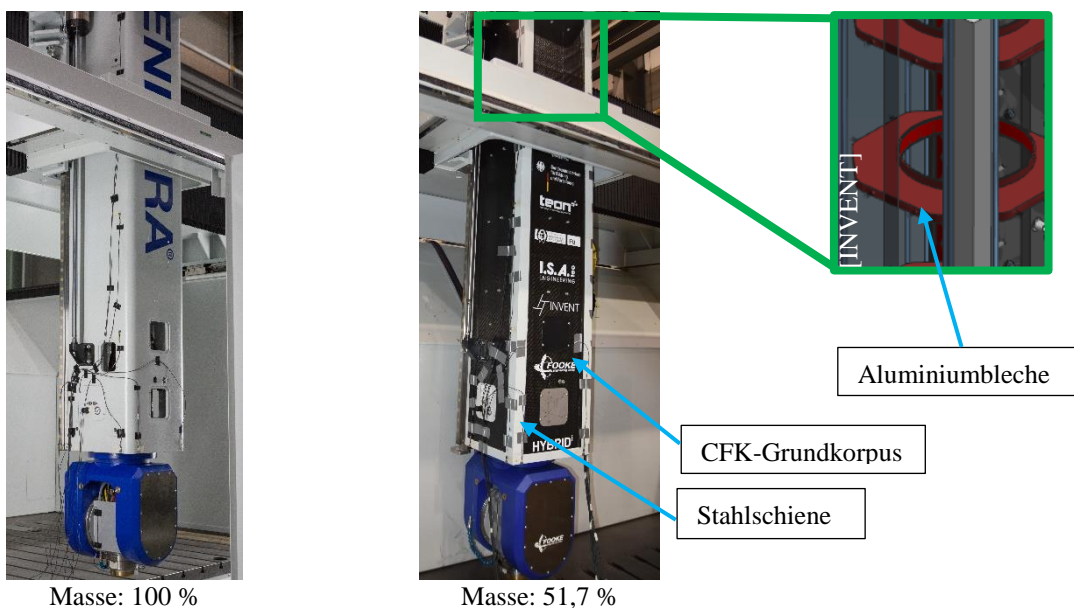


Bild 2: Vergleich der beiden Z-Schlitten. links: Ausgangsschlitten; rechts: CFK-Demonstrator

Die kreisrunde Öffnung der Aluminiumbleche dient der Verklebung des Mittelrohres aus CFK. Dieses ist für die Führung der elektrischen Leitungen und Medienschläuche zum Fräskopf notwendig. Am Ende des Z-Schlittens erfolgt die Befestigung des Fräskopfes an einer Stahlplatte, welche am CFK-Grundkorpus montiert wurde. Im Bild 2 sind beide Z-Schlitten im eingebauten Zustand zu erkennen. Es ergab sich am Ende eine Gewichtseinsparung des CFK-Schlittens gegenüber des Gusschlittens von 51,7 % [13, 14].

3. Experimentelle Untersuchungen

Nach der Integration und Inbetriebnahme des Z-Schlittens aus CFK in das Gesamtmaschinensystem wurden experimentelle Untersuchungen durchgeführt. Eben diese Untersuchungen erfolgten auch an der Gussachse. Die Tests umfassten die Untersuchung der statischen Steifigkeit und der Oberflächenbeschaffenheit.

3.1 Untersuchungen bzgl. der statischen Steifigkeit

Für die Untersuchung der statischen Steifigkeit des Z-Schlittens wurde an der Spindel ein Klemmring angebracht. An diesem wurde, wie im Bild 3 zu sehen ist, ein Kraftsensor „HBM U0C 2kN“ mit angebrachter Gewindestange von einer Seite befestigt. Die Gewindestange lag locker in einer Führung an einem Itemprofil, welches an einem Bock befestigt wurde. Über die M10-Gewindestange und die 2 Muttern links und rechts konnte die Kraft mit einem Maulschlüssel durch Drehung in positiver oder negativer Richtung auf das Gegenlager gebracht werden. Die Ausrichtung des Messaufbaus erfolgte in x- oder y-Richtung. Auf der anderen Seite wurde, zur Erfassung der Messdaten, ein induktiver Messtaster „Mahr Millimar P2004“ am Klemmring aufgestellt.

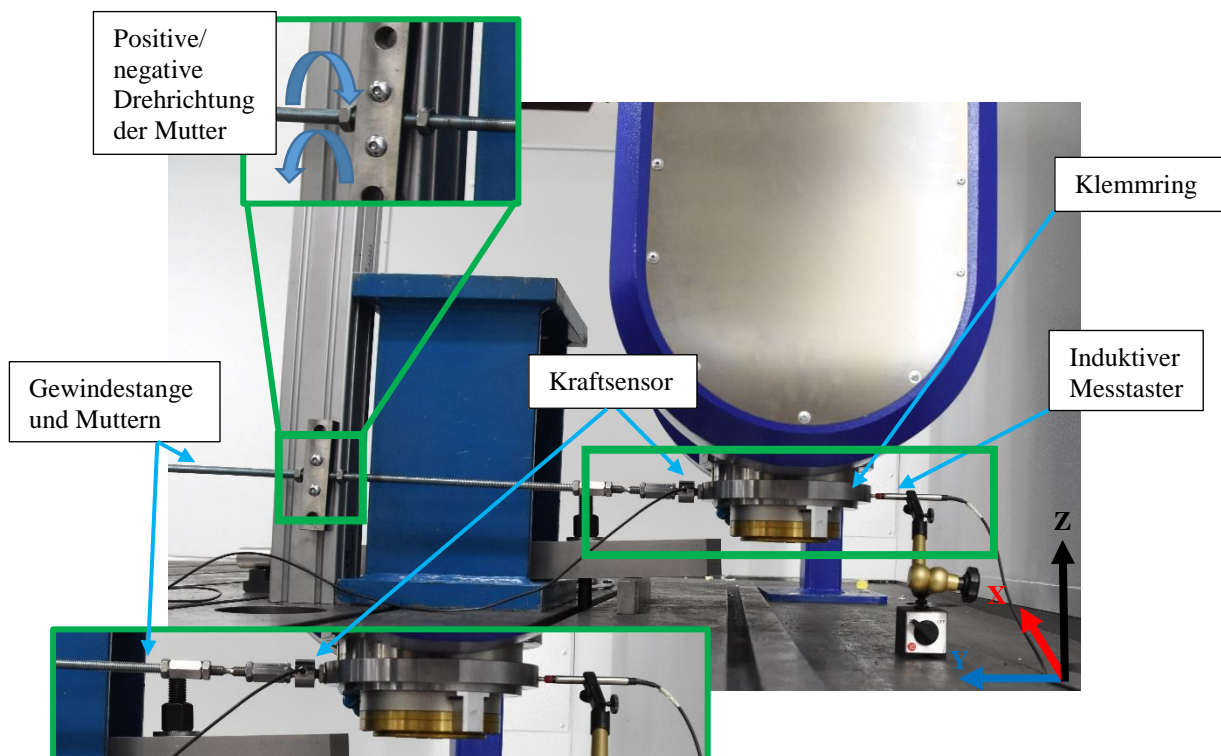


Bild 3: Messaufbau für die statische Steifigkeitsuntersuchung in y-Richtung

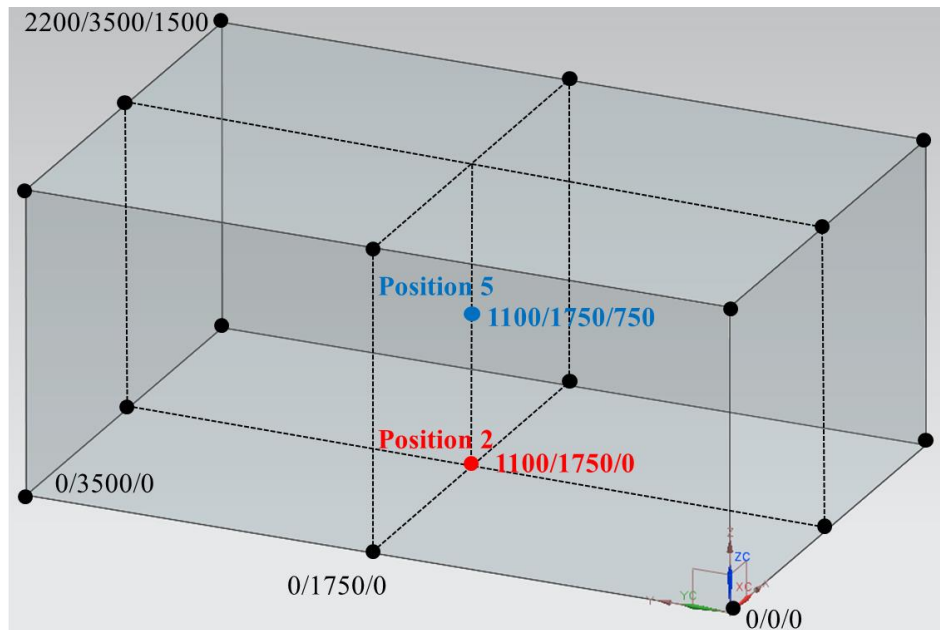


Bild 4: Koordinatenpunkte des Maschinensystems für die statische Steifigkeitsuntersuchung

Das Bild 4 zeigt das Koordinatensystem der Werkzeugmaschine, in welchem die Messpunkte in Position 2 und Position 5 markiert sind. An beiden Messpunkten wurde in x- und y-Richtung gemessen. Hierfür wurde zunächst in x-Richtung die Messung durchgeführt um dann den gesamten Messaufbau für die Messung in y-Richtung zu drehen. Die Position 2 stellt die mittlere Positionierung in x- und y-Richtung mit der größten Auslenkung von 3500 mm in z-Richtung dar. Position 5 befindet sich an der mittleren Stelle aller Richtungen im Koordinatensystem.

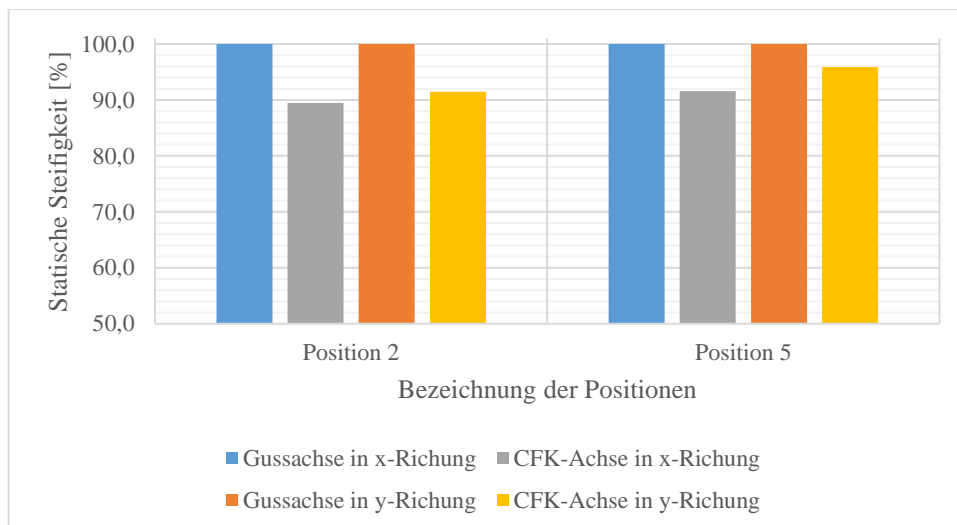


Bild 6: Ergebnisse der statischen Steifigkeit

Die Ergebnisse (s. Bild 6) zeigen in der Position 2 eine Verringerung der Steifigkeit um 10,6 % in x-Richtung und in y-Richtung von 14,6 %. Jedoch muss dabei berücksichtigt werden, dass die CFK-Achse nur noch 51,7 % der Masse der Gussachse beträgt. Bei der Position 5 ist der Steifigkeitsunterschied geringer aufgrund der geringeren Kraglänge des Z-Schlittens. Hier beträgt die Steifigkeit in x-Richtung für den CFK-Schlitten 8,2 % weniger gegenüber dem Gusschlitten. In y-Richtung sind es sogar nur 4,1 %.

3.2 Untersuchung der Oberflächenbeschaffenheit

Als nächster Schritt wurden die Achsen einem Praxistest durch FOOKE unterzogen. Hierbei wurde ein Bauteil gefräst, welches sich bei FOOKE bewährt hat. Dieses Bauteil, wie im Bild 6 zu erkennen ist, besteht aus

Verrundungen, sowie schrägen, spitzen und planen Flächen. Dieses Bauteil wurde auf die Oberflächenbeschaffenheit hinsichtlich Topografie und Form hin unterm Mikroskop untersucht.

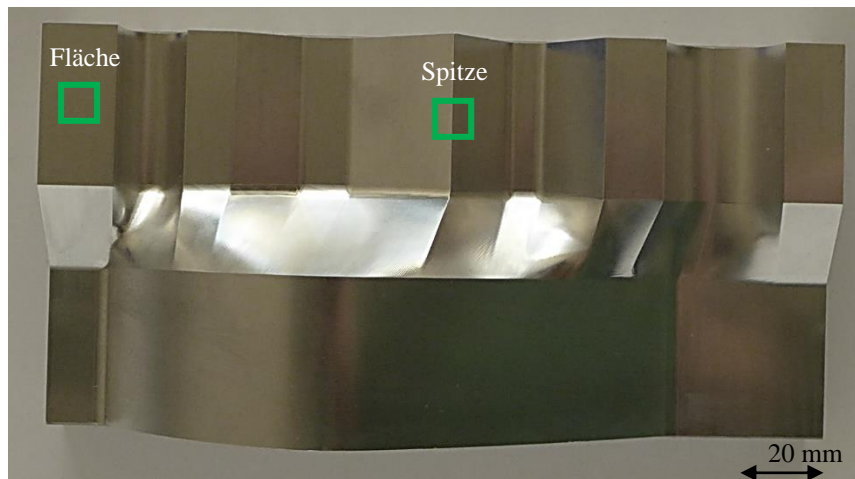


Bild 6: Fräsbauteil für die Untersuchung der Z-Schlitten im Praxistest

Das Bauteil G_1 wurde mit dem Gusschlitten gefräst. CFK_1 und CFK_2 wurden mit dem CFK-Schlitten gefräst. Die Parameter (s. Tab. 1) wurden bei dem Bauteil G_1 und CFK_1 alle gleich gewählt. Bauteil CFK_2 unterscheidet sich zu den anderen Bauteilen in der Ruckerhöhung auf 166,7 %. Die Veränderung dieses Parameters brachte eine schnellere Fertigung um 11,3 %.

Tabelle 1: Parameter des Frästests

Parameter	G_1	CFK_1	CFK_2
Masse [%]	100,0	51,7	51,7
Ruck [%]	100,0	100,0	166,7
Beschleunigung [%]	100,0	100,0	100,0
Geschwindigkeit [%]	100,0	100,0	100,0
Zeit [%]	100,0	100,0	88,7

Die gefrästen Bauteile wurden anschließend mikroskopisch in Bezug auf die Oberflächenbeschaffenheit untersucht. Hierbei wurde das 3D-Konfokalmikroskop von Nanofocus und das Keyence VHX-5000 genutzt. Am Nanofocus wurde die Fläche (s. Bild 6) konfokal in einem Messfeld von 2,3 x 2,3 mm untersucht. Alle weiteren Parameter der Untersuchung sind in der Tabelle 2 zu finden.

Tabelle 2: Parameter der Nanofocus-Messung der Fläche

Parameter	Wert
Messung	konfokal
Messfeld [mm]	2,3 x 2,3
Vergrößerung	x20
Lateraler Schrittabstand [µm]	0,7
Schrittabstand in z-Richtung [nm]	0,2

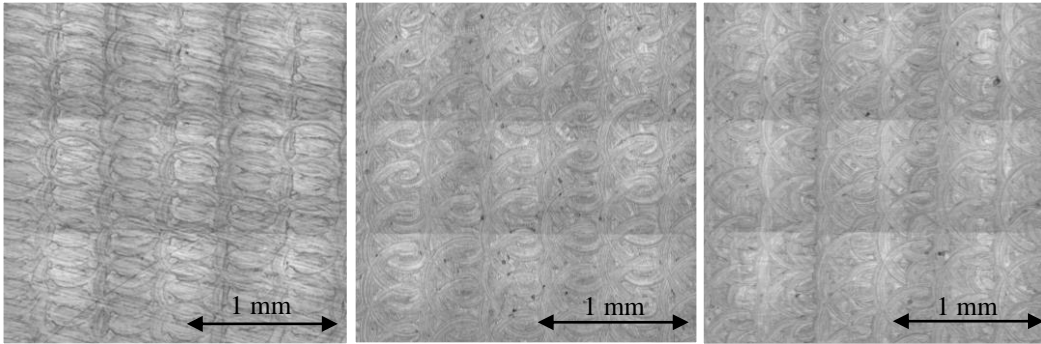


Bild 7: Flächenvermessung der gefrästen Bauteile; links: Gussachse (G_1) ; Mitte: CFK-Achse (CFK_1); rechts: CFK-Achse (CFK_2)

Im Bild 7 ist die vergrößerte Fläche des jeweiligen Bauteils zu erkennen. Gut zu erkennen ist hierbei die deutlichere Ausprägung des Fräsmusters bei G_1 der Gussachse.

Die Ergebnisse des Amplituden-Parameter-Rauheitsprofil nach ISO 4287 sind im Bild 8 zusammengefasst. Es ergab sich hier eine geringere Profiltiefe von ca. 33,6 % gegenüber den Bauteilen, welche mit der CFK-Achse gefräst wurden. Bei dem Mittelwert der maximalen Höhe des Rauheitsprofils ergaben sich höhere Mittelwerte bei den Bauteilen CFK_1 und CFK_2 von 41,5 bis 70,7 % mehr gegenüber G_1. Die arithmetische Durchschnittsabweichung weist ebenfalls höhere Werte bei der CFK-Achse auf. Die Unterschiede weisen auf die Unterschiede bei der Masse der Achsen hin, da durch die Gussachse größere Kräfte beim Fräsen erreicht werden können.

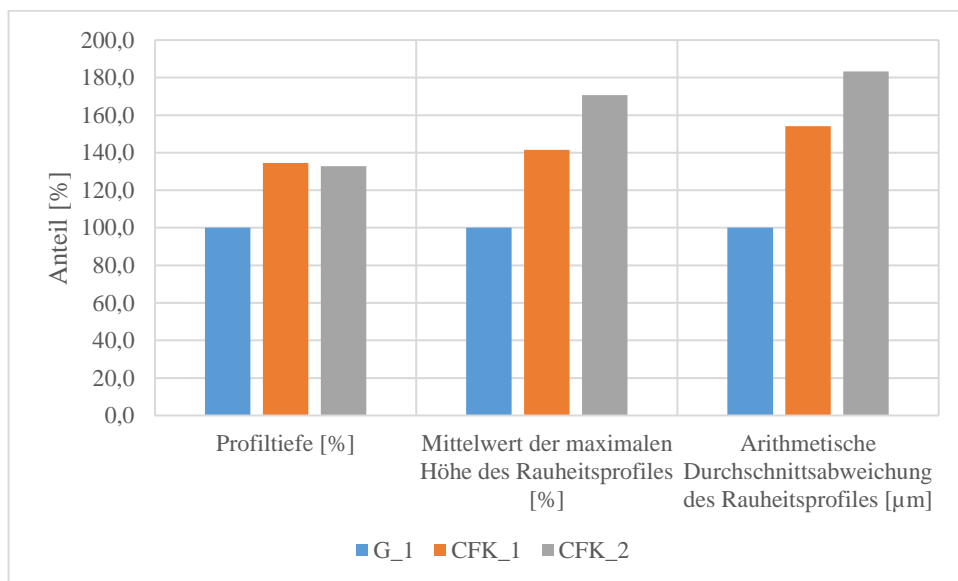


Bild 8: Ergebnisse der Flächenvermessung der gefrästen Bauteile

Des Weiteren wurde der Höhenschnitt auf derselben Fläche (s. Bild 6) angewendet. Ein Höhenschnitt sind konfokal gefilterte Bilder, welche in einem definierten Abstand aufgezeichnet werden und als Bildstapel gesichert werden. Hierbei erfolgt automatisch durch das Nanofocus zunächst die Formentfernung (Polynom von Grad 2) der Topographieschicht. Dann wurde ein Gauß-Filter (0,0025 mm) genutzt. Anschließend wurde mit einem Schwellenwert geschnitten (0,100 %; 99,9 %) und zum Schluss kam der Gauß-Filter (0,800) mm zum Einsatz.

Im Bild 9 ist der Höhenschnitt genauer dargestellt. Hier ist gut zu erkennen, dass die rötliche Fläche bei den Bauteilen, welche mit der CFK-Achse gefertigt wurden, überwiegt. Dies ist nochmal genauer im Bild 9 zu sehen.

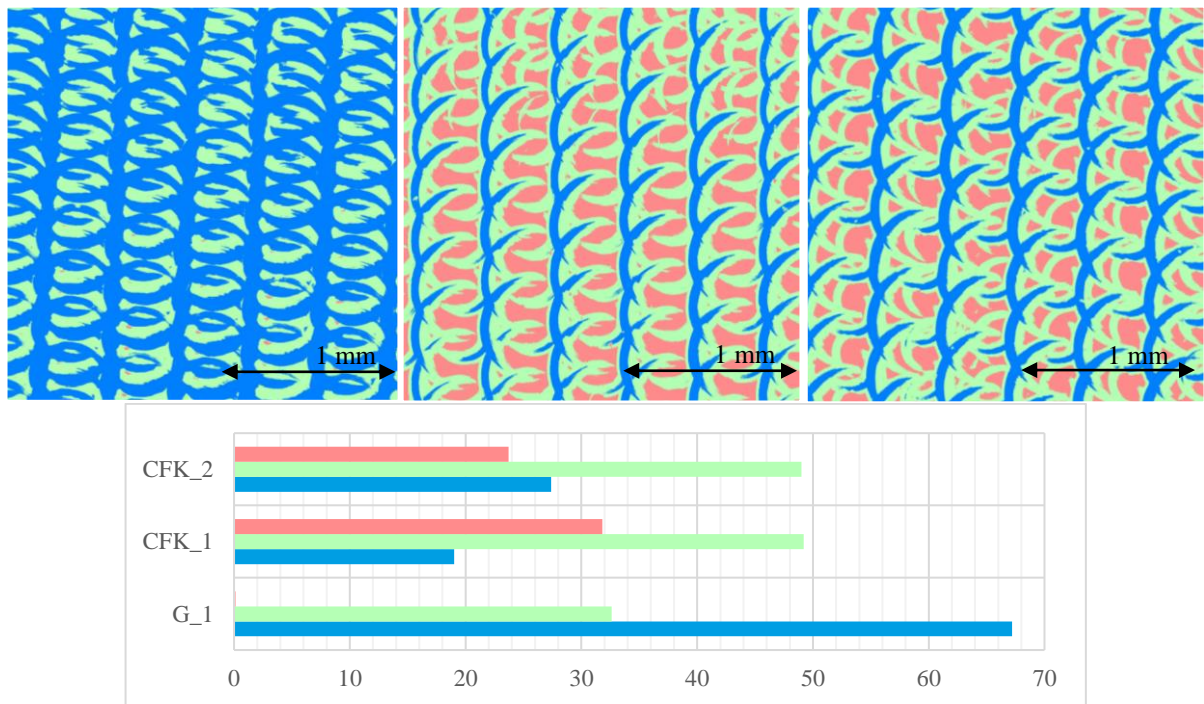


Bild 9: Hörenschnitt der Fläche der gefrästen Bauteile; links: Gussachse (G_1) ; Mitte: CFK-Achse (CFK_1); rechts: CFK-Achse (CFK_2)

Bild 9 zeigt, dass die projizierte Fläche der Kern-Rauheitstiefe in blau bei dem Gussachsenbauteil 67,2 % beträgt und bei den anderen Bauteilen zwischen 19,0 und 27,4 %. Interessant ist, dass die projizierte Fläche in grün bei CFK_1 und CFK_2 fast gleich sind mit 49,0 und 49,2 %. Dagegen beträgt die Kern-Rauheitstiefenfläche in koralle bei G_1 nur 0,1 % und bei den anderen beiden zwischen 23,7 und 31,8 %. Eine Erhöhung des Rucks um 66,7 % hat zu einer Verringerung bei der projizierten Fläche in koralle geführt mit der CFK-Achse. Des Weiteren ist hier die Massenreduzierung bei CFK_1 und _2 zu erkennen. Da die grüne Kern-Rauheitstiefenfläche den größten Anteil aufweist.

Unter dem Keyence wurde die Spitze, welche im Bild 6 gekennzeichnet ist, in Bezug auf Rattermarken untersucht. Ratterschwingungen treten durch unerwartete selbsterregte oder fremderregte Schwingungen auf. Diese sind auf dem Bauteil durch Rattermarken zu erkennen [21–25].

Bei der Untersuchung mit dem Keyence wurde das Z20 Objektiv genutzt. Die Vergrößerung war 200-fach und es wurde das 3D-Panorama gewählt.

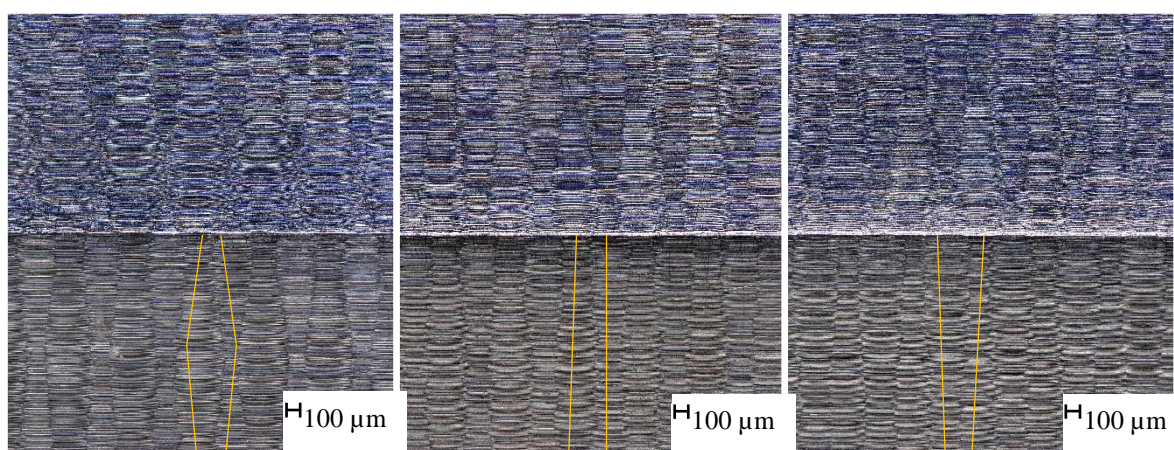


Bild 10: Untersuchung der Spitze der gefrästen Bauteile; links: Gussachse (G_1) ; Mitte: CFK-Achse (CFK_1); rechts: CFK-Achse (CFK_2)

Im Bild 10 ist eine unterschiedliche Ausprägung der Rattermarken zu erkennen. So weisen die Rattermarken eine Sanduhrform oder Drachenviereckform des gefrästen Bauteils durch die Gussachse auf. Hingegen weist das

Bauteil CFK_1 eine recht gerade Form der Rattermarken auf und das Bauteil CFK_2 eine Trapezform. Dies ist durch das geringere Gewicht der CFK-Achse zu erklären.

4. Zusammenfassung und Ausblick

Vorgestellt wurde das Projekt HYBRID¹, in welchem ein CFK-Z-Schlitten konstruiert, ausgelegt, gefertigt und untersucht wurde. Es ergab sich eine Massenreduzierung, wodurch es zu einer geringen Reduzierung der statischen Steifigkeit kam. Die Überprüfung des Z-Schlittens in der Praxis zeigte eine geringere Ausprägung des Fräsmusters gegenüber dem Gusschlitten. Dies ist auf die Massenreduzierung zurück zu führen. Ebenfalls können die größeren Rauheitswerte bei den gefrästen Bauteilen des CFK-Schlittens auf die geringere Masse abgeleitet werden. Des Weiteren führte eine Erhöhung des Rucks zu einer Verringerung bei der projizierten Fläche ab 2 µm mit der CFK-Achse. Unterschiedliche Rattermarken aufgrund des geringeren Gewichts konnten erfasst werden. Wobei mit der CFK-Achse deutlich geradere Rattermarken zu erkennen sind. Denn durch das geringere Gewicht und den CFK-Korpus ist eine hohe Steifigkeit erzielt wurden. Weitere Untersuchungen bezüglich der Fräsparameter sind zu erwägen um den Einfluss der Massenreduzierung und der Steifigkeit zu untersuchen. Noch ein Aspekt ist der veränderte Energieverbrauch durch die CFK-Achse. Hier sind ebenfalls Messungen vorzunehmen um genauere Untersuchungen gegenüber der Gussachse zu erstellen.

Danksagung

Diese Arbeit wird mit Mitteln des Bundesministeriums für Bildung und Forschung (BMBF) in dem Programm „Forschung für die Produktion von morgen“, Themenfeld "Produktionsanlagen für Wachstumsmärkte - intelligent einfach und effizient", (Förderkennzeichen 02P14A114) gefördert.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Hirsch, *Werkzeugmaschinen: Grundlagen, Auslegung, Ausführungsbeispiele*, 2. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2012.
- [2] W. Neithardt, „Methodik zur Simulation und Optimierung von Werkzeugmaschinen in der Konzept- und Entwurfsphase auf Basis der Mehrkörpersimulation“. Dissertation, Institut für Produktionstechnik (WBK), Universität Karlsruhe, Karlsruhe, 2004.
- [3] B. Perović, *Bauarten spanender Werkzeugmaschinen: Steifigkeiten, Steuerungen und Bauformen*. Renningen: Expert-Verl., 2002.
- [4] G. Reinhart und R. Lindermaier, *Konstruktion von Werkzeugmaschinen: Berechnung, Simulation und Optimierung // Konstruktion von Werkzeugmaschinen: Berechnung, Simulation und Optimierung; München, 28. Juni 1995*, Seminarberichte / IWB, Institut für Werkzeugmaschinen und Betriebswissenschaften. München: Utz: Utz, Jg. 3.
- [5] M. Weck und C. Brecher, *Werkzeugmaschinen Konstruktion und Berechnung*, VDI-Buch, 8. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg.
- [6] J. Wiedemann, *Leichtbau: Elemente und Konstruktion*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [7] M. Simnofske, *Adaptronische Versteifung von Werkzeugmaschinen durch strukturintegrierte aktive Module*. Essen: Vulkan-Verl., 2009.
- [8] VDW, „Jahresbericht 2014: Innovation im Werkzeugmaschinenbau Faser-Kunststoff-Verbunde werden wettbewerbsfähig“, 2014. [Online] Verfügbar unter: http://www.vdw.de/bin/load_file_inter.pl?p_bereich=forschung&p_paket_id=5&p_dok_id=10018277&p_sprache=d&p_typ=doc.
- [9] H.-C. Möhring, „Composites in production machines“ in *CIRP*, S. 2–9.
- [10] H.-P. Degischer und S. Lüftl, *Leichtbau: Prinzipien, Werkstoffauswahl und Fertigungsvarianten*. Weinheim: Wiley-VCH, 2009.
- [11] M. Weck, *Werkzeugmaschinen, Fertigungssysteme: Messtechnische Untersuchung und Beurteilung, dynamische Stabilität*, 7. Aufl. Düsseldorf: VDI-Verl., 2006.
- [12] K. M. Adamow, „Einfluss von Wasser auf die Kohlenstofffaser/Epoxid-Polymermatrix Wechselwirkung“, Universität, Bremen, 2014.
- [13] M. Müller und J. de Witt, „Leichtbaustrukturen für hybride Werkzeugmaschinen: Produktionsanlagen für Wachstumsmärkte - intelligent, einfach und effizient“, *VDI-Z Integrierte Produktion*, Nr. 05, S. 48–49,

- <https://www.vdi-z.de/2019/Ausgabe-05/Werkzeugmaschinen/Leichtbaustrukturen-fuer-hybride-Werkzeugmaschinen>, 2019.
- [14] M. Müller und J. de Witt, „Faserverbundwerkstoffe in Produktionsanlagen: Projekt HYBRIDi - Intelligente Leichtbaustrukturen für hybride Werkzeugmaschinen“, *modell + form*, Nr. 2, <https://www.modellformenbau.eu/verband-partner/modellform/>, 2019.
- [15] S. Misch und H.-C. Möhring, *Untersuchungen von Faserverbund- und Hybridstrukturen unter dem Aspekt des späteren Einsatzgebietes: 13. Magdeburger Maschinenbau-Tage 2017: AUTONOM - VERNETZT - NACHHALTIG*. Magdeburg: Universität Magdeburg, 2017.
- [16] MAP Werkzeugmaschinen GmbH, *Infos über Carbon*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.map-wzm.de/produkte/cfk-info/>. Zugriff am: 04.06.19.
- [17] LERINC Werkzeugmaschinen & Automation GmbH, *Führung mit Kohlefaser: Technik - Maschinen*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.maschinewerkzeug.de/maschinen/uebersicht/artikel/fuehrung-mit-kohlefaser-1131509.html>. Zugriff am: 04.06.19.
- [18] Zerspanungstechnik.de, *CFK statt Stahl sorgt für mehr Dynamik*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.zerspanungstechnik.de/2017/05/02/cfk-statt-stahl-sorgt-fuer-mehr-dynamik/>. Zugriff am: 04.06.19.
- [19] F. Tzanetos und C. Tischmann, *Leichtbau: Mehr Dynamik mit CFK: Forschungsprojekt des Fraunhofer IPT wird auf der EMO gezeigt*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.werkstattbetrieb.de/news/forschung-und-entwicklung/artikel/leichtbau-mehr-dynamik-mit-cfk-3561551.html>. Zugriff am: 04.06.19.
- [20] J. Klinger und P. Königsreuther, *CFK macht der Werkzeugmaschine Beine: Leichtbau für Maschinen*. [Online] Verfügbar unter: <https://www.maschinenmarkt.vogel.de/cfk-macht-der-werkzeugmaschine-beine-a-443293/>. Zugriff am: 04.06.19.
- [21] H. Opitz und W. Hölken, *Untersuchung von Ratterschwingungen an Drehbänken*. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften, 1958.
- [22] H. Opitz, E. U. Dregger, G. Geiger und E. Rehling, *Untersuchungen über das Verhalten von Schwerwerkzeugmaschinen unter statischer und dynamischer Belastung*. Wiesbaden: VS Verlag für Sozialwissenschaften, 1967.
- [23] K.-P. Müller, *Praktische Oberflächentechnik: Vorbehandeln - beschichten - Beschichtungsfehler - Umweltschutz; mit 72 Tabellen*, 4. Aufl. Braunschweig, Wiesbaden: Vieweg, 2003.
- [24] F. Klocke, *Fertigungsverfahren 1: Zerspanung mit geometrisch bestimmter Schneide*, 9. Aufl. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2018.
- [25] W. Dutschke, *Fertigungsmesstechnik*, 4. Aufl. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2002.

Untersuchung eines Verfahrens zur optischen in-situ Wulstdetektion beim Rotationsreibschweißen im Rahmen der Qualitätssicherung

M. Sc. Iwan Schischin ¹⁾, Dipl.-Ing. Markus Körner ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner ³⁾

- 1) Institut für Werkstoff und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
iwan.schischin@ovgu.de, +49 391 6752436
- 2) Institut für Werkstoff und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
markus.koerner@ovgu.de, +49 391 6757344
- 3) Institut für Werkstoff und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
sven.juettner@ovgu.de, +49 391 6758741

Zusammenfassung

Der Fokus der industriellen Qualitätssicherung beim Rotationsreibschweißen liegt derzeit auf der Überwachung der zeitlichen Prozessparameter Kraft, Drehzahl sowie der Prozessreaktionsgröße der Verkürzung. In der Praxis wird des Weiteren mithilfe der Sichtprüfung die prozessbedingte Wulstausbildung als Kriterium zur Bewertung der Qualität der Reibschweißbauteile herangezogen. Obwohl derzeit keine genauen Erkenntnisse vorliegen, die anhand der Wulstausbildung die Qualität einer Reibschweißverbindung beschreiben, sind Unternehmen bestrebt, die Wulst und ihre Entstehung zu erfassen und langfristig im Rahmen des Industrie-4.0-Konzepts zu dokumentieren. Mithilfe dieser Dokumentationen, die im Schadens- oder Versagensfall herangezogen werden können, können Unternehmen künftig die Reibschweißverbindungen anhand zusätzlicher Kriterien hinsichtlich der Qualitätssicherung validieren und sich somit gegen Haftungsansprüche absichern. Aufgrund der fortgeschrittenen optischen Messtechnik und einer Vielzahl zur Verfügung stehenden optischen Messverfahren und -sensoren, erschließen sich neue Möglichkeiten hinsichtlich der Qualitätssicherung beim Rotationsreibschweißen.

Der vorliegende Beitrag befasst sich mit der Erprobung und Untersuchung eines optischen Messverfahrens, das im Rahmen der Qualitätssicherung beim Rotationsreibschweißen zur Detektion der Wulst und derer zeitlichen Ausbildung Anwendung finden soll. Für die vorliegenden Untersuchungen wurden Reibschweißversuche an einer artgleichen, symmetrischen Werkstoff- und Geometriekombination des Vergütungsstahl Cf53 durchgeführt. Mit Hilfe eines Laser-Profilscanners wurde die Eignung des Sensors für den Anwendungsfall untersucht. Hierfür war eine Anforderung, die zeitliche Entwicklung der prozessbedingten Wulst quantitativ zu erfassen und zu dokumentieren. Um die optischen Sensoren für unterschiedliche Szenarien hinsichtlich der Wulstausformung beim Rotationsreibschweißen zu erproben, wurden die Schweißversuche unter systematischer Variation des Reib- und Stauchdrucks durchgeführt. Neben der Erhebung und Bewertung der optischen Messdaten wurden die durchgeführten Reibschweißversuche mithilfe der auf der Finiten-Elemente-Methode begründeten Prozesssimulation *virtua RFW* nachsimuliert und die simulativen Prozesskenngrößen mit den der experimentell ermittelten verglichen. Hierbei lag der Fokus auf der simulativen Abbildung der Wulstausformung und dem Vergleich dieser mit der optisch erfassten Wulstgeometrie im Versuchsfeld zum Zwecke des späteren Anwendungsfalls der gekoppelten Maschinenintegration. Die Ergebnisse und Schlussfolgerungen dieser Grundlagenuntersuchungen sind Gegenstand des vorliegenden Beitrags.

Schlüsselwörter: Rotationsreibschweißen, Qualitätssicherung, In-situ Wulstdetektion, Lasertriangulation, Digitaler Zwilling, Reibschweißprozesssimulation, *virtua RFW*

1. Einleitung

Das Reibschweißen gehört zu den Pressschweißverfahren und dient dem Fügen von mindestens zwei Werkstücken unter Nutzung von reibungsinduzierter Wärmeleistung bei gleichzeitiger Axialbeanspruchung. [1] Die für das Schweißen notwendige Erwärmung wird durch eine Relativbewegung der zu verschweißenden Bauteile unter Druckaufbringung erzeugt. Hierbei kann die Relativbewegung, je nach Maschinenausführung, auf unterschiedliche Weise erzeugt werden. So kann bspw. das Reibschweißen mit Rotation des einen und Translation des anderen Fügepartners, mit Rotation und Translation des einen und Stillstand des anderen Bauteils oder mit Rotation und Translation zweier Bauteile gegen ein feststehendes Zwischenstück erfolgen. [2]

Bild 1 zeigt den schematischen Aufbau eines kontinuierlich angetriebenen Reibschweißprozesses, wobei ein spindelseitig eingespanntes Werkstück mit konstanter Drehzahl und axialer Reibdruckbeanspruchung auf das feststehende Werkstück gerieben wird. [3]

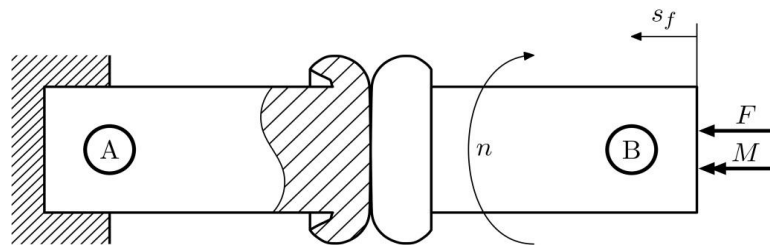


Bild 1: Schematischer Aufbau des kontinuierlich angetriebenen Rotationsreibschweißprozesses [3]

In Folge der Rotationsbewegung und axialer Beanspruchung der Bauteile induzieren die entstehenden Schubspannungen Reibwärmeleistung in die Bauteile, was zur Reduktion der mechanischen Fließgrenze der beteiligten Werkstoffe im Kontaktbereich führt. [1, 4] Währenddessen kommt es zur Bildung von lokalen Schweißstellen bzw. Mikroschweißungen, welche in Folge der Schubkräfte sofort wieder auseinandergerissen werden. Das führt zur signifikanten Aufrauung der Reiboberflächen, wodurch die makroskopischen Scherspannungen steigen. Anschließend wird der plastifizierte und annähernd bis zur Solidustemperatur des Werkstoffs erwärmte Fügebereich durch Warmtorsion beansprucht, wobei ein örtlicher Schmelzfluss auftreten kann. Nach ausreichender Erwärmung der Verbindungsflächen der beiden Fügepartner, wird die Relativbewegung gestoppt und die Reibkraft auf den Wert der Stauchkraft überhöht, wobei es zu einer für das Reibschweißen typischen Wulstausbildung in Folge der Materialverdrängung kommt. Die Wulstausbildung wird häufig als erstes Sichtprüfungskriterium herangezogen, um die Verbindungsqualität der Reibschweißung beurteilen zu können. Eine nicht ausreichende Wulstausbildung impliziert eine schlechte Schweißqualität, da womöglich die Selbstreinigung nicht ausgereicht haben könnte oder nicht genug Wärme eingebracht wurde. [5]

Das Reibschweißen hat sich unter einer Vielzahl von Schweißverfahren bereits in den 1960er Jahren als ein hochproduktives, umwelt- und automatisierungsfreundliches Fügeverfahren in allen Fertigungsbereichen der metallverarbeitenden Industrie etabliert. [6] Aufgrund der hohen erreichbaren Schweißqualität und der Möglichkeit unterschiedliche, gar als nicht schweißbar geltende Werkstoffe zu kombinieren, wurden viele Fügeprozesse auf das Reibschweißen umgestellt, bzw. gleich dementsprechend konstruiert. [2] Neben den genannten Vorzügen, bietet das Reibschweißen weitere Verfahrensvorteile wie kurze Schweißzeiten, hohe Form- und Lagetoleranzen sowie Reproduzierbarkeit, eine sehr hohe Festigkeit in Fügezone, der Wegfall von Zusatzwerkstoffen und Schutzgasen, der Selbstreinigungseffekt und eine einfache Qualitätssicherung durch Überwachung der Prozessparameter. [1, 2]

In Hinblick auf das Rotationsreibschweißen erfolgt die Qualitätssicherung im laufenden Prozess durch die Überwachung der von der Maschine erfassten Prozessparameter und -größen und durch den Vergleich dieser mit den vom Schweißfachpersonal zuvor festgelegten Soll-Werten. Liegen die Ist-Werte innerhalb der vorab festgelegten Toleranzbereiche der Soll-Werte, so wird die Reibschweißung als „in Ordnung“ eingestuft (Hüllkurvenprinzip). Neben der Überwachung der Prozessgrößen und -parameter wird im Rahmen der statistischen Prozesskontrolle die Prüfung des ersten, des letzten sowie die Prüfung jedes n-Teils eines Loses auf die markanten Merkmale wie Länge, Rundlauf und Planlauf des jeweiligen Werkstückes durchgeführt. Ein weiterer Indikator für die Verbindungsqualität reibgeschweißter Bauteile ist die prozessbedingte Wulstausformung. Obwohl derzeit nur wenige wissenschaftliche Studien über Qualitätskriterien hinsichtlich der Reibschweißwulst existieren, können anhand der Schweißwulst unter anderem Aussagen bezüglich Form- und Lageabweichungen der Fügepartner getroffen werden. Diese Schweißwulst wird, aus Gründen der Betriebsfestigkeit, des Korrosionsschutzes und Platzbedarfs, zumeist direkt nach dem Schweißprozess und vor dem Aufbringen eines Korrosionsschutzes spanend abgearbeitet.

Daher sind Unternehmen bestrebt, die Wulst und ihre Entstehung zu erfassen und langfristig zu dokumentieren, sodass die Dokumentationen im Schadensfall herangezogen und anhand der noch zu erforschenden Qualitätskriterien überprüft werden können.

2. Versuchsdurchführung Rotationsreißschweißen

2.1 Versuchsanlage und optische Messtechnik

Die für die Untersuchungen notwendigen Reißschweißversuche wurden auf der Reißschweißmaschine RH-120-SE vom Maschinenhersteller H&B Omega Europa GmbH durchgeführt. Die in horizontaler Bauweise ausgeführte Anlage verfügt über einen servoelektrischen Spindelantrieb, der für die Zustellung des Vorschubs zuständig ist. Der Vorteil dieses Antriebs ist die schnelle Regelung der Anlage, woraus eine hochgenaue Prozessführung resultiert. Darüber hinaus bietet ein elektrischer Antrieb weitere Vorteile wie die Reduzierung der Lärmemission und des Energieverbrauchs, da dieser im Gegenteil zu hydraulischen Antrieben nur dann Energie verbraucht, wenn der Antrieb arbeitet. Des Weiteren kann die Bremsenergie der Elektromotore durch Rekuperation wieder in das elektrische Netz eingespeist werden, woraus geringere Betriebskosten für Unternehmen resultieren. [7] Hinsichtlich der für das Reißschweißen notwendigen Axialkraft, bietet die kraftgesteuerte Maschine RH-120-SE einen Kraftbereich von bis zu 120 kN. Die höchstmögliche Drehzahl der Maschine liegt bei 4200 min^{-1} und wird durch die auf die Spannmittel wirkenden Radialkräfte begrenzt. Darüber hinaus verfügt die Anlage über integrierte Messtechnik zum Aufzeichnen der Prozessgrößen wie Drehzahl, Axialkraft und axiale Verkürzung.

Das primäre Ziel der vorliegenden Untersuchungen war die in-situ Erfassung der sich im Reißschweißprozess ausbildenden Wulstgeometrie. Aus diesem Grund war es notwendig die Versuchsanlage bzw. den Versuchsaufbau durch die zu untersuchende optische Messtechnik zu erweitern. Dabei mussten bei der Auswahl des geeigneten optischen Messverfahrens und der optischen Sensoren unterschiedliche Aspekte beachtet werden. Diese Aspekte sind bspw. der zu erfassende Messbereich, welcher durch die Probengeometrie bedingt war, ein sicherer Abstand zwischen Sensor und Messobjekt und die Abtastrate bzw. Aufnahmefrequenz des Sensors. Ein weiterer wichtiger Aspekt bei der Auswahl der geeigneten Sensorik, war durch die temperaturabhängige Strahlungsemission der Fügepartner während des Schweißprozesses gegeben. Infolge der Reibung und der daraus resultierenden Wärmeentwicklung in der Fügezone nimmt, nach dem Planck'schen Strahlungsgesetz und dem Wien'schen Verschiebungsgesetz, die Strahlungsintensität mit steigender Temperatur zu und die Wellenlänge der emittierten Strahlung verringert sich. [8, 9] Während des Schweißvorgangs kann die glühende Fügezone eine Strahlung mit einer Wellenlänge von bis zu 570 nm erreichen. Um gegen diese Strahlung messen zu können, muss die Lichtquelle des optischen Sensors eine kürzere Wellenlänge aufweisen, als die der vom Körper emittierten Strahlung. Unter Beachtung dieser Aspekte fiel die Entscheidung hinsichtlich der optischen Messtechnik auf einen nach dem Triangulationsprinzip funktionierenden Laser-Profilscanner mit einer blauen Lichtquelle. Um eine bessere Vergleichbarkeit der erfassten optischen Messdaten zu gewährleisten, wurden während der Versuchsdurchführung jeweils ein Profilschanner der Unternehmen Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG und Keyence Deutschland GmbH gleichzeitig eingesetzt. Die wesentlichen technischen Konfigurationen der optischen Sensoren sind in der Tabelle 1 deren Anordnung und das Messprinzip während der Reißschweißversuche in Bild 2 dargestellt.

Tabelle 1: Wesentliche technische Konfiguration der optischen Sensoren

Modell		LLT-2960-100BL	LJ-V7300
Messbereich	z-Achse	125 bis 390 mm	155 bis 445 mm
	x-Achse	58,5 bis 143,5 mm	110 bis 240 mm
Linearität	z-Achse	$\pm 0,10 \%$	$\pm 0,05$ bis $\pm 0,15 \%$
Auflösung	x-Achse	1280 Punkte/Profil	800 Punkte/Profil
Punktweite auf der x-Achse		0,11 mm	0,30 mm
Aufnahmefrequenz		Bis 2000 Hz	
Lichtquelle		Halbleiterlaser 405 nm (blau)	

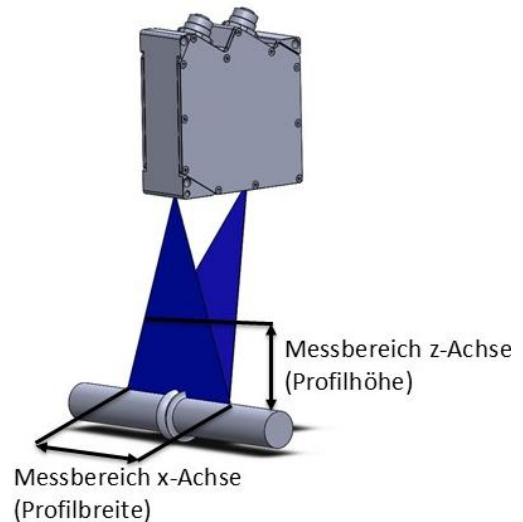
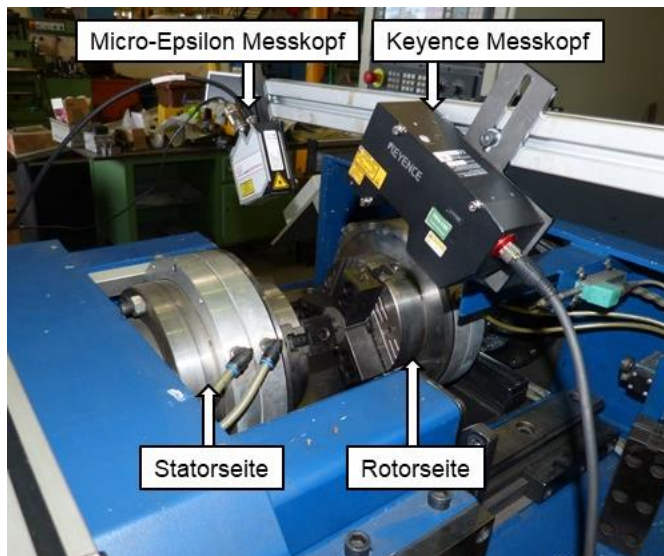


Bild 2: Anordnung der optischen Sensoren (links) und deren Messprinzip (rechts)

2.2 Versuchswerkstoff und -geometrie

Im Rahmen der Untersuchungen wurden Reibschweißungen einer artgleichen Werkstoffkombination durchgeführt. Als Versuchswerkstoff diente hierbei ein legierter Vergütungsstahl mit der Bezeichnung Cf53 (Werkstoffnummer 1.1213). Dieser Werkstoff besitzt eine hohe Verschleißfestigkeit und eignet sich insbesondere für Anwendungsfälle mit an den Fügeprozess angeschlossenem Flamm- oder Induktionshärten. Hauptsächlich wird dieser Werkstoff in der Automobilindustrie für Teile wie bspw. Achsteile, Getriebekomponenten, sowie Nocken- und Kurbelwellen verwendet. Die chemische Zusammensetzung des Werkstoffs ist in Tabelle 2 angegeben.

Tabelle 2: Chemische Zusammensetzung des Versuchswerkstoffs Cf53 (1.1213)

Element	C	Si	Mn	S	Pb	Rest
Massenanteil [%]	0,560	0,260	0,630	0,011	0,023	98,516

Für die Versuchsdurchführung wurde das Stangenmaterial durch spanende Bearbeitung auf die Versuchsgeometrie umgearbeitet. In Bild 3 ist die verwendete Reibschweißprobengeometrie dargestellt. Die Probengeometrie hatte bei einem Durchmesser von $\varnothing 20,25$ mm eine Gesamtlänge von 80 mm, wobei die freie Ausspannlänge während der Versuchsdurchführung 30 mm betrug. Hinsichtlich der konstruktiven Gestaltung von Reibschweißproben gibt es unterschiedliche Möglichkeiten, den Schweißvorgang, insbesondere in der Anreibphase, durch Anreihhilfen zu begünstigen. Wie in Bild 3 zu sehen ist, wurde die verwendete Probengeometrie an der Fügefläche mit einer Fase versehen. Die Anfasung dient aufgrund der Querschnittsverringerung als Anreihhilfe und führt bei Prozessbeginn zur Entlastung der Maschine. Mithilfe der Fase kann das auftretende Reibmoment in der ersten Prozessphase reduziert und somit die Gefahr einer Überlast und der daraus folgende Abbruch des Schweißprozesses verringert werden.

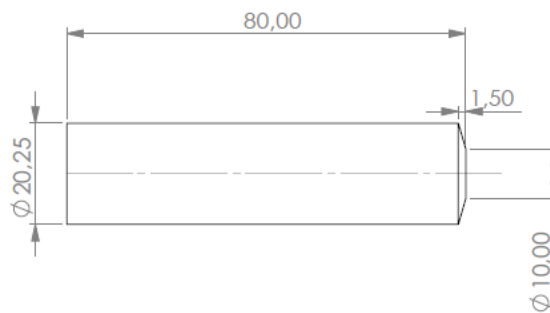


Bild 3: Probengeometrie der Vollwelle mit $\varnothing 20,25$ mm

2.3 Experimentelle Prozessparameter

Mithilfe der vorgestellten optischen Messtechnik sollte die in-situ Wulstausbildung beim Rotationsreibschweißen aufgenommen und dokumentiert werden. Die hierbei zu erfassenden Messgrößen waren die axiale Wulstbreite d_h und radiale Wulstüberhöhung d_w der Stator- und Rotorseite. Da die prozessbedingte Wulstausbildung von den definierten Parametern Drehzahl, Reibweg, Reib- und Stauchdruck abhängig ist, erfolgte die Parametrisierung der Versuche anhand der Erfahrungswerte aus dem abgeschlossenen IGF-Projekt 18.966 BR. [3] Mithilfe der unterschiedlichen Wulstausformungen sollte der Einsatz der Sensoren für verschiedene Szenarien hinsichtlich der Wulstgeometrie erprobt werden. Für die Reibschweißversuche wurde im Rahmen einer vollfaktoriellen Versuchsplanung eine Kombination der Prozessparameter Drehzahl und Reibdruck vorgenommen, wobei die Drehzahl für die gesamte Versuchsreihe mit $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ als konstant definiert wurde. Die maximal zulässige Kraft war durch die obere Leistungsgrenze der Reibschweißmaschine mit $F = 120 \text{ kN}$ bedingt. In Abhängigkeit des Proben-durchmessers und der daraus resultierenden Fügefläche $A = 322 \text{ mm}^2$ ergab sich somit der maximal zulässige Druck von $p = 372,60 \text{ MPa}$. Da zu Beginn der Reib- und Stauchphase erfahrungsgemäß eine Kraftüberhöhung eintritt, wurde ein maximaler Druck von $300,00 \text{ MPa}$ gewählt. Im Allgemeinen soll der Stauchdruck dem doppelten Reibdruck entsprechen, woraus ein höchstmöglicher Reibdruck von $p_{\text{Reib}} = 150,00 \text{ MPa}$ resultierte, der im Versuchsfeld in einer Schrittweite von $p_{\text{Reib}} = 30,00 \text{ MPa}$ variiert wurde. Um das Reibmoment in der Anfangsphase des Prozesses zu reduzieren, wurde vor der eigentlichen Reibphase eine Anreibphase mit dem halben Reibdruck gefahren. Die gewählten Versuchsparameter sind in der Tabelle 3 und der schematische Verlauf der Prozessparameter ist in Bild 4 dargestellt.

Tabelle 3: Erfassung des Versuchsraums

Werkstoffkombination	Cf53 – Cf53				
Durchmesser [mm]	20,25				
Drehzahl [min^{-1}]	2000				
Reibkraft [kN]	9,70	19,30	29,00	38,60	48,30
Reibdruck [MPa]	30,00	60,00	90,00	120,00	150,00
Staukraft [kN]	19,30	38,60	58,00	77,30	96,60
Stauchdruck [MPa]	60,00	120,00	180,00	240,00	300,00

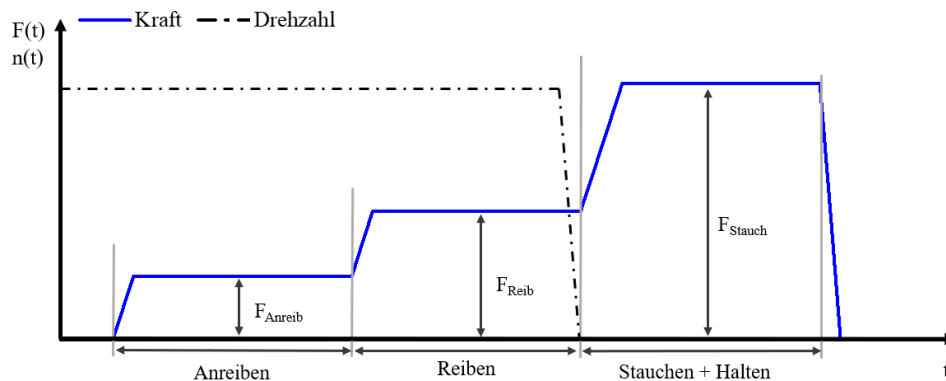


Bild 4: Schematischer Verlauf der Prozessparameter

3. Ergebnisse und Diskussion

Anhand der durchgeführten Reibschweißversuche und der erhobenen optischen Messdaten sollte das Messverfahren hinsichtlich der Eignung beim Rotationsreibschweißen, der Messgenauigkeit und der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse bewertet werden. Um eine bessere Vergleichbarkeit erreichen zu können, erfolgte die optische Wulsterfassung durch gleichzeitigen Einsatz der ausgewählten Sensoren. Da Labormaschinen im Vergleich zu industriellen Reibschweißanlagen geringere Form- und Lagetoleranzen aufweisen können, sollte diese Vorgehensweise das Risiko reduzieren, bei dem die prozess- und/oder materialbedingten Störgrößen bei identischen Prozessparametern zu unterschiedlichen Wulstausbildungen führen und somit einen qualitativen Vergleich erschweren würden. Im Folgenden werden Ergebnisse der optischen Wulstdetektion vorgestellt und diskutiert.

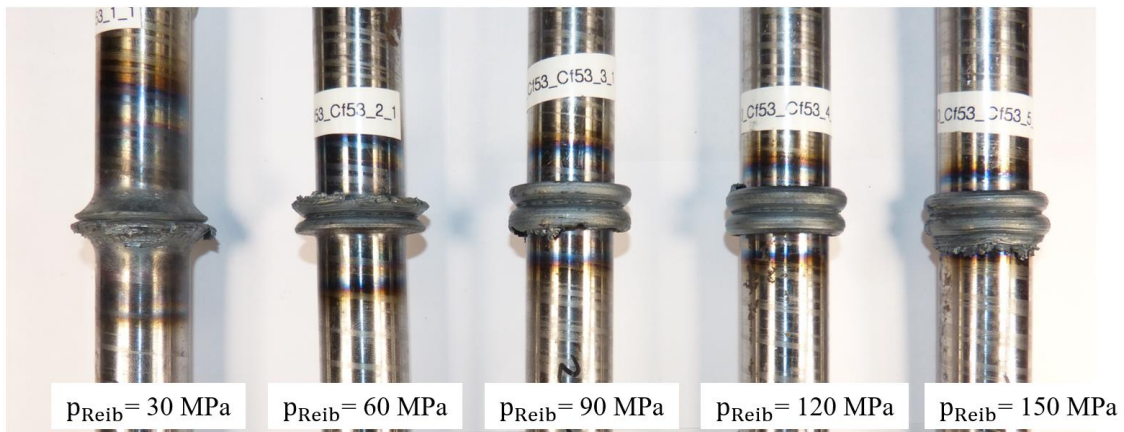


Bild 5: Wulstausbildung in Abhängigkeit des Reibdruckes

Das Ergebnis der Reibschweißversuche und den Einfluss der Reibdruckvariation auf die Wulstausbildung ist in Bild 5 dargestellt. Dieses Bild zeigt links beginnend die Zunahme des Reibdruckes $p_{\text{Reib}} = 30 \dots 150 \text{ MPa}$ in einer Schrittweite von $p = 30 \text{ MPa}$ bei einer konstanten Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$. Deutlich zu erkennen ist, dass mit zunehmendem Druck die Krümmung der Wulst bzw. ihr Umklappen stärker ausfällt und das Wulstvolumen steigt. Mithilfe der ausgebildeten Wulstgeometrien konnte die Einsatzzeichnung der optischen Sensoren für unterschiedliche Szenarien hinsichtlich der Wulstausformung bei Rotationsreibschweißen beurteilt werden. Während der Reibschweißversuche wurde durch die Sensoren jeweils eine Laserlinie, die aus einer bestimmten Anzahl an Punkten besteht, auf die Messobjekte projiziert, das reflektierte Licht wurde registriert und durch die Abstände der Punkte zum Messkopf eine Kontur erzeugt. Durch die Erfassung mehrerer Konturen bzw. Profile und die Zusammenfassung dieser, konnte eine Oberfläche erzeugt werden. Im Bild 6 ist die optische Erfassung durch den Sensor des Unternehmens Micro-Epsilon für den Reibschweißprozess bei $p_{\text{Reib}} = 90 \text{ MPa}$ in zwei- und dreidimensionaler Ansicht dargestellt.

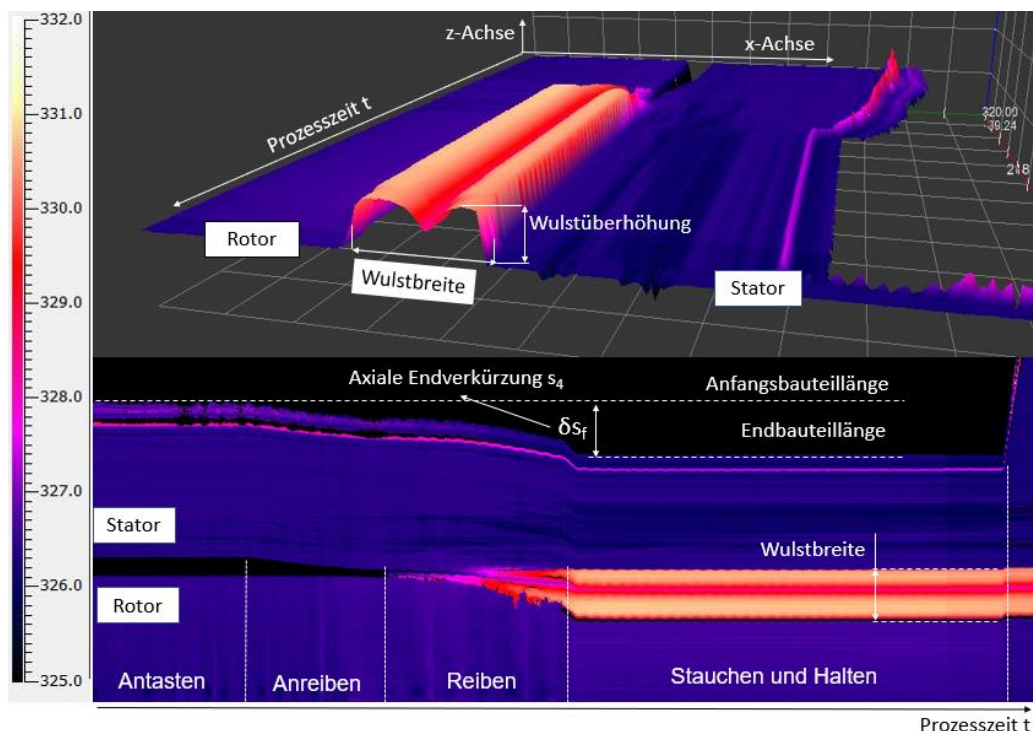


Bild 6: Visualisierung der vom Micro-Epsilon-Sensor erfassten Profile in zweidimensionaler (unten) und dreidimensionaler (oben) Ansicht bei einem Reibdruck von 90 MPa

Wie in Bild 6 zu erkennen ist, konnte mithilfe des Sensors die in-situ Wulstausbildung und die dabei im Fokus stehende Messgrößen axiale Wulstbreite d_h und radiale Wulstüberhöhung d_w der Stator- und Rotorseite über die

gesamte Prozesszeit erfasst und dokumentiert werden. Somit können anhand der erfassten Profile die Zielmessgrößen Wulstbreite und -höhe zu jedem Prozesszeitpunkt bestimmt werden. Mithilfe der unternehmenseigenen Softwarelösungen der Sensorhersteller wurden die optischen Messdaten bzw. die digitalen Zwillinge der Reibschweißbauteile untersucht und die Zielmessgrößen ermittelt. Um die Messgenauigkeit der Sensoren beurteilen zu können, wurden für jeden untersuchten Reibdruck jeweils eine Querschliffprobe angefertigt und die Abmessungen der Wulstgeometrie ermittelt. Die Korrelation zwischen den Abmessungen der Wulstgeometrie der Querschliffe der Reibschweißproben und derer digitaler Zwillinge sind in Bild 7 dargestellt. Da im Rahmen dieser Untersuchungen Reibschweißversuche an einer artgleichen und symmetrischen Werkstoff- und Geometriekombination durchgeführt worden sind, sind in Bild 7 nur die geometrischen Abmessungen der rotorseitigen Wulstausformung dargestellt.

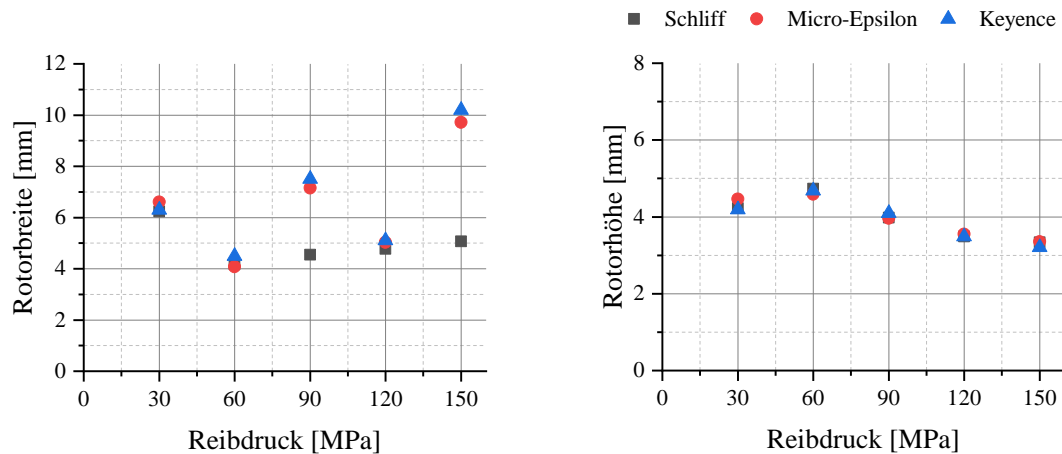


Bild 7: Korrelation der Wulstgeometrie zwischen Schliffaufnahme und digitalem Zwilling

Wie in Bild 7 zu erkennen ist, konnte die rotorseitige Wulstgeometrie mit einer sehr hohen Messgenauigkeit erfasst werden. Neben einer hohen Korrelation zwischen den Schliffaufnahmen und den optischen Messdaten hinsichtlich der Rotorhöhe, ist jedoch deutlich zu erkennen, dass die optisch erfasste Rotorbreite teilweise stark von den Wulstabmessungen der Schliffaufnahmen abweicht. Hierbei weichen die Werte der Rotorbreite d_h des Micro-Epsilon Sensors bei den Versuchen mit dem Reibdruck $p_{Reib} = 90$ MPa um $\delta d_h = +57,34\%$ und bei $p_{Reib} = 150$ MPa um $\delta d_h = +91,71\%$ ab. Bei denselben Reibdrücken haben die gemessenen Werte des Keyence Laserscanners hinsichtlich der Rotorbreite Abweichungen von $\delta d_h = +65,16\%$ und $\delta d_h = +101,38\%$. Der Grund für diese Divergenzen liegt in der prozessbedingten Ausbildung des Grates. In Bild 8 sind die betroffenen Reibschweißverbindungen dargestellt. Hierbei ist deutlich zu erkennen, dass die Reibschweißprobe bei $p_{Reib} = 150$ MPa einen stark ausgeprägten Grat aufweist. Da diese Unregelmäßigkeiten durch die Sensoren als Teil der Profile erfasst worden sind, weichen die Werte der optischen Messdaten von den der Schliffaufnahmen sehr stark ab. Darüber hinaus ist zu beachten, dass während der Versuche nicht mit einem Trigger, sondern mit einer festen Abtastfrequenz der Sensoren gearbeitet wurde. Um das Ziel, eine Messung je Rotorumdrehung, zu realisieren, wurde die genaue Maschinendrehzahl mithilfe eines Stroboskops ermittelt und die Sensoren und die Maschine demnach eingestellt. Dennoch traten während der Versuchsdurchführung Schwankungen hinsichtlich der Maschinendrehzahl auf, sodass die untersuchten optischen Messdaten als umlaufend zu bezeichnen sind.

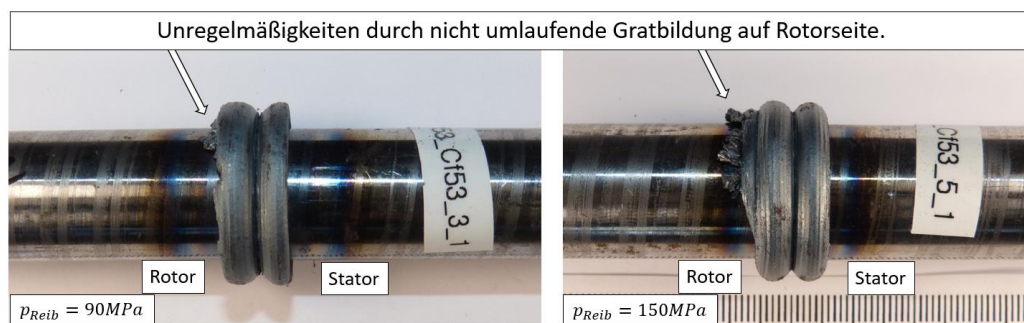


Bild 8: Prozessbedingte Unregelmäßigkeiten durch Gratbildung auf der Rotorseite für die Reibdrücke $p_{Reib} = 90$ MPa und $p_{Reib} = 150$ MPa

Infolge unterschiedlicher Einflussfaktoren wie dem Versatz und Knickung der Rotationsachsen der Fügepartner oder der Umlaufgeschwindigkeit des rotierenden Bauteils kann sich der Grat ausbilden. Aufgrund des ausgebildeten Grats entstehen Unregelmäßigkeiten im Bereich der Wulst, die durch die Sensoren als Teil des Profils erfasst und dokumentiert werden. Diese Unregelmäßigkeiten führen dazu, dass die tatsächlichen Abmessungen der Wulst verzerrt werden.

Unter Berücksichtigung der aufgrund prozessbedingter Gratbildung resultierende Abweichungen hinsichtlich der Wulstgeometrie zwischen den vermessenen Schlifffbildern und den digitalen Zwillingen der Reibschweißproben, lässt sich sagen, dass mithilfe von Laserprofilscannern die Wulstgeometrie mit einer hohen Messgenauigkeit erfasst werden kann. Neben den geometrischen Abmessungen der Wulst, können aus den optischen Messdaten Rückschlüsse auf weitere Prozessmerkmale abgeleitet werden. Wie in Bild 6 dargestellt ist, können die einzelnen Prozessphasen des Reibschweißens anhand der optischen Daten nachvollzogen werden. Über die Anzahl der aufgezeichneten Profile und der dazugehörigen Abtaststrategie, können die Zeiten der einzelnen Prozessphasen Anreiben, Reiben, Stauchen und Halten ermittelt werden. Dies bietet die Möglichkeit, die vorab festgelegten Prozesszeiten mit der tatsächlichen Dauer der Prozessphasen, im Rahmen eines Soll-Ist-Abgleichs, zu vergleichen und zu bewerten. Des Weiteren kann auch die axiale Längenverkürzung der einzelnen Prozessphasen mithilfe der optischen Messdaten ermittelt werden. Aufgrund der statorseitigen Vorschubbewegung entsteht ein charakteristisches Bild, das anhand der zweidimensionalen Ansicht in Bild 6 nachvollzogen werden kann. Durch die Vorschubbewegung der Statorseite wird eine Lageverschiebung der Spannmittel bzw. Bauteile zu einander erzeugt. Über die Differenz der Lage kann der Vorschub bzw. die Längenverkürzung der Bauteile bestimmt werden. Mithilfe der optischen Sensoren lässt sich somit zu unterschiedlichen Prozesszeiten die axiale Verkürzung der Bauteile ermitteln.

4. Reibschweißprozesssimulation

4.1 Beschreibung und Kalibrierung der Reibschweißprozesssimulation

Im Rahmen dieser Untersuchungen sollten die experimentell durchgeführten Reibschweißversuche mithilfe der Simulationssoftware *virtua RFW* des Unternehmens Sampro GmbH nachsimuliert werden. Die Software *virtua RFW* ist ein mithilfe von Matlab umgesetzter Finite-Elemente-Code, der im Rahmen der prädiktiven und simulativen Abbildung des Rotationsreibschweißprozesses entwickelt wurde. Neben der simulativen Technologieforschung, Streuungsanalyse und Fügstellengeometrieoptimierung, wird diese Software auch zur Prozessparametrierung und Optimierung von Prozessen eingesetzt. [10]

Der Zweck dieses Arbeitsschrittes lag darin, die experimentell auftretenden Prozesskenngrößen mit denen der Simulation zu vergleichen und die Simulation hinsichtlich ihrer Aussagefähigkeit zur prozesszeitbedingten Wulstausbildung und somit zu ihrer in-situ Vorhersagefähigkeit des Reibschweißprozesses zu beurteilen. Darüber hinaus sollten die Ergebnisse der Simulation für Untersuchungen, die den sogenannten Standzeitversuchen ähnlich sind, verwendet werden. Das Ziel dieses Vorgehens bestand darin, die Korrelation zwischen der Simulation und den Reibschweißversuchen hinsichtlich der axialen Verkürzung der Bauteile und die daraus resultierende Wulstausformung in Abhängigkeit von der Prozesszeit quantitativ zu beurteilen.

Die Reibschweißprozesssimulation besteht in wesentlichen aus vier Teilmodellen, die beschrieben werden müssen. Hierzu gehört das Werkstoff-, Geometrie- und Prozessmodell sowie das numerische Modell. Im Material- bzw. Werkstoffmodell der Simulation werden thermomechanische und thermodynamische Eigenschaften des eingesetzten Werkstoffes zugrunde gelegt. Hierzu zählen temperaturabhängige thermodynamische und -mechanische Wertstoffeigenschaften wie die spezifische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit. Um eine Darstellung der Wulstausbildung gewährleisten zu können, müssen die Fließeigenschaften des Werkstoffes, die über eine temperaturabhängige Referenzfließspannung und den temperaturabhängigen Norton-Bailey-Exponenten realisiert werden, berücksichtigt werden. Das in dieser Arbeit verwendete Modell des Werkstoffes Cf53 wurde im Rahmen des IGF-Vorhabens Nr. 18.966 BR erarbeitet und ausführlich beschrieben. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle auf [3] verwiesen. Das Geometriemodell der Reibschweißsimulation umfasst im Wesentlichen die Beschreibung der zu verschweißenden Bauteile und die Definition der einzusetzenden Spannmittel. Neben den geometrischen Abmaßen der rotationssymmetrischen Bauteile und Spannmittel, können des Weiteren auch der Wärmeübergang zwischen den Bauteilen und den Spannmitteln durch Wärmeleitung, sowie der Wärmeübergang zum Umgebungsmedium durch Konvektion definiert werden. Darüber hinaus werden im Geometriemodell die Übergangsgrenzen zwischen grober und feiner Vernetzung in allen Bauteilbereichen mithilfe von radialen und axialen Koordinaten festgelegt. Mithilfe des Prozessmodells wird die zu simulierende Verfahrensvariante des Reibschweißens definiert.

Der Prozess kann durch Festlegung des Drehzahlverlaufs entweder als Reibschweißen mit kontinuierlichem Antrieb, mit Schwungradantrieb oder mit frei gewählten Drehzahl- und Kraftverläufen beschrieben werden. Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden die Prozessparameter (Kraft $F(t)$, Drehzahl $n(t)$), die während der Reibschweißversuche durch die Maschinenmesstechnik erfasst worden sind, als tabellarische Daten in das Prozessmodell importiert. Diese Vorgehensweise hatte den Zweck einer weitestgehend realitätsnahen Simulation des Reibschweißprozesses. Mithilfe des numerischen Modells werden alle relevanten Parameter festgelegt, die das Reibungsverhalten und die Vernetzungsgüte der Reibschweißbauteile beschreiben. Hinsichtlich des Reibungsverhaltens werden der Coulomb'sche Trockenreibungskoeffizient η_0 und die Übersetzungsdehnrate $\dot{\epsilon}_{qContact}$ bestimmt. Die Beschreibung der Vernetzungsgüte der Bauteile erfolgt anhand der Parameter der maximalen und minimalen Größe der Vernetzungselemente h_{max} und h_{min} , der Tiefe der Netzverfeinerung r_f und der Vernetzungsqualität q . Im Allgemeinen sollte die Netzgröße im Kontaktbereich fein und in den Bereichen, in denen keine signifikanten thermomechanischen Vorgänge stattfinden, grob gewählt werden.

Um eine prädiktive Prozesssimulation zu gewährleisten, wurde vorerst eine Kalibrierung der Simulation, genau genommen des numerischen Modells, durch Anpassung der Übersetzungsdehnrate hinsichtlich einer Zielgröße durchgeführt. Das Ziel der Kalibrierung ist es, eine hohe Korrelation einer oder mehrerer Zielgrößen zwischen Experiment und Simulation zu gewährleisten. Die Kalibrierung der Simulation erfolgte in diesem Fall durch Anpassung der Übersetzungsdehnrate $\dot{\epsilon}_{qContact}$ hinsichtlich der axialen Endverkürzung s_4 als Zielgröße. Die Übersetzungsdehnrate ist ein schlupfgeschwindigkeitsabhängiger Parameter, der Bestandteil des in der Simulation hinterlegten EDT-Reibmodells ist. Das EDT-Reibmodell ist ein modifiziertes Coulomb'sches Reibgesetz, welches die im Kontaktbereich auftretenden Scherspannungen begrenzt. Da dieses Reibmodell im Rahmen des IGF-Projektes Nr. 18.966 BR ausführlich beschrieben wurde, wird an dieser Stelle auf [3] verwiesen. Für die Kalibrierung der Simulation wurden für jeden untersuchten Reibdruck p_{Reib} bei konstanter Drehzahl n Reibschweißsimulationen durchgeführt, die durch eine systematische Variation der Übersetzungsdehnrate zu unterschiedlichen Endverkürzungen der Bauteile führten. Anschließend wurden die Ergebnisse der Kalibrierung ausgewertet, wobei die Übersetzungsdehnrate, die zu einer hohen Korrelation bzw. geringen prozentualen Abweichung hinsichtlich der axialen Endverkürzung führt, für die Nachsimulation der experimentell ermittelten Prozesskenngrößen gewählt.

4.2 Ergebnisse der Reibschweißprozesssimulation

Im Folgenden werden exemplarisch die Ergebnisse hinsichtlich der Wulstausformung bei der Reibschweißsimulation des untersuchten Reibdrucks $p_{Reib} = 90 \text{ MPa}$ vorgestellt. In Bild 9 sind sowohl die experimentellen als auch simulativen Prozessparameter und -größen der Reibschweißung bei $p_{Reib} = 90 \text{ MPa}$ dargestellt.

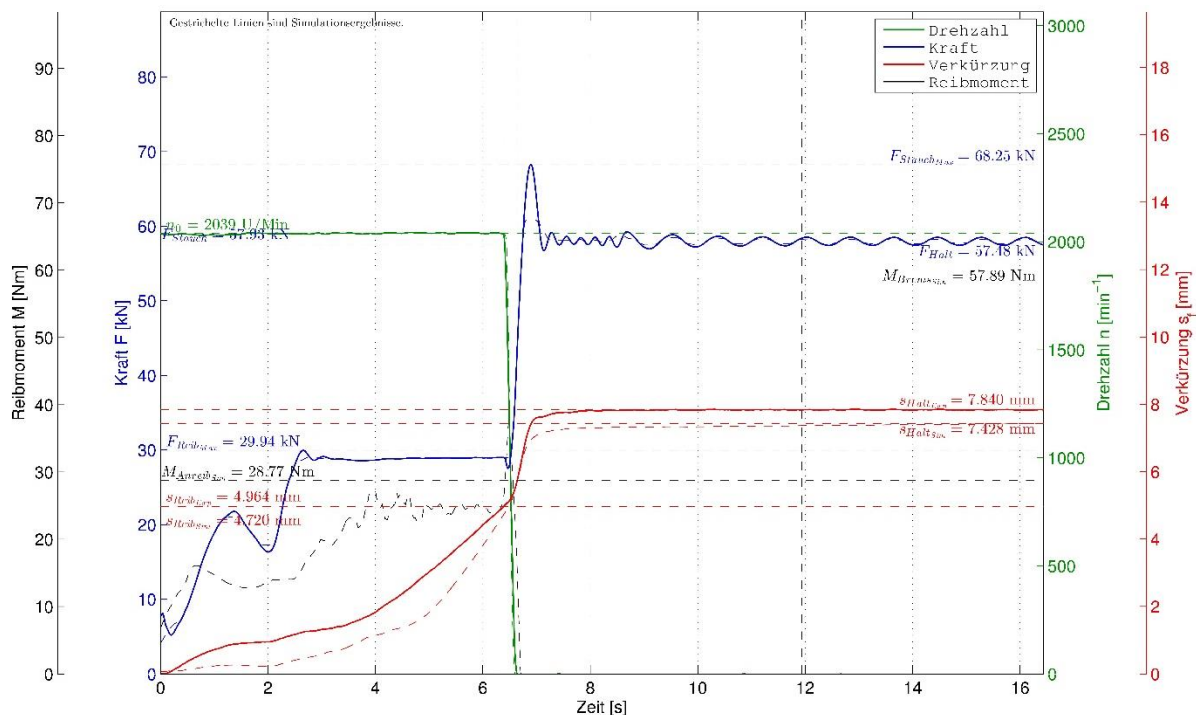


Bild 9: Experimentelle und simulative Prozessparameter und -größen beim Reibdruck $p_{Reib} = 90 \text{ MPa}$

Die simulativen Ergebnisse sind in dem Diagramm gestrichelt veranschaulicht. Wie in Bild 9 zu erkennen ist, bildet die Simulation die experimentell ermittelte axiale Endverkürzung mit einer hohen Korrelation ab. Die Abweichung zwischen der Simulation und dem Experiment liegt bei $\delta s_{f4} = 5,25\%$. Des Weiteren lässt sich erkennen, dass in der Anreib- und Reibphase die axiale Verkürzung bzw. die Verkürzungsrate unterhalb der experimentell ermittelten Daten liegen. Hierbei ist besonders zu Anfang der experimentellen Anreibphase ein schneller Anstieg der Verkürzung zu erkennen. Der schnelle Anstieg der Verkürzung in der Anreibphase lässt sich durch tribologische Vorgänge auf Mikrostrukturebene erklären, welche jedoch mit der Simulation nicht abbildbar sind. In Hinblick auf die experimentell und simulativ ausgebildete Wulstgeometrie lassen sich Abweichungen, sowohl in der Wulsthöhe als auch in der Wulstbreite, von $\delta d_w = \delta d_h = 15\%$ feststellen. Der Vergleich zwischen experimentell und simulativ ausgebildeter Wulstgeometrie kann anhand von Bild 10 nachvollzogen werden, wobei die rot gestrichelte Kontur die simulative Wulstausformung darstellt.

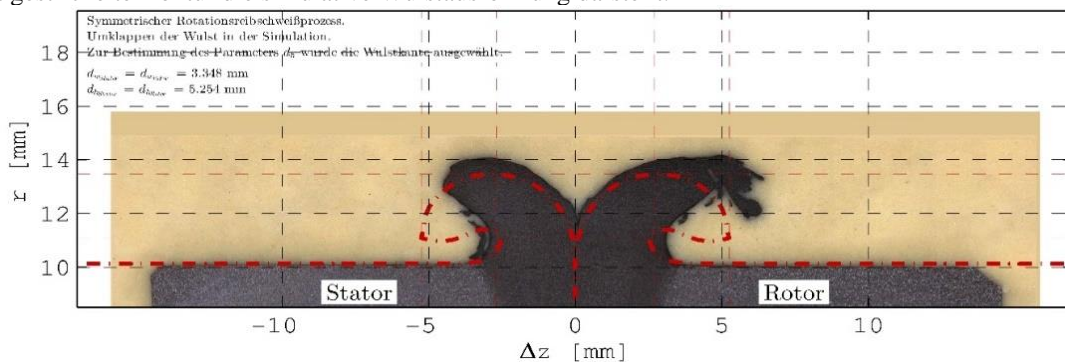


Bild 10: Experimentelle und simulative Wulstausbildung beim Reibdruck $p_{\text{Reib}} = 90 \text{ MPa}$

Neben den Untersuchungen hinsichtlich der Korrelation zwischen der simulativen und experimentell ausgebildeten Wulstgeometrie und der axialen Endverkürzung der Bauteile, wurden Untersuchungen in Anlehnung an Standzeitversuche durchgeführt. Das Ziel dieses Schrittes war es, zu unterschiedlichen Zeitpunkten die simulative Wulstgeometrie zu ermitteln und diese mit der experimentellen Wulstausbildung zu dem jeweiligen Zeitpunkt zu vergleichen. Die experimentelle Wulstgeometrie in Abhängigkeit der Zeit, war durch die Vermessung der digitalen Zwillinge der Reibschweißproben gegeben. Die betrachteten Zeitpunkte und die dazugehörigen simulativen Schliffe sind in Bild 11 und der dazugehörige quantitative Vergleich zwischen der simulativen und optischen Wulstgeometrie für den Reibdruck $p_{\text{Reib}} = 90 \text{ MPa}$ ist in Bild 12 dargestellt.

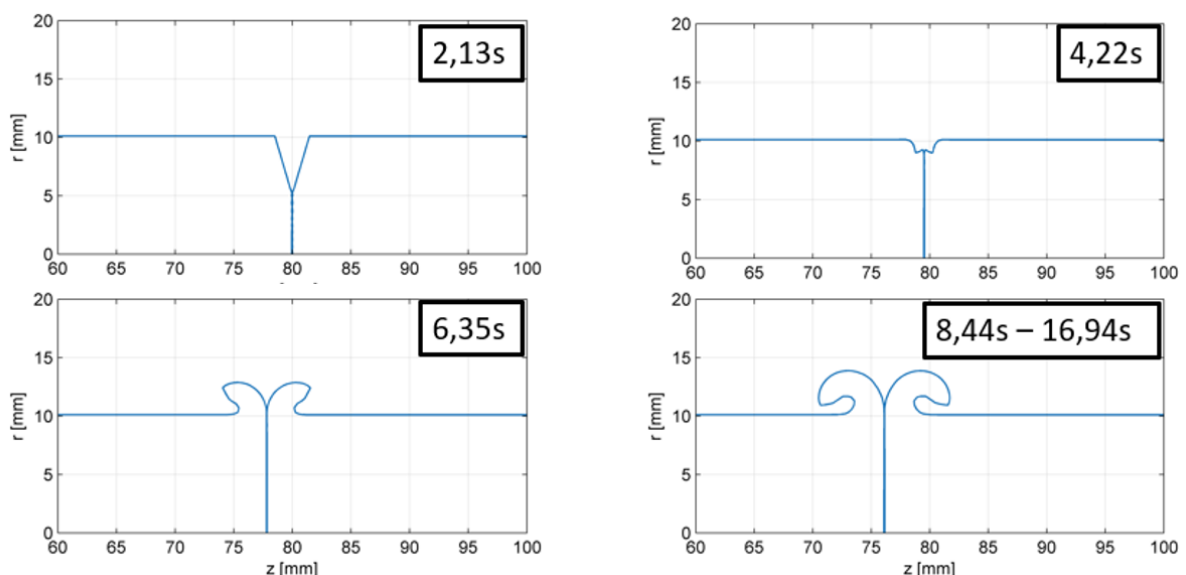


Bild 11: Simulative Wulstausbildung zu den untersuchten Prozesszeitpunkten

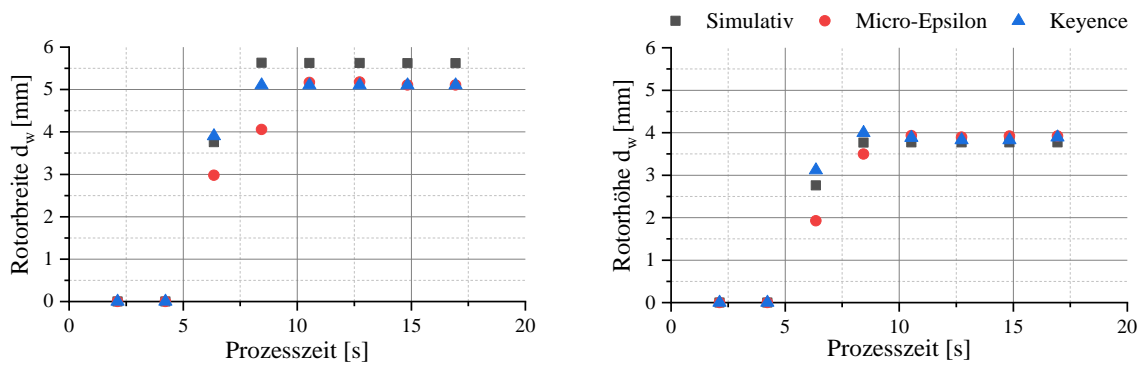


Bild 12: Korrelation zwischen Simulation und optischen Messdaten hinsichtlich der rotorseitigen Wulstgeometrie bei $p_{\text{Reib}} = 90 \text{ MPa}$

In Bild 12 ist zu erkennen, dass zwischen der simulativen und der optisch erfassten rotorseitigen Wulstgeometrie eine hohe Korrelation vorliegt. Die vorliegenden Abweichungen, die gering ausgefallen sind, können auf unterschiedliche Aspekte zurückgeführt werden. Wie in Bild 9 dargestellt ist, besteht eine geringfügige Divergenz zwischen der simulativen und der experimentellen Endverkürzung der Bauteile. Eine abweichende Endverkürzung lässt darauf schließen, dass das in die Wulst gedrängte Material und die daraus resultierende Wulstgeometrie ebenfalls Abweichungen aufweisen können. Ein weiterer Aspekt, der anhand von Bild 8 bereits beschrieben wurde, hängt mit den prozessbedingten Unregelmäßigkeiten in Form von Grat im Bereich der Wulst zusammen, welcher die optischen Messdaten beeinträchtigen und somit zu Abweichungen führen kann. Unter Beachtung der beschriebenen Aspekte lässt sich zusammenfassend sagen, dass die kalibrierte und somit prädiktive Reibschweißprozesssimulation die durchgeführten Reibschweißversuche gut nachsimulieren konnte und somit in der Lage ist, die in-situ Wulstausbildung gut abzubilden und eine gute Übereinstimmung mit den realen Versuchen zu erzielen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Untersuchungen wurde ein optisches Messverfahren zur in-situ Wulstdetektion beim Rotationsreibschweißen erprobt und bewertet. Hierzu wurden unter Variation des Reibdrucks Reibschweißversuche durchgeführt und die prozessbedingte Wulstausbildung und ihre Entstehungshistorie mithilfe von Laserprofilscannern der Unternehmen Micro-Epsilon Messtechnik GmbH & Co. KG und Keyence Deutschland GmbH erfasst und dokumentiert. Die vorliegenden Untersuchungen haben gezeigt, dass durch den Einsatz eines Laserprofilscanners die Wulstausbildung über die gesamte Prozesszeit mit einer hohen Genauigkeit erfasst und dokumentiert werden kann. Neben der Erfassung der geometrischen Abmessungen der Wulst und der axialen Verkürzung der Bauteile, ist mithilfe der Laserscanner die Erfassung weiterer Bauteil- und Prozesseigenschaften im Rahmen der Qualitätssicherung denkbar. Obwohl derzeit keine Forschungsergebnisse vorliegen, welche die Qualitätsmerkmale anhand der Wulst beschreiben, sind mithilfe eines Laserprofilscanners und geeigneter Algorithmen bspw. Prüfungen hinsichtlich des Rund- und Planlaufs und des tatsächlichen Durchmessers der Bauteile möglich. Darüber hinaus ist es denkbar, mithilfe des Sensors die Fügepartner hinsichtlich des möglichen Versatzes und/oder der Knickung bzw. Schiefstellung ihrer Rotationsachsen vor Prozessbeginn zu prüfen.

Die durchgeführten Reibschweißversuche wurden mithilfe einer kalibrierten und somit prädiktiven Prozesssimulation nachsimuliert. Die Ergebnisse haben hierbei gezeigt, dass die Simulation in der Lage ist, unter anderem die axiale Verkürzung und die Wulstausformung gut abzubilden. Da die Reibschweißsimulation aufgrund der Möglichkeit der Reduzierung von Versuchsaufwand und -kosten ein großes industrielles Interesse erfährt, besteht hier die Möglichkeit die Simulation und den Einsatz von optischer Messtechnik hinsichtlich der Maschinenintegration zu koppeln. Hierbei ist es denkbar, dass die Reibschweißsimulation im Rahmen der Prozessvorentwicklung die Soll-Werte für die Wulstgeometrie vorgibt, die optischen Sensoren die Ist-Werte erfassen und Algorithmen, welche für diesen spezifischen Anwendungsfall entwickelt werden müssen, diese Werte automatisch vergleichen und bewerten. Obwohl dieses Vorgehen, aufgrund von fehlenden Forschungsergebnissen hinsichtlich der Ableitung von Qualitätskriterien aus der Wulstgeometrie, nur bedingt umgesetzt werden kann, können bereits jetzt mithilfe von optischer Messtechnik Merkmale der Schiefstellung, der Rundlauffehler, der Formfehler und der realen Verkürzung der Bauteile erfasst und ausgewertet werden. Nach der Integration der optischen Messsysteme

in die Anlagentechnik, der Ableitung von Qualitätskriterien aus der Wulstgeometrie und der automatisierten Auswertung der erfassten optischen Größen, wäre es möglich eine definierte Prozessregelung zu entwickeln, die in der Lage ist, anhand der optischen Messdaten den folgenden oder gar den laufenden Reibschweißprozess zu regeln.

Literaturverzeichnis

- [1] Merkblatt DVS 2909-1: Reibschweißen von metallischen Werkstoffen. DVS - Deutscher Verband für Schweißen und verwandte Verfahren e.V., 2009.
- [2] Grünauer, H.: Reibschweißen von Metallen, Kontakt & Studium, Aufl.198, expert-Verl., Ehningen bei Böblingen, 1987.
- [3] Jüttner, S. Prof. Dr.-Ing.; Körner, M. Dipl.-Ing.: Entwicklung eines Reibgesetzes zur Erfassung des Drehzahleinflusses bei der Reibschweißprozesssimulation, IGF-Vorhaben Nr. 18.966 BR. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut für Werkstoff- und Fügetechnik, Magdeburg, 2018.
- [4] Neumann, A.; Schober, D.: Reibschweißen von Metallen: Konstruktion, Technologie, Qualitätssicherung, 1. Aufl., Verl. Technik, Berlin, 1991.
- [5] Dilthey, U.: Schweißtechnische Fertigungsverfahren 1: Schweiß- und Schneidtechnologien, 3. Aufl., VDI-Buch, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, 2006.
- [6] Trepte, M.: Theorie des Reibschweißens und Nutzung der Reibwärme in Prüf- und Fertigungsverfahren, Technische Hochschule "Otto von Guericke" Magdeburg, Magdeburg, 1985.
- [7] Goldau, H.; Schmicker, H.; Behrend, C.: Reibschweißen – Praktische Anwendungen, Forschung und Entwicklung, in 20. Schweißtechnische Fachtagung, 03. November 2010 SLV Halle,
- [8] Gröber, H.; Erk, S.; Grigull, U.: Die Grundgesetze der Wärmeübertragung, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, s.l., 1963.
- [9] Baehr, H. D.; Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung, 9. Aufl., Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg, 2016.
- [10] Körner, M.; Schmicker, D.; Rößler, C.; Heppner, E.; Paczulla, S.; Jüttner, S.; Woschke, E.; Trommer, F.: Simulativ gestützte Prozessparameterraumerfassung und versuchstechnischer Abgleich beim Rotationsreibschweißprozess, 27.03.2017

Das Plasma-elektrolytische Polieren von Werkstücken für den medizin-technischen Einsatz

Dipl.-Ing. Oliver Kröning ¹⁾, Dr.-Ing. Hans-Peter Schulze ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Henning Zeidler ²⁾ und Christian Kranhold M.Sc. ¹⁾

¹⁾ Leukhardt Schaltanlagen Systemtechnik GmbH, Magdeburg, Germany, hans-peter.schulze@leukhardt-system.de,
Tel.: +49 391 6269 627

²⁾ TU Bergakademie Freiberg, Institut für Maschinenelemente, Konstruktion und Fertigung (Professur für Additive Fertigung), henning.zeidler@imkf.tu-freiberg.de, Tel. +49 3731 39-3066

Zusammenfassung

In vielen Anwendungsbereichen besteht die Forderung nach sauberen und glänzend polierten Oberflächen, wodurch ihr funktioneller Einsatz sichergestellt werden kann. Das Plasma-elektrolytische Polieren (PeP) erfüllt diese Anforderungen in einem großen Maße für ein großes Einsatzfeld, wobei es eine hohe Produktivität und eine exzellente Oberflächenqualität gewährleistet.

Das hybride Bearbeitungsverfahren basiert auf einem elektrolytischen Prozess der die Startbedingungen für eine Formation einer Plasmaschicht auf der Werkstückoberfläche bildet. Diese Plasmazone muss während des Bearbeitungsprozesses stabil bleiben, damit eine Glanzoberfläche entsteht und möglichst wenige Veränderungen an der Werkstückgeometrie stattfinden. Die Plasmazone poliert nicht nur die Oberfläche, sondern beseitigt auch Verschmutzungen an der Oberfläche und bildet Strukturen, die eine Korrosion stark einschränken.

Die grundsätzliche Bearbeitungsmethode ist das Bad-PeP, d.h. hier findet der Prozess in einem größeren Tank statt, so dass die Anoden-Kathoden-Distanz auf einem großen Wert hin realisiert werden kann. Durch die hohen Impedanzänderungen in der Zündphase des Plasmas und während der stabilen Bearbeitungsphase werden bestimmte Forderungen an die Prozess-Energie-Quelle gestellt. Mit dieser Aufgabe befasst sich vorrangig die Firma Leukhardt Schaltanlagen Systemtechnik GmbH in Magdeburg. Damit die anwendungsbedingten Besonderheiten berücksichtigt werden, wird aufgezeigt, wie an Modellen und mit Simulationen die speziellen Designs der Quelle zu gestalten sind und wie man aus der Prozess-Kennlinie die Stabilität des Prozesses erkennen kann.

Dadurch, dass mehrere Prozesse, wie Säubern, Polieren, Glanzfaktor und Korrosion, in der Bearbeitung berücksichtigt werden können, bietet sich dieses Verfahren an in der Fertigung von medizin-technischen Elementen. Bild 1 zeigt einige Beispiele gefertigt vom Beckmann Institut für Technologie Forschung e.V..

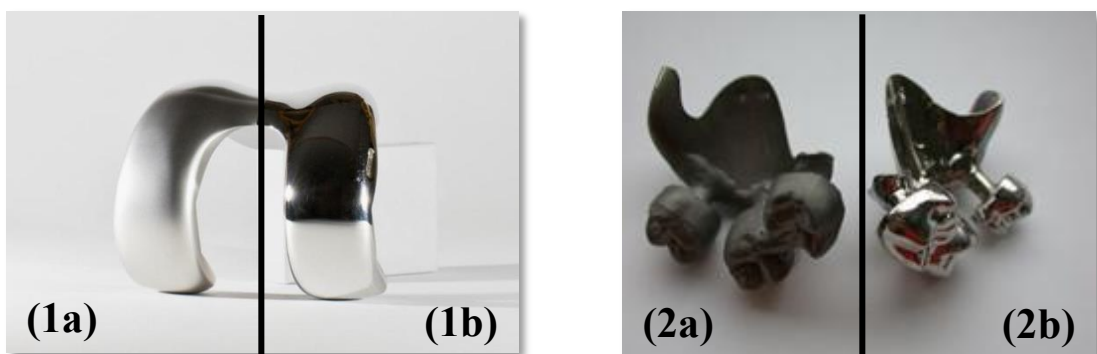


Bild 1: PeP-bearbeitetes Werkstück (1) Knieplatte, (2) Medizinische Teile aus Titanlegierung, (a) Unpoliert, (b) Poliert (©: Beckmann-Institut für Technologie Entwicklung e.V.)

Schlüsselwörter: Plasma elektrolytisches Polieren, Oberflächenveredelung, Nichtmechanische Poliermethode, Oberflächenreinigung, Antibakterielle Oberflächen

großen ohmschen Anstieges zum Durchzünden des Plasmas. Laut aktuellen Stand der Forschung existieren zwei Modellvorstellungen zur Erklärung des Poliervorganges an der Anode, die Autoren favorisieren den thermischen Abtrag durch das Plasma, da dies aufgrund von Erfahrungen im elektrothermischen Bereich die plausibelste Lösung darstellt. Die andere Variante geht von einem anodischen Film aus, welcher über einen EC-Abtrag die Oberfläche glättet.

2. Prozessbeschreibung und Bedeutung der Prozess-Energie-Quelle

2.1 Prozessbeschreibung

Die Zündphase des Plasma elektrolytischen Polierens lässt sich in sechs Abschnitte untergliedern. Da die Energie von einer Spannungsquelle bereitgestellt wird, bleibt die Spannung über die Zündung annähernd konstant. Dem hingegen existieren aber starke Änderungen im zeitlichen Verlauf des Stromes. Bild 3 zeigt den zeitlichen Verlauf der Spannung und des Stromes vom Einschalten der Spannung bis zum stabilen Plasma. Zur Aufnahme diente ein Oszilloskop, welches auf die steigende Flanke der Spannung getriggert wurde. Mit diesem wurden die Spannung an der Prozessklemme und der Strom über eine Stromzange nah am Becken gemessen. Die sechs Abschnitte des Einschaltvorganges, zu sehen im Bild 3, lassen sich wie folgt untergliedern.

(I): Ungedämpfte Anregung, (II): Starten der Oberflächengasbildung mit beginnendem Isoliereffekt; der Widerstand steigt an, (III): Vollständiger Gasfilm um das Werkstück, die Trennung der Ladungsträger folgt, (IV): Nach Erreichen der kritischen Feldstärke setzt das Plasma ein, (V): Entladen der gespeicherten Energie über dem Spalt, (VI): Reine Plasmabearbeitung.

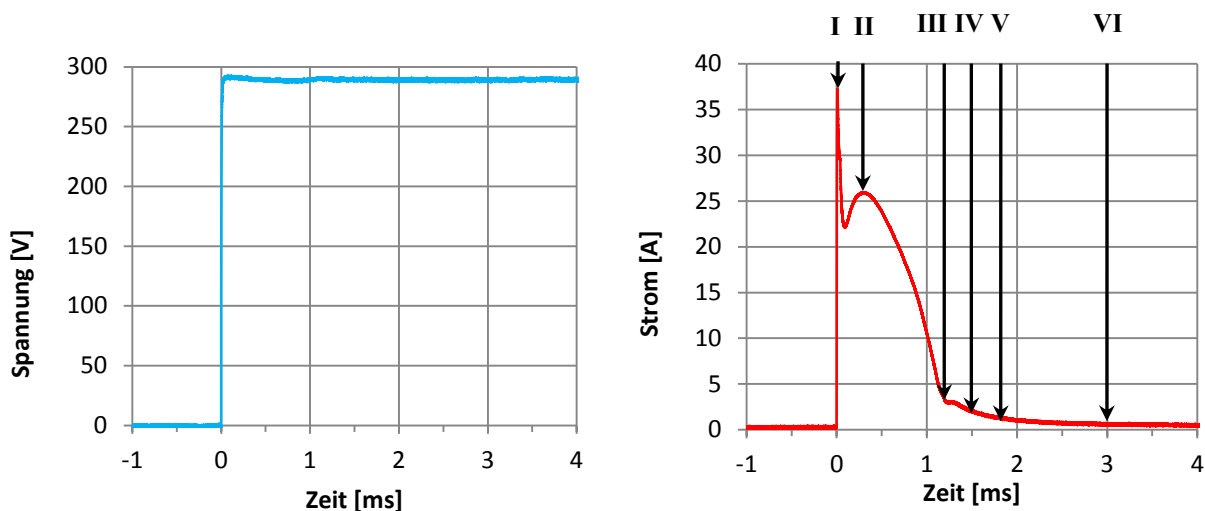


Bild 3: Charakteristischer Spannungs- und Stromverlauf zum Zündungszeitpunkt beim PeP; Kennzeichnung der Abschnitte zur Entstehung eines stabilen Poliervorgangs

Beim ersten Abschnitt (I), gekennzeichnet durch den steilen Spannungs- und Stromanstieg, kommt es zur einer ungedämpften Anregung. Für die idealen Randbedingungen beim Bad-PeP-Prozess müssen die folgenden geometrischen Bedingungen eingehalten werden: Zum einem muss der Abstand zwischen Kathode und Anode größer als 1:10 im Verhältnis zur Größe der Anode sein und zum anderem muss die Anodenoberfläche viel kleiner als die Kathodenoberfläche sein. Dadurch entsteht erst bei hohen Spannungen (hier im Beispiel bei ca. 300 VDC) ein kurzzeitiger EC-Prozess. Es bilden sich dabei an Mikrofeatures, wie Poren, Rissen und Einkerbungen kalte Sauerstoffgasblasen unterschiedlicher Volumenstärke. Mit zunehmender Zeit werden diese Bereiche durch die entstandenen Gasblasen vom Strom isoliert, das heißt eine weitere Gasblasenbildung findet nur an freien Stellen statt. Dadurch sinkt die freie Oberfläche und die Stromstärke steigt an. Es entsteht ein anodischer Polierfilm, welcher die Oberfläche weiter isoliert. Durch die hohe vorhandene elektrische Feldstärke (300 VDC/ 10 nm = 30 GVDC/m), kommt es zur elektrischen Leitung durch diese Schicht. Bild 4 stellt skizzenhaft diesen ersten Abschnitt des Einschaltens dar. Gegen Ende dieses Abschnittes bricht der Strom auf

das erste Minimum ein, welches durch den Anteil der kalten Gasbildung des anodischen Filmaufbaus bestimmt ist.

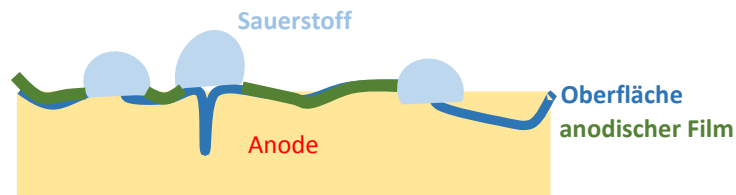


Bild 4: Skizzenhafte Darstellung des ersten Abschnitts der Zündphase beim PeP: Kalte Gasblasenbildung und die Entstehung des anodischen Films

Durch das hohe stationäre elektrische Feld tritt im Falle, dass keine kalte Gasbildung stattfindet, eine Erwärmung der Oberfläche und des in der Nähe befindlichen Elektrolyten auf. Dieser verdampft aufgrund des starken Energieeintrages, daher wird hier von der „warmen Gasbildung“ gesprochen. Aufgrund der hohen Phasenumwandlungsenergie wird ein großer Anteil der Leistung verbraucht. Zusätzlich können partielle elektrische Entladungen (PD) entstehen, welche aber nicht zum Abtrag der Oberflächenschicht beitragen. Bis zu diesem Zeitpunkt existieren nur inhomogene Prozessabschnitte. Anschließend wächst die Ladungsträgerdurchlässigkeit des anodischen Films und dadurch der Strom auf ein neues lokales Strommaximum an (siehe Bild 3), mit dem der zweite Abschnitt abgeschlossen ist.

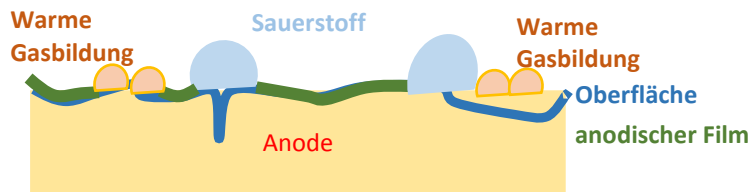


Bild 5: Skizzenhafte Darstellung des Übergangs zwischen dem zweiten und dritten Abschnitts der Zündphase beim PeP: Einsetzen der warmen Gasbildung und Rückgang der kalten Gasblasen

Neben der kalten Sauerstoffgasbildung an der Anode entstehen an der Kathode Wasserstoffgasblasen. Da die Kathode im Gegensatz zur Anode eine 50 bis 100 fache größere Oberfläche besitzt spielt beim Prozess diese Gasbildung nur eine untergeordnete Rolle (Bad-PeP).

Die relativ lange Zeit zwischen des zweiten und dritten Abschnitts der PeP-Zündphase lässt sich durch Annahme des Rückgangs der kalten Gasbildung und das Erstarren der warmen Gasbildung erklären. Dabei kommt es zum Ablösen von einzelnen Gasblasen an der Anodenoberfläche.

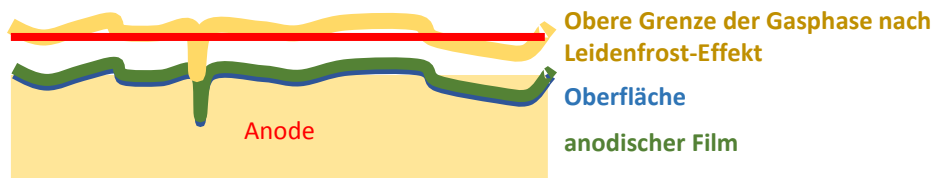


Bild 6: Skizzenhafte Darstellung des dritten Abschnitts der Zündphase beim PeP: Der Leidenfrost-Effekt – Ausbildung der elektrisch isolierenden Gasschicht um die gesamte Werkstückoberfläche

Mit voranschreitender Zeit wird die Gasschicht durch die hohe vorhandene anodische Stromdichte weiter ionisiert, gleichzeitig sinkt der Strom weiter bis das Minimum bei (III) erreicht wird. Das Bild 6 zeigt eine mögliche Erklärung des Phänomens durch die Entstehung einer geschlossenen Gasphase um das Werkstück basierend auf dem Leidenfrost-Effekt.

Das Modell spaltet sich nach diesem Punkt in zwei mögliche Fälle auf. Um die Frage nach dem Abtragverfahren zu klären, müssen zunächst zwei Fragen beantwortet werden:

1. Reicht die Ionisation der Gasschicht zwischen der oberen Grenze nach dem Leidenfrost-Effekt und der Anodenoberfläche aus, um von einem Plasma zu sprechen?
2. Existiert der anodische Polierfilm trotz der extremen Bedingungen des Plasmas weiterhin?

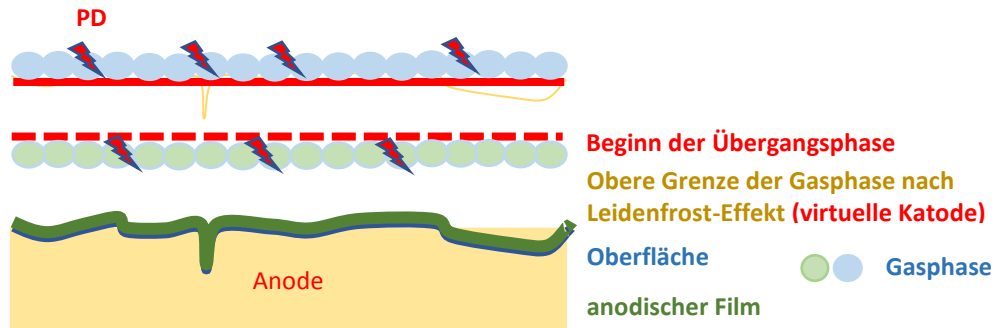


Bild 7: Skizzenhafte Darstellung der 1. Modellvorstellung: Das „Plasma elektrolytische Polieren“ (PeP)

Es gibt zum einem wissenschaftliche Kollegen, wie Danilov et al. 2019 [5], welche von einem hauptsächlich elektrolytischen Abtrag ausgehen, wobei das Plasma nur eine assistierende Rolle beim Prozess spielt. In diesem Fall wird von dem „Plasma elektrolytischen Polieren“ gesprochen, wobei die Konvention besagt, dass das assistierende Verfahren zuerst genannt wird. Diese erste Modellvorstellung geht von der weiteren Existenz des anodischen Polierfilms aus. Im Bild 6 wird dabei zunächst angenommen, dass durch die hohe Ionisation der Gasphase sich ein Plasma in der Nähe der roten Grenzlinie ausbildet. Idealerweise besitzt das Plasma eine sehr hohe elektrische Leitfähigkeit durch die freien Elektronen. Es wird zu diesem Zeitpunkt im Prozess zur virtuellen Kathode. Jene ist mit der real existierenden Kathode über den heißen Elektrolyten verbunden, wobei durch die hohe elektrische Leitfähigkeit nur ein geringer Potentialunterschied zwischen den beiden Kathoden entsteht. Neben der virtuellen Kathode wird zudem eine Übergangszone zwischen dieser (dem Plasma) und dem anodischen Film angenommen, welche elektrisch leitfähig ist, aber nicht zum Poliervorgang beiträgt. Der von dem ersten Abschnitt der Zündphase an existierende Polierfilm könnte nach Überlegungen ein EC-Abtrag bewirken, wobei sich aber die Frage stellt, wie die Abtragprodukte an dem Elektrolyten abgegeben werden können und ob sich der anodische Film mit der Zeit auflöst. In einem solchen Falle kann der EC-Poliervorgang nur für einen kurzen Zeitraum aufrechterhalten werden, es wird zudem angenommen, dass die partiellen Entladungen auch eine Folge der Kontamination der Übergangszone sein können. Im Anschluss kommt es zur vollständigen Ionisation des Plasmas durch die verbliebene hohe elektrische Feldstärke. Das Bild 7 zeigt dabei zwei mögliche Regionen, entweder oberhalb der virtuellen Kathode (blaue Zone) oder in der Übergangsphase (hellgrüne Zone), in denen das Plasma sich gebildet haben könnte. Durch die partiellen Entladungen lässt sich auch annehmen, dass die Gasphasen durch diese vermehrt ionisiert werden. In dem Abschnitt (V) wird noch die in der Anordnung enthaltene Energie entladen, bis es zum stabilen Poliervorgang in dem Abschnitt (VI) kommt.

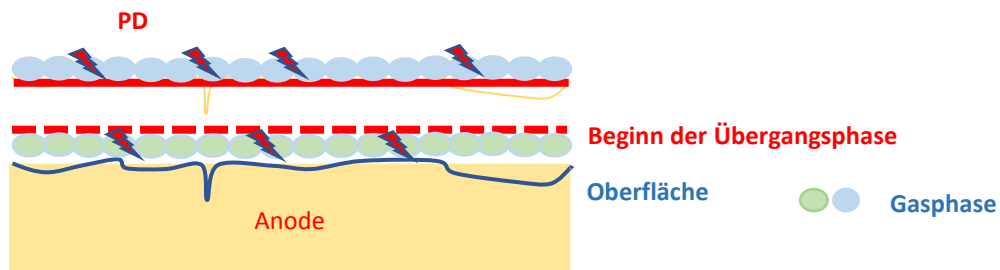


Bild 8: Skizzenhafte Darstellung der 2. Modellvorstellung: Das „elektrolytische Plasma Polieren“ (ePP)

Es existieren zum anderem wissenschaftliche Kollegen, wie Vaña et al. [6], welche nicht von einem elektrolytischen Abtrag sprechen, sondern den Poliervorgang über einen Plasmaabtrag erklären. In diesem Fall wird von dem „elektrolytischen Plasma Polieren“ gesprochen, welches auch die Autorenschaft stark favorisiert.

Die zweite Modellvorstellung basiert darauf, dass der anodische Film nicht mehr existiert und das Plasma für das Polieren der Oberfläche zuständig ist. Das Bild 8 stellt dieses Modell skizzenhaft dar, es wird dabei von der Autorenschaft angenommen, dass durch den hohen Wärmeeintrag in die Spitzen es zu einer Sublimierung des Metalls kommt. Ein großer Vorteil dieses Modells ist die schlüssige Erklärung, wie die Abtragprodukte abgebaut werden. An der Grenzschicht zwischen dem Plasma und dem Elektrolyten werden die gasförmigen metallischen Bestandteile im Elektrolyten dissoziiert.

Die Stabilität und die Güte des Poliervorgangs ist zum einem maßgeblich abhängig von dem ausgewählten Elektrolyten. Dieser bestimmt, ob die Abtragprodukte in den Elektrolyten chemisch gebunden werden können. Das Beckmann-Institut für Technologie Entwicklung e.V. befasst sich deshalb mit der Entwicklung von spezifischen Elektrolyten für die jeweils zu polierenden Materialkombinationen [4]. Dieser spezielle Elektrolyt ist hinsichtlich der elektrischen Leitfähigkeit und des pH-Werts angepasst, zu dem sollte dieser nahe der eigenen Siedetemperatur gebracht werden, um die Energie zur Zündung des Prozesses zu verringern. Zum anderem spielt die Prozess-Energie-Quelle eine entscheidende Rolle, welche im nachfolgendem Punkt besprochen wird.

2.2 Bedeutung der Prozess-Energie-Quelle für die stabile Bearbeitung

Der erste Abschnitt der Prozesszündung stellt einen kritischen Fall für das Design einer Prozess-Energie-Quelle dar. Wie in dem Bild 3 zuerkennen ist, handelt es sich um eine Gleichspannungsquelle, diese befindet sich beim aktiven Prozess (VI) nahe dem Leerlauf und beim Einschaltvorgang (I) nahe dem Kurschluss. Das heißt, dass eine Fehlanpassung vorrangig im Abschnitt (I) zwischen Quelle und Prozess vorliegt und daher wird die Quelle robust hinsichtlich der hohen Einschaltkurzschlussströme gebaut. Es muss sichergestellt werden, dass die Prozess-Energie-Quelle über genügend große Stromreserven verfügt.

Der sich im Prozess einstellende Polierstrom hängt maßgeblich von der Größe der zu polierenden Oberfläche des Werkstücks ab, aus diesem Grund wird die Prozess-Energie-Quelle auf die größte zu bearbeitende Oberfläche angepasst. Laut O.V. Kalenchukova et al. 2015 [7] stellt sich ein Polierstrom von 0,2 bis 0,5 A/cm² ein, welcher abhängig von der Oberflächenrauheit, der Spannung, des Elektrolyten und des Metalls/der Legierung ist. Die Scheinleistung, welche zum Polieren für ein DIN-A5 großes Blech benötigt wird, entspricht bei 300 VDC 35 bis 100 kVA.

3. Resultate mit besonderem Blick auf die medizinisch-technischen Anwendungen

Die gut einstellbare Abtragrate und die Anwendung ohne die Notwendigkeit eines an das Werkstück angepassten, geformten Werkzeugs ermöglichen die Bearbeitung komplexer und auch filigraner Bauteile wie Stents (Abb.9), Endoskopieaufsätze, Ohrimplantaten etc. sowie den Einsatz zum Glätten, Glänzen und Polieren chirurgischer Instrumente, Hilfsmittel (z.B. Knochenspangen, Klemmen) und Implantate. Erreichbare Rauheiten von bis zu Ra < 0,01 µm erreichen bzw. übertreffen die meisten medizinischen Anforderungen.

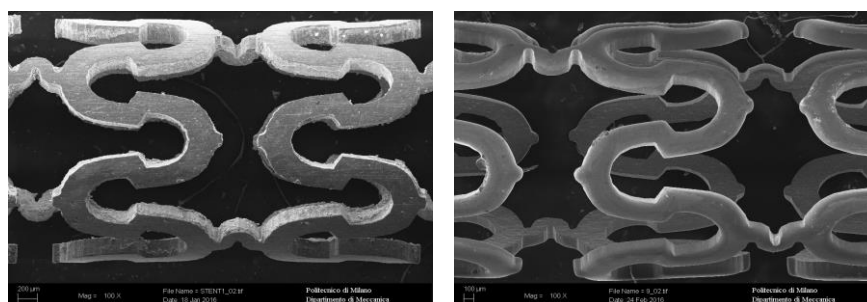


Bild 9: Raster-Elektronen-Mikroskop-Aufnahmen: Edelstahl-Stent nach chemischen Ätzen vor PeP (linke Aufnahme) und nach 120 s PeP (rechte Aufnahme) [8]

Auch aufgrund seiner chemischen Eigenschaften ist es prädestiniert für Anwendungen im medizinischen Bereich. Zum einen verwendet PeP wasserbasierte, nicht toxische Elektrolyte; zum anderen findet kein Eintrag von Fremdstoffen in die Bauteiloberfläche oder eine Veränderung der Gefügestruktur statt. In Untersuchungen

konnte weiterhin nachgewiesen werden, dass plasma-elektrolytisch behandelte Oberflächen keine zytotoxische Wirkung hatten (Bild 10).

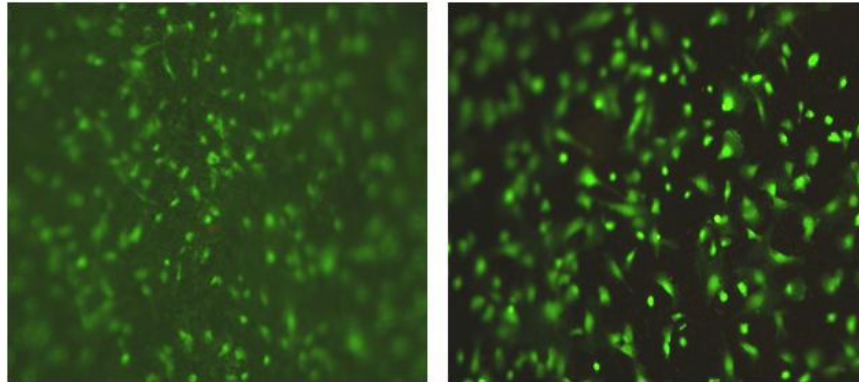


Bild 10: Fluoreszenz-Mikroskop-Aufnahmen: Zellkultur auf unpolierter Edelstahl-Oberfläche (linke Aufnahme), auf polierter Edelstahl-Oberfläche (rechte Aufnahme) nach einem Tag; lebende Zellen grün, tote Zellen orange eingefärbt [1]

Durch die erzeugte Nanostruktur der Oberfläche kann zudem das Bakterienwachstum verlangsamt werden. Tests zum Plaque-Wachstum an Dentalimplantaten konnten zeigen, dass das Wachstum auf plasma-elektrolytisch behandelten Flächen deutlich langsamer voranschritt als bei Vergleichsflächen (Bild 11).

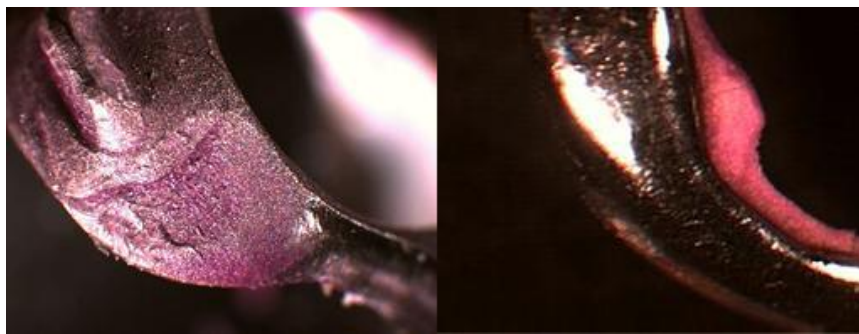


Bild 11: Mikroskop-Aufnahmen: Bakterienwachstum auf unpolierten oralen Implantat (linke Aufnahme), auf polierten Implantat (rechte Seite) nach zwei Tagen [1]

Das behandelbare Werkstoffspektrum erstreckt sich von Edelstählen über Kupfer und dessen Legierungen, Kobalt-Chrom-Legierungen bis hin zu Titanlegierungen und Sonderwerkstoffen wie Platin/Rhodium und Tantal, wodurch viele medizintechnisch relevante Werkstoffe abgedeckt werden können. Untersuchungen zeigten zudem, dass der plasma-elektrolytische Prozess per se sterile Bauteile ermöglicht, so dass auch hier eine Passfähigkeit zur Medizinanwendung gegeben ist.

4. Fazit

In dem wissenschaftlichen Beitrag wird das Plasma elektrolytische Polieren am Anfang allgemein beschrieben, wobei anschließend die Zündphase detailliert dargestellt wird. Es wird dabei ersichtlich, dass es nach dem derzeitigen Literaturstand zwei favorisierte Erklärungen für den Prozess existieren, welche jeweils das assistierende mit dem abtragenden Verfahren tauschen. Beim „Plasma elektrolytischen Polieren“ wird von einem elektrochemischen Abtrag durch einen sogenannten anodischen Film ausgegangen, wobei das Plasma als virtuelle Kathode in der Nähe zur Anodenoberfläche dient. Hingegen geht das „elektrolytische Plasma Polieren“ von einer Sublimierung des Metalls durch die hohe Temperatur des Plasmas aus, der Elektrolyt bindet hier die metallischen Elemente, damit diese den weiteren Abtragprozess nicht behindern. Aufgrund der schlüssigeren Erklärung des ePP-Vorganges, geht die Autorenschaft von diesem aus. Die sich aus dem Zünd- und

Polierprozess ableitenden Anforderungen und Anpassungen der Prozess-Energie-Quelle für den stabilen Prozess wurden im darauf folgenden Abschnitt besprochen.

Die elektrolytisch Plasma polierten Werkstückoberflächen zeigen die diversen Einsatzmöglichkeiten des Verfahrens in der medizinisch-technischen Branche auf, zum einem wird in den ersten Sekunden die Oberfläche von allen organischen und anorganischen Resten gereinigt, daher kann eine sehr schnelle Sterilisation der metallischen Oberflächen durchgeführt werden. Bei längeren Prozesszeiten werden die Oberflächen im Anschluss poliert. Durch die sehr geringe Rauheit der Oberfläche können Bakterien nur schlecht anwachsen. Es werden weder Fremdatome eingetragen, noch entstehen zytotoxische Verbindungen. Daher eignet sich das Verfahren sehr gut zur Aufbereitung von Implantatoberflächen. Die polierten Oberflächen sind zudem korrosionsbeständiger. Es lässt sich daher zusammenfassend sagen, dass das elektrolytische Plasma Polieren ein ideales Verfahren zur Reinigung und Polieren von metallischen Oberflächen darstellt.

Literaturverzeichnis

- [1] Zeidler, H.; Boettger-Hiller, F.; Edelmann, J.; Schubert, A.: „Surface finish machining of medical parts using Plasma electrolytic Polishing“, Procedia CIRP 2015, in press.
- [2] Reinhardt, F.; Böttger-Hiller, F.; Kranhold, C.; Schulze, H.-P.; Kröning, O.; Zeidler, H.; Lampke, T.: „Surface Modification for Corrosion Resistance of Electric Conductive Metal Surfaces with Plasma Electrolytic Polishing“, ESAFORM 2019
- [3] dung Tien, N.: “Untersuchung anodischer elektrischer Entladungsvorgänge in Elektrolytlösungen an Eisenwerkstoffen”, Doktorarbeit, Technische Hochschule Karl-Marx-Stadt, 1984
- [4] Nestler, K.; Böttger-Hiller, F.; Adamitzki, W.; Glowka, G.; Zeidler, H.; Schubert, A.: “Plasma electrolytic Polishing – an overview of applied technologies and current challenges to extend the polishable material range”, 18th CIRP conference on electrophysical and chemical machining (ISEM XVIII) (2016), doi:10.1016/j.procir.2016.02.240 42: pp. 503-507
- [5] Danilov, I.; Hackert-Oschätzchen, M.; Zinecker, M.; Meichsner, G.; Edelmann, J.; Schubert, A.: “Process Understanding of Plasma Electrolytic Polishing through Multiphysics Simulation and Inline Metrology”, Micromachines, 10. 214. 10.3390/mi10030214, 2019
- [6] Vaňa, D.; Podhorsky, S.; Hurajt, M.; Hanzen, V.: “Surface Properties of the Stainless Steel X10 CrNi 18/10 after Application of Plasma Polishing in Electrolyte”, Int. J. Mod. Eng. Res. 2013, 788-792, ISBN 2249-6645
- [7] Kalenchukova, O.; Nagula, P.; Tretinnikov, D.: „ABOUT CHANGES IN THE CHEMICAL COMPOSITION OF THE ELECTROLYTE IN THE PROCESS OF ELECTROLYTIC-PLASMA TREATMENT OF MATERIALS“, Materials, Methods & Technologies N9, pp. 404 -413, 2015
- [8] Zeidler, H.; Nestler, K.; Böttger-Hiller, F.; Schubert, A.; Previtali, B.; Demir, A. G.: „Finishing of laser-machined coronary stents by plasma electrolytic polishing“, euspen’s 16th International Conference & Exhibition, Nottingham, UK, May 2016

Geometriebasierte zerstörungsfreie Vorhersage der Qualität von MSG-Schweißnähten

Dipl.-Ing. Benjamin Schlosser 1), Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner 1)

¹⁾Institut für Werkstoff- und Fügetechnik (IWF), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,
benjamin.schlosser@ovgu.de, +49 391 67 52753

Zusammenfassung

Ungenügende Einbrandtiefe und Bindefehler an MSG-Schweißnähten am Überlappstoß an Dünnblechen sind mit den heute verfügbaren Methoden der zerstörungsfreien Prüfung (ZfP) nicht detektierbar. Die geometriebasierte zerstörungsfreie Vorhersage der Qualität von MSG-Schweißnähten kann diese Lücke teilweise schließen. Zur Entwicklung dieser Methode werden gezielt Schweißnähte mit und ohne unzulässigen Unregelmäßigkeiten hergestellt. Die Schweißnahtoberfläche wird durch einen Lasertriangulationssensor gescannt, um die Schweißnaht anschließend digital zu vermessen. An ausgewählten Positionen erfolgt eine zerstörende Beprobung der Schweißnaht, um Referenzdaten für die Modellentwicklung zu gewinnen. Unter den untersuchten geometrischen Messgrößen konnten brauchbare Informationsträger identifiziert werden, die mit der Einbrandtiefe korreliert sind. Die nachweisbare Spaltabhängigkeit der untersuchten Korrelationen hat zur Folge, dass das Spalt-unabhängige Prognosemodell der Einbrandtiefe eine stärkere Unschärfe aufweist, als die Modelle unter Berücksichtigung des Spaltes.

Schlüsselwörter: MSG-Schweißen, Schweißnahtgeometrie, ZfP, Einbrandtiefe, Qualität

1 Einleitung

Bei der Fertigung von Strukturen aus Stahlblechen mit dem Metall-Schutzgas-Schweißen (MSG) ist eine Abweichung zwischen der Soll-Gestalt der zu verschweißenden Einzelteile und der Ist-Gestalt fertigungsbedingt unvermeidbar. Im Falle des Überlappstoßes äußern sich Toleranzen der Bauteile in Form von Spalt bzw. einem Versatz des Flansches [1]. Diese Konstellation ist besonders häufig in der Automobilindustrie anzutreffen. Überschreiten die Bauteilabweichungen das zulässige Fenster des Schweißprozesses, treten unzulässige Unregelmäßigkeiten wie z.B. Bindefehler auf. Der zerstörungsfreie Nachweis von inneren Fehlern an MSG-Schweißnähten stellt nach wie vor eine technologische und wirtschaftliche Herausforderung dar, da aufgrund der spezifischen Begebenheiten bei Kehlnähten am Überlappstoß bei einseitiger Zugänglichkeit die konventionellen ZfP-Verfahren ausscheiden. Die stichprobenartige produktionsbegleitende zerstörende Prüfung ist daher derzeit der etablierte Stand der Technik zum Nachweis der Verbindungsqualität. Die beschriebenen Umstände liefern die Motivation, an einer MSG-Schweißnaht äußerlich erfassbare Daten zur Beurteilung der inneren Qualität heranzuziehen.

Um die genannten Bauteiltoleranzen gezielt im Labormaßstab untersuchen zu können, wurden im Rahmen des Forschungsprojektes „Zerstörungsfreie Qualitätsbewertung von MSG-Schweißverbindungen von Stahl-Feinblech durch Nutzung geometrischer und thermographischer Kenngrößen (MSGGeoTherm)“ am IWF eigens Probengeometrien entwickelt, die die fertigungsbedingten Bauteilabweichungen *Spalt* und *Versatz* reproduzieren. Der Spalt wird durch Distanzelemente realisiert, die den senkrechten Blechabstand zwischen 0 mm und 2 mm in Schritten von 0,5 mm variieren. Das Oberblech hat einen definierten Kantenbeschnitt, der gegenüber der geraden Bahn des Schweißbrenners einen gezielten Versatz erzeugt. Auf diese Weise werden Schweißnähte mit definiert anforderungsgerechten und nicht anforderungsgerechten Bereichen hergestellt.

Ein zentrales Qualitätskriterium an MSG-Schweißnähten ist neben der Vermeidung von Bindefehlern die Einbrandtiefe. Diese beschreibt, bis zu welcher Tiefe der Grundwerkstoff der zu verbindenden Bauteile aufgeschmolzen wurde. Von einem Bindefehler wird gesprochen, wenn keine Aufschmelzung stattgefunden hat. In den bisherigen Untersuchungen konnte beobachtet werden, dass sich qualitätsrelevante Veränderungen an einer Schweißnaht auch an anderer Stelle niederschlagen. So weisen anforderungsgerechte und fehlerbehaftete Schweißnähte eine unterschiedliche äußere Form auf. Basierend auf den bisher erzielten Forschungsergebnissen

konnte die äußere Geometrie der Schweißnahtoberfläche als Merkmalsträger identifiziert werden. Für deren Beschreibung werden vergleichsweise einfache Messgrößen herangezogen. Sie können u.a. durch Digitalisierung der Schweißnahtoberfläche mittels Lasertriangulation und nachgelagerte Berechnung der Messgrößen in den Daten bestimmt werden. Die Aufzeichnung der Geometriedaten erfolgt weggesteuert unmittelbar hinter dem Schweißbrenner in einem Abstand von 30 mm profilweise quer zur Schweißrichtung. Um Referenzdaten für die Modellentwicklung zur geometriebasierten zerstörungsfreien Vorhersage der Qualität zu schaffen, werden an ausgewählten Stellen Schweißnähte zerstörend beprobt. Dieses Vorgehen ist in der Entwicklungsphase notwendig, mit dem Ziel, es später vollständig zu vermeiden.

Die Auswertung der gewonnenen Geometriedaten erfordert ein angepasstes Vorgehen. Die Geometriedaten sind mit Artefakten behaftet, die häufig auf kleinste Schweißspritzer zurückzuführen sind. Diese müssen durch eine geeignete Filtermethode entfernt werden, ohne dabei die Geometrieinformationen zu verfälschen. Anschließend erfolgt ein rechnerischer Ausgleich des Blechverzugs, sodass alle Datensätze einen gemeinsamen Nullpunkt erhalten. Nach dem erfolgreichen Durchlaufen der Qualitätsprüfung der Daten erfolgt die Erhebung der Messwerte.

Basierend auf den Korrelationen zwischen Bauteiltoleranzen, Schweißnahtqualität und -geometrie erfolgt die Quantifizierung der Zusammenhänge. Da sowohl Schweißnahtqualität als auch die Geometrie der Schweißnahtoberfläche mit den Bauteiltoleranzen korrelieren, sollen direkte Rückschlüsse von Geometrie auf die Qualität gezogen werden. Dazu werden die Einzelmessgrößen durch Anwendung der multiplen linearen Regression zu einem Vorhersagemodell zusammengeführt. Dieses wird auf einen Teil der Messwerte angewendet, um die Aussagegüte zu überprüfen. Ziel ist das zuverlässige Erkennen aller nicht anforderungsgerechten Schweißnahtbereiche bei Vermeidung von Verpassern, was erfordert, dass Fehlalarme toleriert werden müssen.

2 Fähigkeit zerstörungsfreier Prüfsysteme

Die Bewertung von ZfP-Systemen kann über die Beschreibung ihres Antwortverhaltens auf eine Anregung erfolgen. Dies geht über die Unterscheidung zwischen Akzeptanz oder Zurückweisung einer Signalantwort der Messgröße hinaus. Das Ergebnis einer zerstörungsfreien Prüfung kann vier mögliche Ausprägungen [2, 3] aufweisen. Diese sind anhand von Beispieldaten in Bild 1 dargestellt. Ein ideales Prüfverfahren würde alle fehlerhaften Teile erkennen (TP) und fehlerfreie Teile entsprechend akzeptieren (TN).

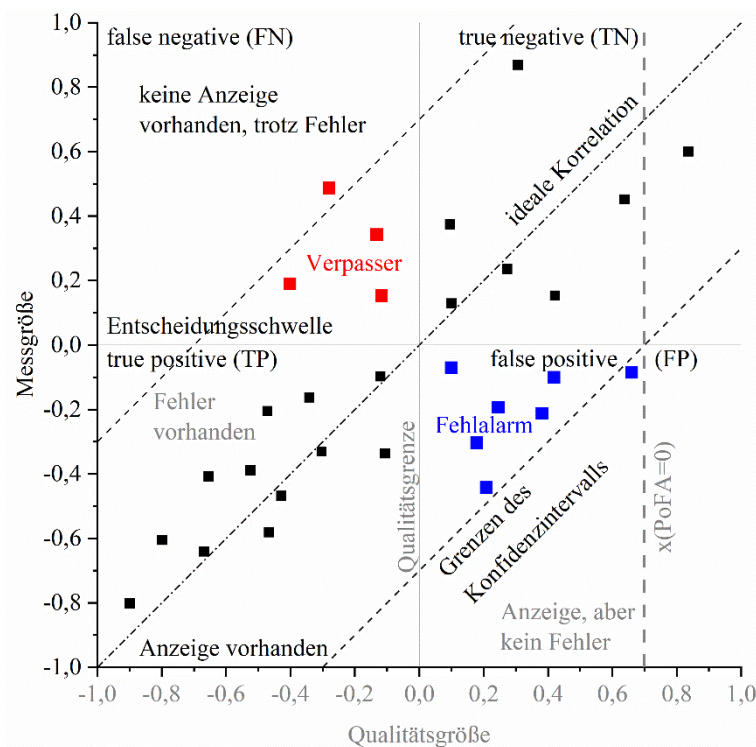


Bild 1: schematische Darstellung der möglichen Ergebnisse einer zerstörungsfreien Prüfung

Als Fehler erster Art bzw. Fehlalarme (FP) werden Entscheidungen bezeichnet, bei denen ein fehlerfreies Bauteil fälschlicher Weise als fehlerhaft eingestuft wird. Von Fehlern zweiter Art bzw. Verpassern (FN) spricht man, wenn ein fehlerhaftes Bauteil nicht als solches erkannt wird [4, 5]. Ergänzend enthält Bild 1 die Regressionsgerade der idealen Korrelation und die Grenzen des 95 % Konfidenzintervalls, die die Unschärfe des Systems visualisieren. Zur Quantifizierung der Fähigkeit zerstörungsfreier Prüfmethoden kann das Konzept der Probability of Detection (POD) [3, 4], also der Wahrscheinlichkeit der Fehlererkennung, angewendet werden. Sie beschreibt, mit welcher Wahrscheinlichkeit ein Fehler einer bestimmten Größe erkannt werden kann. Am Beispiel der Ultraschallprüfung kann das Konzept nachvollzogen werden. Hier steigt die Auffindewahrscheinlichkeit eines Risses mit seiner Größe, wobei unterschiedliche Risse gleicher Größe eine signifikant unterschiedliche Auffindewahrscheinlichkeit haben können. Neben der Größe beeinflussen weitere Faktoren die Wahrscheinlichkeit, einen Riss aufzufinden. Definiert ist die POD als Verhältnis aus korrekt erkannten Fehlern (TP) und der Summe dieser und der Verpasser (TP + FN). Um ein vollständiges Bild zu erhalten, muss auch die Fehlalarmrate oder Probability of False Alarms (PoFA) [3] betrachtet werden. Sie ist definiert als das Verhältnis der Fehlalarme (FP) zur Gesamtzahl von Untersuchungsobjekten oberhalb der Qualitätsgrenze (TN + FP). In Bild 1 wurde ergänzend die Grenze $x(\text{PoFA}=0)$ eingeführt. Sie beschreibt, oberhalb welchen Wertes der Qualitätsgröße keine Fehlalarme mehr zu erwarten sind.

3 Methodik

Um die geometriebasierte zerstörungsfreie Vorhersage der Qualität von MSG-Schweißnähten experimentell erforschen zu können, werden gezielt anforderungsgerechte (i.O.) und nicht anforderungsgerechte (n.i.O) Schweißnähte hergestellt. Neben der Sichtprüfung erfolgt eine gezielte Anfertigung von Schliffbildern, um die Daten für das Prozessfenster zu erheben, aus denen die Referenzinformationen für das Qualitätsmodell gewonnen werden.

3.1 Probenherstellung

Für das Anfertigen der Schweißproben werden eigens entwickelte Probengeometrien genutzt, die die fertigungsbedingten Bauteilabweichungen Spalt und Versatz reproduzieren. Der Spalt wird durch Distanzelemente realisiert, die den senkrechten Blechabstand zwischen 0 mm und 2,0 mm in Schritten von 0,5 mm variieren. Das Oberblech hat einen definierten Kantenbeschnitt, der gegenüber der geraden Bahn des Tool Center Points (TCP) des Schweißbrenners einen gezielten Versatz erzeugt (Bild 2 links). Das abgebildete Oberblech hat eine abwechselnde Kantenauslenkung. Einschließlich eines Blechs für Referenzschweißungen mit gerader Kante wurden 20 Probenvarianten entwickelt, die verschiedene Formen der Kantenauslenkung im Bereich von $V = -4,0$ mm bis $V = +4,0$ mm realisieren. Die Prozessparameter sind Bild 2 sowie Tabelle 1 zu entnehmen.

Während des Schweißens der Proben erfolgt die Aufzeichnung der Schweißnahtgeometrie und des Temperaturfeldes weggesteuert unmittelbar hinter dem Schweißbrenner in einem Abstand von 30 mm profilweise quer zur Schweißrichtung in der Y-Z-Ebene mit einer Abtastrate von 15 Profilen pro Millimeter (siehe Bild 2 rechts). Mit einem weiteren Geometriesensor mit rotem Laser wurde zusätzlich vorlaufend die Blechkante digitalisiert. Daten von Temperaturfeld und Blechkante sind für die hier beschriebene Untersuchung nicht relevant. Um die Erfassung der Schweißnahtgeometrie auf der noch glühenden Oberfläche realisieren zu können, kommt ein blauer Laser vom Typ scanCONTROL 2960-100/BL der Firma MICRO-EPSILON mit einer Wellenlänge von 405 nm zum Einsatz. Damit wurde der Versuchsaufbau gegenüber der ersten Versuchsreihe [5] mit zeitgesteuerter Aufnahme weiterentwickelt. Die Abschirmung der Sichtbereiche der Lasersensoren durch Spritzerschutzbleche reduzierte das Aufkommen an Spritzerartefakten in den Daten. Durch das Aneinanderreihen der einzelnen 2D-Profile entlang der X-Achse ergab sich ein 3D-Bild der Oberflächengeometrie.

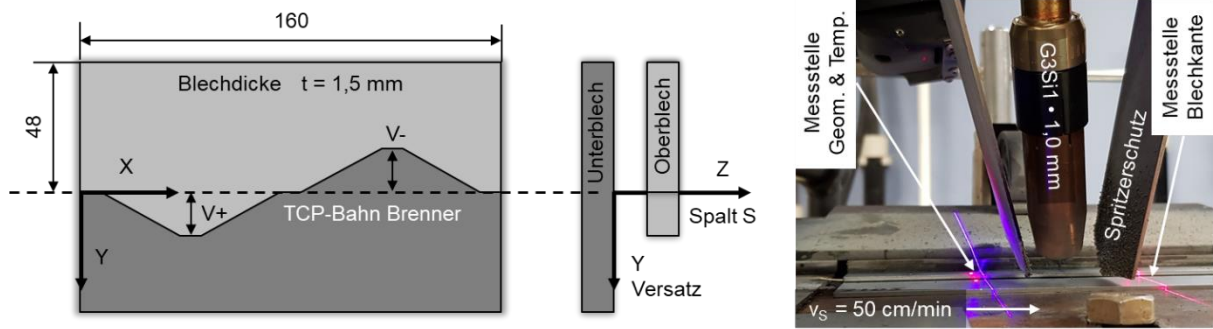


Bild 2: links: nicht maßstabsgerechte Darstellung einer Probengeometrie zur Reproduktion von Fertigungstoleranzen, rechts: Versuchsaufbau mit Messstellen der Sensoren

Tabelle 1: weitere Versuchsparameter

Prozessparameter	Wert
Grundwerkstoff	22MnB5+AS150, t = 1,5 mm, pressgehärtet
Schweißprozess	ColdMetalTransfer (CMT)®
Drahtvorschub	4,5 min/min
Schutzgas	100 % CO ₂

3.2 Messgrößen und Qualitätskriterien

Die Qualitätskriterien für die Bewertung der Schweißnähte orientieren sich an einschlägigen Regelwerken der deutschen Stahl- und Automobilindustrie, die wiederum einige Kriterien unmittelbar aus der Norm DIN EN ISO 5817 – B übernommen haben. Da die Kehlnaht am Überlappstoß in den internationalen Regelwerken keine explizite Berücksichtigung gefunden hat, werden Grenzwerte für Kehl- und Stumpfnähte übertragen angewendet. Die Menge der Qualitätskriterien für Schweißnähte macht die Bewertung der Schweißnahtqualität zu einem komplexen System. Zwecks Systemvereinfachung wird die hier exemplarisch diskutierte zerstörungsfreie Vorhersage auf die Einbrandtiefe beschränkt. Dadurch finden u.a. Bindefehler wie in Bild 3 links keine Berücksichtigung.

Tabelle 2: angewendete Qualitätskriterien zur Bewertung der Schweißproben

Kriterium	Grenzwert
Nahthöhe H1	$H1 \leq 1 \text{ mm} + 0,1 \text{ mm} \times \text{äußerlich sichtbare Nahtbreite}$
Nahtübergangswinkel α_2	$\alpha \geq 110^\circ$
Einbrandtiefe h	$h \geq 0,15 \text{ mm}$ (10 % der Blechstärke)
Einbrandbreite b	$b \geq 1,5 \text{ mm}$ ($b \geq \text{Blechstärke}$)

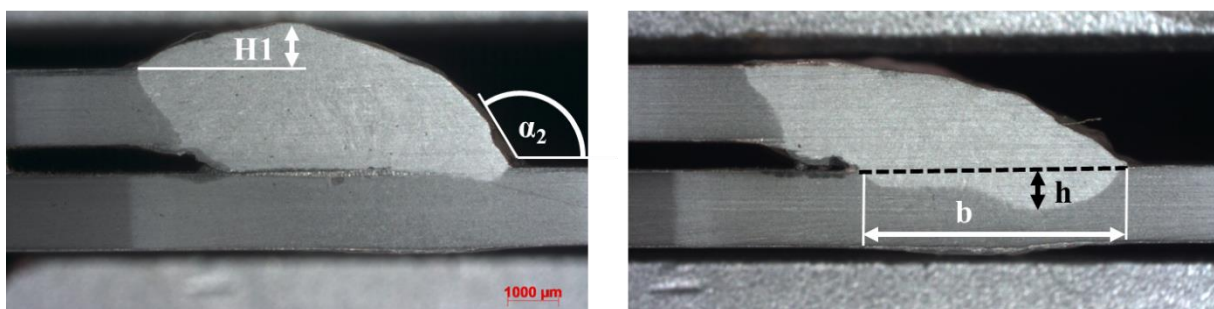


Bild 3: Qualitätskriterien für eine anforderungsgerechte Schweißnaht. Schliff links weist einen Bindefehler zwischen Schweißgut und Unterblech auf. Grundwerkstoff der Schliffbilder: 22MnB5+AS150

Neben den Qualitätskenngrößen existieren die geometrischen Messgrößen, wobei es zwischen diesen beiden Gruppen zwei Überschneidungen gibt. Während die Qualitätskenngrößen für Entscheidung über i.O. oder n.i.O. verantwortlich sind, dienen die geometrischen Messgrößen der quantitativen Beschreibung der äußeren

Nahtgeometrie. Für die Auswahl der angewendeten Messgrößen sind zwei Kriterien ausschlaggebend. Jede Messgröße soll sowohl im Schliffbild als auch am digitalen Oberflächenprofil der Schweißnaht messbar sein und es muss für jeden Messort auf der Schweißnaht ein Messwert bestimmbar sein. Gepaart mit der Forderung nach robuster Messbarkeit ergeben sich die in Bild 4 skizzierten Messgrößen. Dies sind die lotrechten Abstände zwischen dem höchsten Punkt der Naht und den Blechoberflächen, wobei H1 zum Oberblech bestimmt wird und H2 entsprechend zum Unterblech. Wird die äußerlich sichtbare Schweißnahtoberfläche auf das Unterblech projiziert, ergibt sich die Nahtbreite B. Der Nahtübergangswinkel α_2 wird zwischen Unterblech und Nahtflanke gemessen. Die Messgrößen dienen als Informationsträger, um die Vorhersage der Einbrandtiefe zu ermöglichen. Die o.g. Qualitätskriterien sind in dieser Funktion nicht relevant.

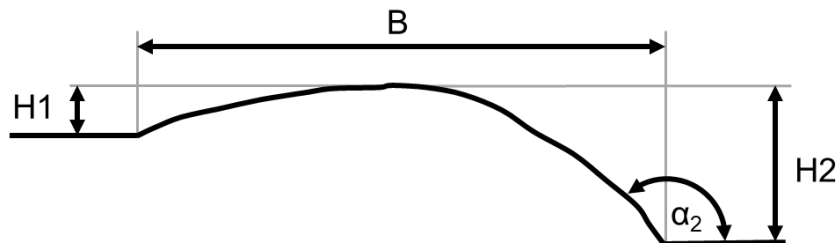


Bild 4: geometrische Messgrößen für die Beschreibung der äußeren Nahtgeometrie

3.3 Modellentwicklung

Die erhobenen Daten werden bezüglich ihrer Korrelation zur Einbrandtiefe untersucht. Berücksichtigt werden dafür nur Schweißnahtbereiche mit einer Einbrandtiefe zwischen 0 % und 50 %, um die Modellqualität auf geringe Einbrandtiefen zu optimieren. Dazu werden lineare Zusammenhänge angenommen. Für alle Messgrößen werden in Abhängigkeit des Spalts die Bestimmtheitsmaße R^2 ermittelt, die einen quantitativen Vergleich des Informationsgehalts der jeweiligen Messgröße erlauben. Im zweiten Schritt werden die Messgrößen mit ausreichendem Informationsgehalt für das Modell zur geometriebasierten zerstörungsfreien Vorhersage berücksichtigt. Dieses Modell wird ein kontinuierliches Signal erzeugen, sodass die multiple lineare Regression angewendet werden kann [6, 7]. Anschließend wird geprüft, ob das Modell innerhalb des 95 % Konfidenzintervalls Verpasser hervorrufen kann. Da Verpasser vermieden werden sollen, würde in diesem Fall eine Verschiebung der Regressionsgeraden erfolgen. Können Verpasser ausgeschlossen werden, kann die POD nicht mehr als Vergleichskriterium herangezogen werden. Von Bedeutung für eine potentielle Anwendung wäre hingegen die Qualitätsgrenze, ab derer keine Fehlalarme mehr auftreten. Dies wird durch den Wert $h(\text{PoFA}=0)$ beschrieben.

4 Ergebnisse und Diskussion

4.1 Prozessfenster

Im Prozessfenster in Bild 5 fließen die Daten aus Sichtprüfung und Schliffbildern zusammen. Ein Wert von 100 % bedeutet, dass Sichtprüfung (VT) und Schliffbilder für alle gleichartigen Spalt-Versatz-Kombinationen ausnahmslos das Ergebnis i.O. geliefert haben. Bei einem Wert von 0 % konnten keine anforderungsgerechten Schweißnähte hergestellt werden. In der Mitte, im Bereich mit kleinen oder nur geringen Kantenversätzen, erstreckt sich der anforderungsgerechte Bereich. Zwischen etwa 2 mm und 3 mm Kantenversatz in beide Richtungen, also zum Brenner hin und vom Brenner weg, liegt die Übergangszone zum nicht anforderungsgerechten Bereich. Ein scharfer Übergang ist nicht zu beobachten, weil Schweißnähte nie exakt reproduziert werden können. Hinzu kommt der Einfluss der verschiedenen Probengeometrien. Die Spaltüberbrückbarkeit bis zu 2 mm im Bereich des Versatzes von +1,5 mm ist durch die seitliche Brennerneigung von 30° quer zur Schweißrichtung bedingt, da die Blechkante dem Brenner hier „entgegen“ kommt. Da die Spaltüberbrückbarkeit nur in dieser sehr kleinen Zone die Marke von 1 mm überschreitet, können nicht genügend i.O.-Referenzdaten gewonnen werden. Aufgrund dieser Einschränkung wird die Modellentwicklung zur geometriebasierten zerstörungsfreien Vorhersage der Schweißnahtqualität auf Spalte von 0 mm bis 1 mm begrenzt.

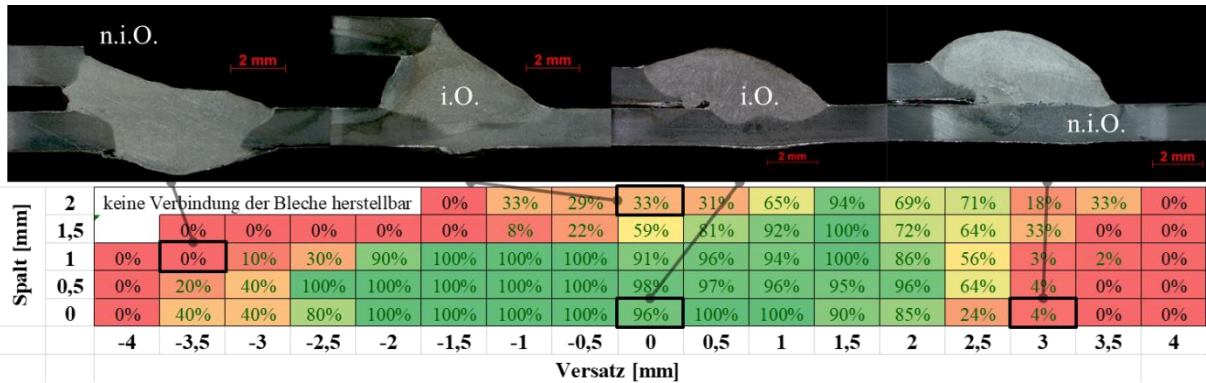


Bild 5: Prozessfenster für 22MnB5+AS150 bestimmt aus Sichtprüfung und Schlibbildern, Inspektionsorte VT: 2178, Schlibbilder 272, kumulierte Schweißnahtlänge: ca. 32 m

4.2 Bewertung des Informationsgehaltes der Messgrößen

Die Messgrößen aus Bild 4 werden bezüglich ihrer Korrelation mit der Einbrandtiefe bewertet. Dazu wird für jede Probe die Einbrandtiefe über der Messgröße aufgetragen. Die Proben werden zunächst nach dem Spalt zwischen Oberblech und Unterblech klassiert, um den Spalteinfluss abbilden zu können. Bei 10 % Einbrandtiefe verläuft die gestrichelt hervorgehobene Qualitätsgrenze zwischen i.O. und n.i.O., also nicht anforderungsgerecht. Der Verlauf der Regressionsgeraden in Bild 6 und Bild 7 weist jeweils in Abhängigkeit vom Spalt einen veränderten Anstieg und Nulldurchgang auf. Am deutlichsten ist die Veränderung für die Nahtüberhöhung H1 in Bild 7 links. Hier weisen die Spalt-Klassen die geringste Vermischung auf. Aus Applikationssicht ist der Spalt ein praktikables Werkzeug, da er bei Kenntnis der Blechdicke an der fertigen Schweißnaht nachträglich bestimmt werden kann. Der Vergleich der Bestimmtheitsmaße der untersuchten Korrelationen zeigt eine verschieden stark ausgeprägte Spaltabhängigkeit. Bei Nullspalt ist die Korrelation zwischen Messgröße und Einbrandtiefe am stärksten. Die geringste Spaltempfindlichkeit und gleichzeitig das höchste Bestimmtheitsmaß weist die Nahtüberhöhung H1 auf. Einen fast ebenso hohen Informationsgehalt trägt die äußere Nahthöhe H2. Die äußere Nahtbreite B liefert nur für den Nullspalt Informationen bezüglich der Einbrandtiefe und ist im Wesentlichen vom Spalt abhängig, was sich mit der Untersuchung einer anderen Schweißprozessvariante [8] deckt. Da für 0,5 mm und 1,0 mm Spalt keine nutzbare Korrelation festgestellt werden kann, wird diese Messgröße für die weiteren Auswertungen nicht berücksichtigt.

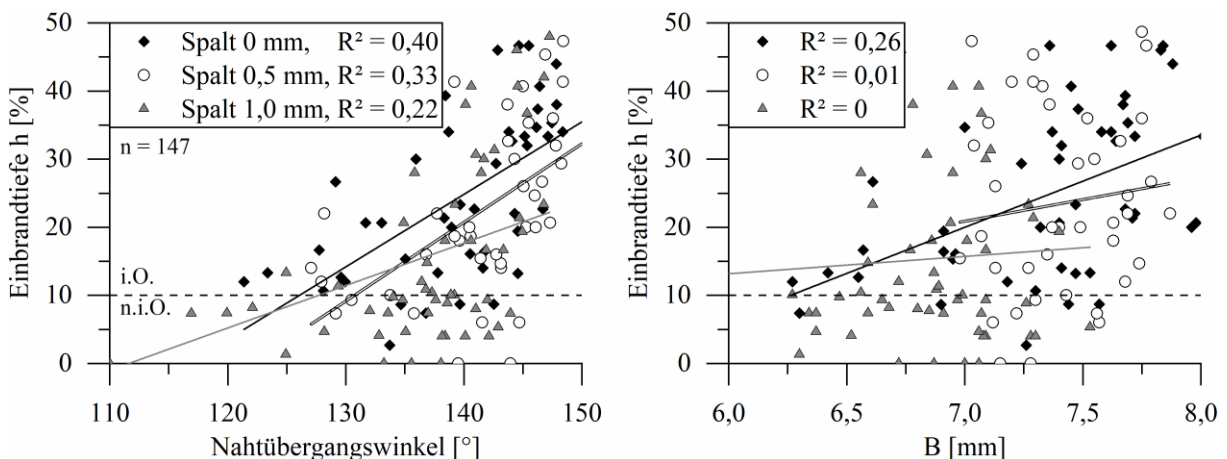


Bild 6: Korrelation zwischen Einbrandtiefe h und Nahtübergangswinkel α_2 (links) bzw. projizierter äußerer Nahtbreite B (rechts)

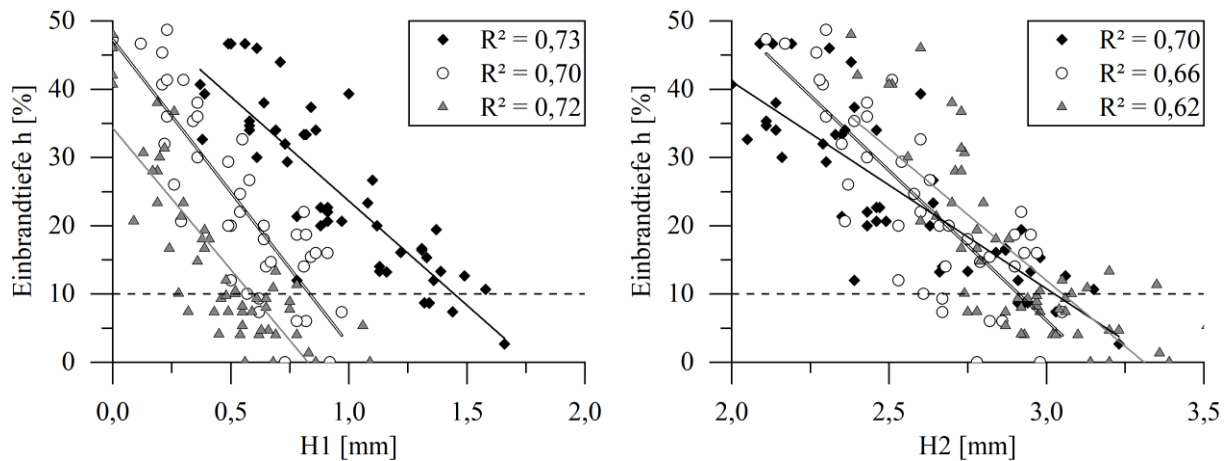


Bild 7: Korrelation zwischen Einbrandtiefe h und Nahtüberhöhung H1 (links) bzw. äußerer Nahthöhe H2 (rechts)

Die Bestimmtheitsmaße der Korrelationen in Bild 6 und Bild 7, verdeutlicht durch die Streuungen der Datenpunkte, besitzen einzeln betrachtet keine ausreichende Güte, um die Messgrößen für die Vorhersage der Einbrandtiefe nutzen zu können. Darum ist es erforderlich, die brauchbaren Messgrößen zusammenzufassen, um auf diese Weise die Korrelation mit der Einbrandtiefe zu verbessern.

4.3 Modellbildung

Die visuelle Interpretation der Korrelationen in Bild 6 und Bild 7 lässt keine eindeutige Aussage zu, ob das Bilden von Modellen in Abhängigkeit des Spaltes einen Mehrwert bietet oder ein gemeinsames Modell unabhängig vom Spalt zur Anwendung kommen sollte. Entscheidend hierfür sind nicht die Einzelkorrelationen, ausschlaggebend ist die Vorhersagequalität der Einbrandtiefe. Tabelle 3 stellt für lineare Vorhersagemodelle gegenüber, wie sich eine Klassierung der Proben nach dem Spalt auf das Bestimmtheitsmaß der Modelle auswirkt. Während ein gemeinsames Modell für alle 147 berücksichtigten Messpositionen ein $R^2 = 0,69$ erreicht, kann durch die Spalt-Klassierung eine Verbesserung auf $R^2 = 0,70$ bis $R^2 = 0,76$ erzielt werden.

Werden die Regressionskoeffizienten in die Prognoseformel der Einbrandtiefe eingesetzt, so ergibt sich im Falle aller Daten Formel 1.

$$\text{Prognose} = 0,12 \alpha_2 - 5,77 H1 - 28,68 H2 + 85,66 \text{ [%]} \quad (1)$$

Tabelle 3: Gegenüberstellung der Bestimmtheitsmaße R^2 linearer Vorhersagemodelle in Abhängigkeit vom Spalt und für alle Proben gemeinsam

Spalt	Bestimmtheitsmaß, Probenumfang	Regressionskoeffizienten				h(PoFA=0)
		α_2	H1	H2	Konstante	
alle Daten	$R^2 = 0,69$ n = 147	0,12	-5,77	-28,68	85,66	45,6 %
0 mm	$R^2 = 0,76$ n = 49	0,31	-52,84	27,01	-36,23	37,6 %
0,5 mm	$R^2 = 0,73$ n = 42	0,43	-72,75	35,52	-90,92	42,8 %
1,0 mm	$R^2 = 0,70$ n = 56	-0,04	-43,96	1,67	36,39	42,9 %

Bild 8 und Bild 9 zeigen die Ergebnisse der Modellbildung zur geometriebasierten zerstörungsfreien Vorhersage der Einbrandtiefe. Alle Modelle wurden so gestaltet, dass der Bereich der Verpasser FN oberhalb des 95 % Konfidenzintervalls liegt und die obere Intervallgrenze den Punkt (10 % Schlibbild, 10 % Prognose) schneidet. Somit weisen alle Modelle eine POD von 100 % auf und die Unschärfe wird in den Bereich der Fehlalarme FP verschoben. Die PoFA kann für die vorliegenden Daten nicht sinnvoll angegeben werden, da die Daten nicht normalverteilt sind. Der Bereich um die Qualitätsgrenze wurde besonders intensiv beprobt und ist in den Daten derzeit überrepräsentiert, sodass die PoFA deutlich höher liegt, als dies bei einer Normalverteilung der Proben zu erwarten wäre.

Zum Vergleich der Modelle in Abhängigkeit der Spalt-Klassen sowie Spalt-unabhängig ist neben der Breite des Konfidenzintervalls besonders der Schnittpunkt zwischen unterer Intervallgrenze und 10 % Prognose bedeutsam.

Die Stelle $h(\text{PoFA}=0)$ bestimmt, ab welcher Einbrandtiefe im Schliffbild nicht mehr mit Fehlalarmen zu rechnen ist. Je geringer dieser Werte ist, desto geringer ist der Unschärfebereich zwischen der korrekten Erkennung einer n.i.O.-Probe und der korrekten Annahme einer i.O.-Probe ohne Fehlalarmrisiko.

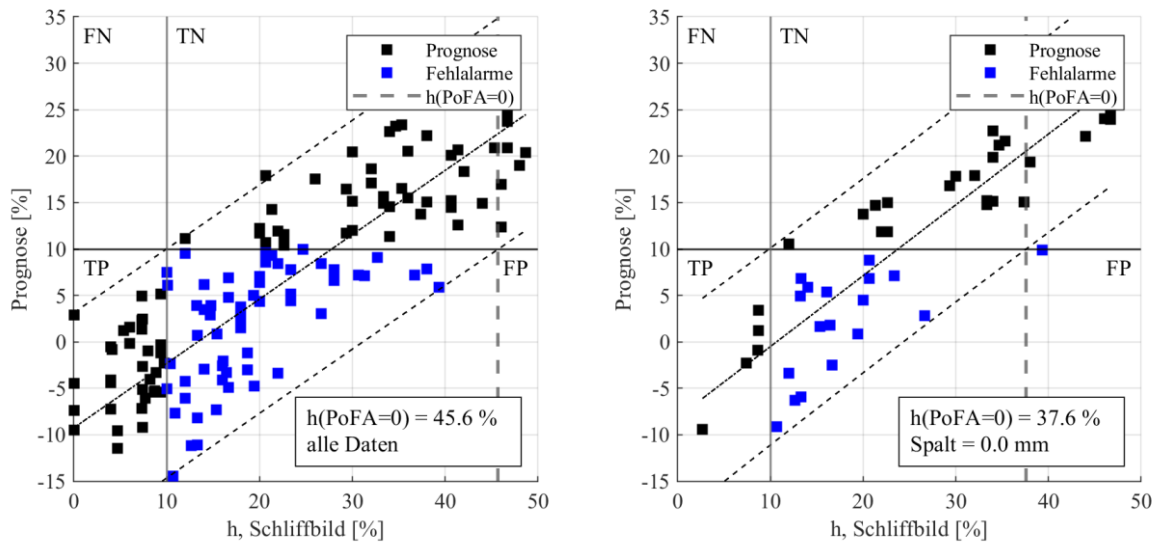


Bild 8: links: Einbrand-Prognose für alle Referenz-Schliffe, rechts: Prognose für die Klasse Spalt = 0

Im visuellen Vergleich von Bild 8 und Bild 9 wird das breitere Konfidenzintervall für die gemeinsame Spalt-unabhängige Betrachtung aller Daten deutlich, das sich über eine Breite von ca. 25 % des prognostizierten Einbrandes erstreckt. Die Betrachtung der Einzelwerte zeigt im unteren Bereich Werte von bis zu -15 % prognostizierten Einbrandes, was physikalisch nicht möglich ist. Für die Untersuchung der funktionellen Zusammenhänge müssen diese Werte erhalten bleiben, für eine technische Applikation würden sie auf Null gesetzt werden.

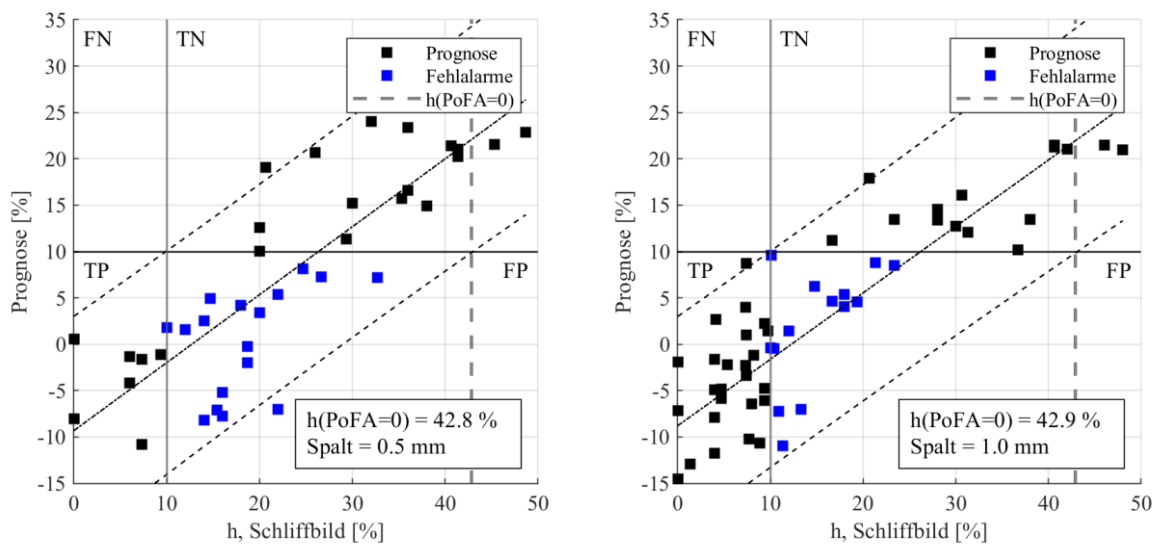


Bild 9: links: Einbrand-Prognose für Spalt 0,5 mm, rechts: Einbrand-Prognose für Spalt = 1,0 mm

5 Zusammenfassung und Ausblick

Die geometriebasierte zerstörungsfreie Vorhersage der Qualität von MSG-Schweißnähten konnte für den Werkstoff 22MnB5+AS150 im Labormaßstab realisiert werden. Die dafür entwickelten Probengeometrien werden erfolgreich eingesetzt, um gezielt Schweißnahtbereiche mit ungenügendem Einbrand zu erzeugen. Die Datenbasis der anforderungsgerechten Schweißnähte erstreckt sich von 0 mm Spalt bis 1 mm Spalt. Die vergleichsweise geringe Anzahl anforderungsgerechter Schweißnähte mit größerem Spalt wurde nicht für die Modellentwicklung berücksichtigt.

Unter den untersuchten geometrischen Messgrößen konnten der Nahtübergangswinkel α_2 sowie die Nahthöhen H1 und H2 als Informationsträger identifiziert werden. Die projizierte Nahtbreite B hat nur für Null-Spalt einen eingeschränkten Informationsgehalt und wurde darum nicht für die Modellentwicklung berücksichtigt. Die nachweisbare Spaltabhängigkeit der untersuchten Korrelationen hat zur Folge, dass das Spalt-unabhängige Prognosemodell der Einbrandtiefe eine stärkere Unschärfe aufweist, als die Modelle unter Berücksichtigung des Spaltes. Für die Quantifizierung der Unschärfe wurde die Einbrandtiefe bestimmt, bei deren Überschreitung nicht mehr mit Fehlalarmen zu rechnen ist. Hier wurde mit einer Einbrandtiefe im Schlibbild von 37,6 % der geringste Wert für das Null-Spalt-Modell erreicht.

Um Testdaten für die Validierung der Modellparameter zu erhalten, werden zusätzliche Schweißnähte angefertigt und beprobt. In Hinblick auf eine industrielle Applikation muss die Unschärfe der Einbrand-Prognose weiter reduziert werden. Auf der Seite der geometrischen Messgrößen soll u.a. ein Maß für die Krümmung der Schweißnahtoberfläche eingeführt werden. Die Modelle können potentiell durch die Erhöhung des Polynomgrades und die Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den Messgrößen verbessert werden.

Literatur

- [1] Meyer, R.: Erhöhung der Prozesssicherheit durch Beherrschung der Bauteilabweichung beim Fügen im Karosseriebau, Dresden, Techn. Univ., Diss.--Dresden, 2011.
- [2] Rummel, W. D.; Christner, B. K.; Long, D. L.: Methodology for Analysis and Characterization of Nondestructive Inspection Capability Data. In: Thompson, D. O.; Chimenti, D. E. (Hrsg.), Review of Progress in Quantitative Nondestructive Evaluation. Springer US, Boston, MA, 1988, S. 1769–76.
- [3] Probability of Detection (POD) for Nondestructive Evaluation (NDE). NTIAC-TA-00-01, Austin TX, 2001.
- [4] Grandt, A. F.: Fundamentals of structural integrity. Damage tolerant design and nondestructive evaluation, Wiley, Hoboken, NJ, 2004.
- [5] Swets, J.: Evaluation of diagnostic systems. Methods from Signal Detection Theory, Elsevier Science, Oxford, 1982.
- [6] Mechanical testing, ASM International, Materials Park, Ohio, [10. ed.], 4. print, 1992.
- [7] Schlosser, B.; Lehmann, T.; Jüttner, S.: Herausforderungen der Online-Erfassung und Verarbeitung der Daten von Schweißnahtgeometrie und Temperaturfeld beim MSG-Schweißen. DVS Congress 2018, Düsseldorf, 2018.
- [8] Pacific Northwest National Laboratory (Hrsg.): Review of Literature for Model Assisted Probability of Detection, Richland, WA, 2014.
- [9] Preacher, K. J.; Curran, P. J.; Bauer, D. J.: Computational Tools for Probing Interactions in Multiple Linear Regression, Multilevel Modeling, and Latent Curve Analysis. Journal of Educational and Behavioral Statistics, 31 (4), 2006, S. 437–48.
- [10] Schlosser, B.; Schwedler, O.; Jüttner, S.: Indikatoren zur Beurteilung der Qualität von MSG-Schweißnähten. In: Jüttner, S. (Hrsg.), 35. Assistentenseminar Fügetechnik. DVS Media GmbH, Düsseldorf, 2015, S. 72–77.

Das IGF-Vorhaben IGF 18.550 BR / DVS-Nr. 03.128 der Forschungsvereinigung „Forschungsvereinigung Schweißen und verwandte Verfahren des DVS, Aachener Straße 172, 40223 Düsseldorf“ wurde über die AiF im Rahmen des Programmes zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung und -entwicklung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert.

Superfinishen mit starren kraftgeregelten Systemen

Burghard Genz (M.Sc.)¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Harald Goldau²⁾

¹⁾ Institut für Maschinenbau, HS Magdeburg-Stendal, Deutschland, burghard.genz@hs-magdeburg.de, +493918864217

²⁾ Institut für Maschinenbau, HS Magdeburg-Stendal, Deutschland, harald.goldau@hs-magdeburg.de, +493918864410

Zusammenfassung

Die Superfinishtechnologie gilt es hinsichtlich der geforderten Aspekte, der sensorischen Maschinenkonzepte, der Online-Prozessüberwachung und der Bearbeitungskombination weiterzuentwickeln, um innovative Fertigungsprozesse entstehen zu lassen. Das Ziel dieses spannenden Endbearbeitungsverfahrens ist es, den konstruktiv erforderlichen Endzustand in kürzester Zeit unter wirtschaftlichen und technischen Aspekten prozesssicher und reproduzierbar herzustellen. Um ein hochtoleriertes Werkstück zu fertigen, muss das Gesamtsystem, bestehend aus Systemaufbau, Prozessregelung und Prozessüberwachung betrachtet werden.

Im Rahmen dieser Untersuchungen wurden beim Superfinishen im Einstechverfahren grundlegende Zusammenhänge zwischen den technologischen Stellgrößen, den Bearbeitungsergebnissen und den Prozessgrößen ermittelt sowie Prozesskenngrößen abgeleitet. Die Analyse der Superfinishbearbeitung erfolgt mithilfe eines starren Systemaufbaus, der Verwendung von Kraftmesstechnik, einer kraftgeregelten Prozessführung und einer servo-elektrischen Zustellachse. Durch die Auswertung der Bearbeitungskräfte, -wege und -geschwindigkeiten können das Zerspanverhalten bewertet, überwacht und produktive Arbeitspunkte bestimmt werden. Die In-Prozessanalyse der Kräfte und Geschwindigkeiten mit der Ermittlung der neuartigen Prozesskenngröße der Finish-Leistung P_F eignet sich zur Umsetzung effektiver Prozessauslegungs-, Bearbeitungs- und Überwachungsstrategien bei der Superfinishbearbeitung. Mit der Entwicklung und Konstruktion eines kompakten Finish-Werkzeugs kann die Feinbearbeitungstechnologie des Superfinishens direkt in den Fertigungsablauf am Werkzeugrevolver eines CNC-Bearbeitungszentrums integriert und als Hybridbearbeitung eingesetzt werden.

Schlüsselwörter: Superfinishen, Hybridbearbeitung, Wälzlager, Prozessüberwachung, Prozessauslegung

1. Einleitung

Die Herausforderungen für die Mobilität der Zukunft sind hoch anspruchsvoll. Im Fokus der Lagerindustrie stehen die Qualitätssteigerung zur Reibungs-, Verschleiß- und Geräuschminimierung und die Erhöhung der Lebensdauer von Gleit- und Wälzlagerkomponenten [Hil19]. Hinzu kommt die Kostensenkung bei gleichzeitiger Flexibilisierung der Fertigungsprozesse [SKF17]. Um diesen steigenden Anforderungen gerecht zu werden, müssen die Fertigungstechnologien und die Produktionssysteme im Besonderen der Finishverfahren weiterentwickelt werden.

Das Superfinishen - auch bekannt als Mikrofinishen, Kurzhubfinishen, Oszillationsfinishen, Kurzhub-Außen-Rundhonen oder Kurzhubhonen - allgemein gehört zum Trennen die dritten Hauptgruppe der Fertigungsverfahren sowie zur Gruppe der spanenden Fertigungsverfahren mit geometrisch unbestimmter Schneide und zu der Untergruppe Honen. Das untersuchte Superfinish-Verfahren wird im aktuellen Normenfeld dem Kurzhub-Außen-Rundhonen zugeordnet [DIN03, Hah13, Kli15].

Beim Superfinishen - folglich Finishen genannt - wird die Oberfläche mit gebundenem Korn in Form von Stein- und Bandwerkzeugen bearbeitet. Hierbei führen vielschneidige Werkzeuge mit geometrisch unbestimmter Schneide eine aus mindestens zwei Komponenten bestehende Schnittbewegung aus. Die Bearbeitung erfolgt auf zylindrischen Flächen durch die lineare kurzhubige Oszillation des Werkzeugs und die Rotation des Werkstücks. Des Weiteren ist der Flächenkontakt zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück beim Finishen charakteristisch. Als Folge der Überlagerung der Schnittbewegungen entsteht der für das Finishverfahren typische Kreuzschliff [Gol14].

Das Hauptziel des Finishens ist es, die Oberflächentopografie und die Randzonenschädigung aus der Vorbearbeitung, meistens eine Schleif-, Fräs- oder Drehbearbeitung, vollständig zu entfernen und eine neue anforderungsgerechte Oberfläche herzustellen. Das Finishen ist im Allgemeinen der letzte spanende Fertigungsschritt, welcher das Endmaß, die Form und die Oberflächenrauheit des Werkstückes bestimmt. Dieses Fertigungsverfahren wird eingesetzt, wenn Bauteiloberflächen mit geringen Rautiefen $R_z < 1\mu\text{m}$ gefordert

werden. Des Weiteren können mit dem Finishen geringe Formabweichungen (Rundheit $< 1\mu\text{m}$) und hohe Maßgenauigkeiten im Bereich der Toleranzklasse IT3 und kleiner erzielt werden. Der Materialabtrag bewegt sich in der Größenordnung von wenigen Tausendstel Millimetern. Das Finishen wird zur Prozesssicheren Herstellung von Wälz-, Gleit-, Dicht- und Haftflächen eingesetzt [Aza12, Gol14, Gol16, Klo18, Sch11]. Die Grundlagen der Kinematik des Finishens mit den Prozessgeschwindigkeiten und Prozesskräften werden anhand der Einstechbearbeitung im Bild 1 dargestellt.

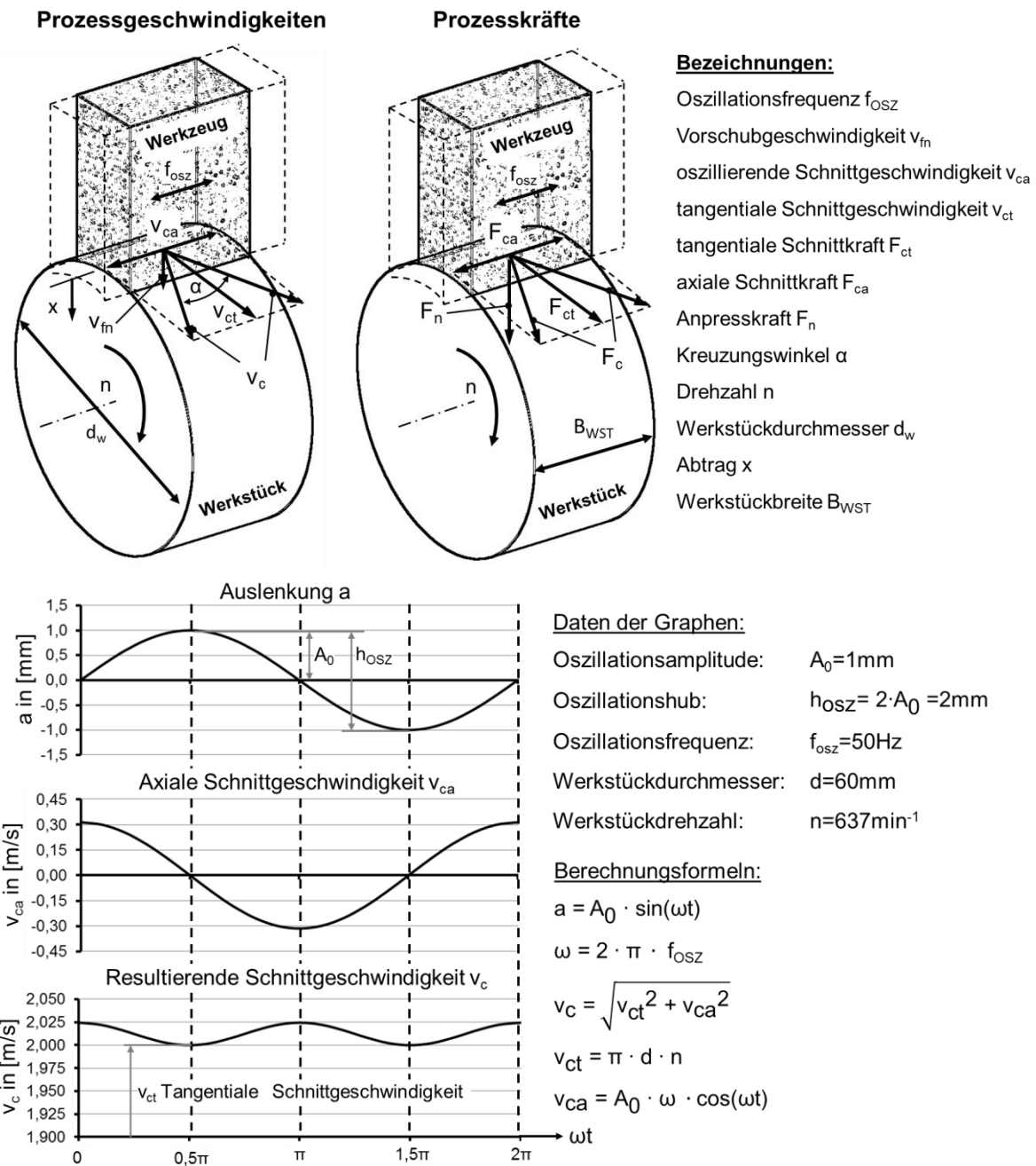


Bild 1: Prozessgeschwindigkeiten und –kräfte bei der Einstech-Finish-Bearbeitung [Klo18, Pau08]

In dem Bild 1 wird gezeigt, dass die Bewegung zwischen dem Werkzeug und dem Werkstück in drei orthogonale Geschwindigkeitskomponenten zerlegt wird:

- die Vorschubgeschwindigkeit v_{fn} radial zur Werkstückrotation,
- die oszillierende Schnittgeschwindigkeit v_{ca} axial zur Werkstückrotation und
- die tangentiale Schnittgeschwindigkeit v_{ct} resultierend aus der Werkstückrotation.

Die Schnittgeschwindigkeit v_c setzt sich beim Finishen vorwiegend aus dem tangentialen und dem axialen Bewegungsanteil zusammen, da der normale Geschwindigkeitsanteil sehr klein ist.

Die Prozesskräfte beim Kurzhubfinishen setzen sich aus drei wesentlichen Kraftkomponenten zusammen:

- die tangentialen Schnittkraft F_{ct} aus der Werkstückrotation
- die axiale Schnittkraft F_{ca} aus der Werkstückoszillation und
- die Anpresskraft F_n mit der das Werkzeug gegen das Werkstück geführt wird.

Die Erzeugung der Anpresskraft F_n erfolgt im Allgemeinen durch pneumatische Zylinder. Das oszillierende Werkzeug wird dabei in Anpressrichtung durch Linearführungen geführt [Thi18]. Diese industriell eingesetzten Technologien des Superfinishens mit den pneumatisch gesteuerten Anpresssystemen lassen keine In-Prozessanalyse der Finishbearbeitung zu.

Aus dem Stand der Technik geht weiter hervor, dass der Einfluss der radialen Vorschubgeschwindigkeit v_{fn} des Finishwerkzeugs bisher beim Superfinishen nicht untersucht wurde. Anhand der direkten Geschwindigkeits- und Kraftanalyse gilt es, das Zerspanverhalten der Finishbearbeitung zu bestimmen sowie zur Prozessauslegung, Prozessregelung und Prozessüberwachung zu nutzen.

2. Versuchsaufbau

2.1 Modulares Finish-Werkzeug

Zur Durchführung von Grundlagenuntersuchungen zum Finishen mit starren Systemen und der Umsetzung der Kombinationsbearbeitung aus Drehen und Finishen in einer Aufspannung erfolgte die Konstruktion und Entwicklung eines modularen Finish-Werkzeugs (mFW) (Bild 2). Diese Finish-Einheit wird als adaptives Werkzeug eingesetzt. Der Werkzeugantrieb erfolgt durch ein im Werkzeugrevolver integrierten Servomotor. Die Funktionen der Einheit sind eine lineare kurzhubige Oszillationsbewegung zu erzeugen und variable Oszillationsfrequenz einzustellen. Dazu galt es, die Einheit möglichst steif, kompakt und leicht zu gestalten.

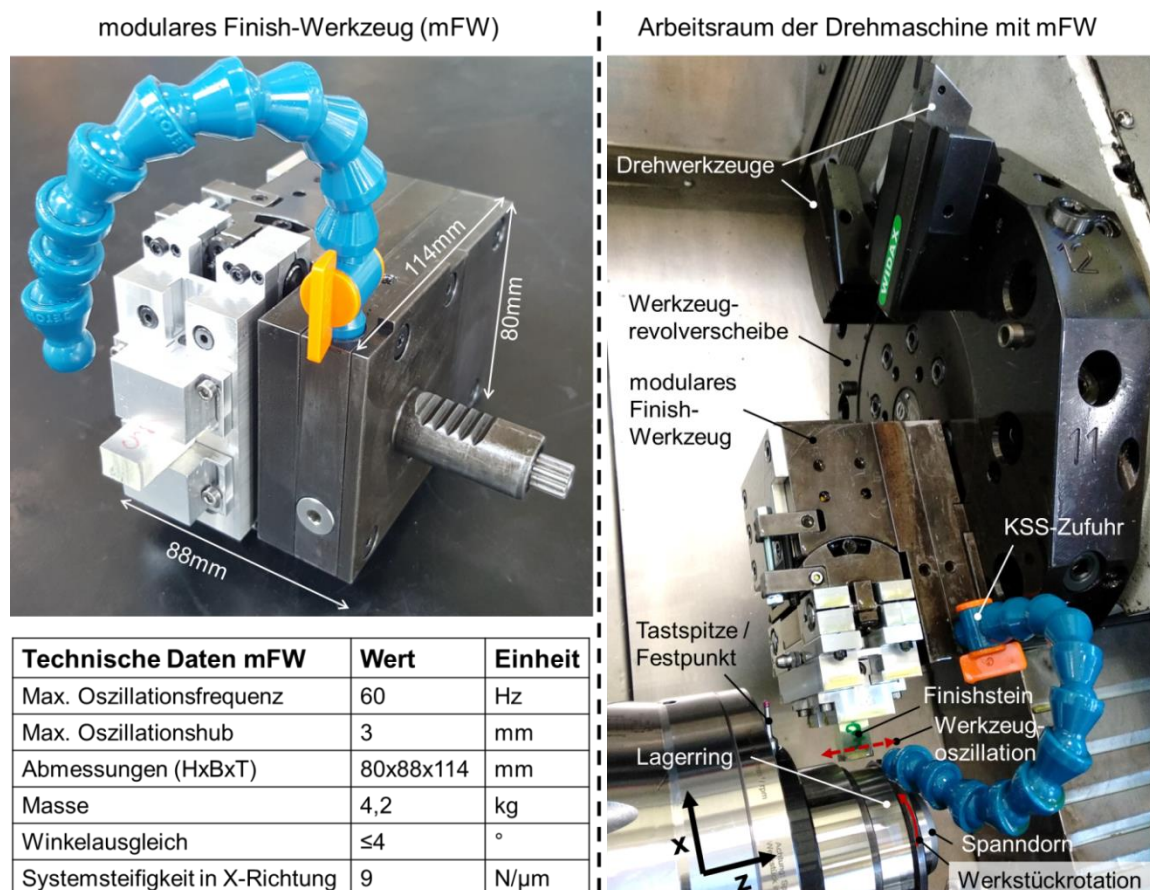


Bild 2: Arbeitsraum der Drehmaschine Hembrug Mikroturn 100 mit modularem Finish-Werkzeug

Das Finish-Werkzeug besitzt einen modularen Aufbau. Eine Adaption an verschiedene Antriebsschnittstellen (z.B. VDI30- oder VDI40-Aufnahmen) ist problemlos durch den Austausch der Werkzeugaufnahme und der

Antriebswelle möglich. Das Finish-Werkzeug kann mit Finishsteinen wie im Bild 2 dargestellt oder als Band-Finish-Einheit durch den Anbau eines Bandvorschubgetriebes eingesetzt werden. Die Finish-Einheit kann mit einer maximalen Oszillationsfrequenz von 60Hz betrieben werden. Mithilfe von austauschbaren Exzenterhülsen kann ein maximaler Oszillationshub bis zu 3mm eingestellt werden.

Die experimentellen Untersuchungen erfolgten auf der Präzisionsdrehmaschine „mikroturm 100 CNC“ des Herstellers „Hembrug Machine Tools“. Der Arbeitsraum der Mikroturm 100 mit modularem Finish-Werkzeug sowie die technischen Daten des Werkzeugs sind in dem Bild 3 dargestellt. Die Spannung des Versuchswerkstücks erfolgt mithilfe eines Präzisionsspanndorns in einem Handspannfutter der Hainbuch GmbH. Die Laufgenauigkeit dieses Spannmittels beträgt zwei Mikrometer.

Zur Messung der Bearbeitungs- und Prozesskräfte wurde ein Kistler-Dynamometer zwischen dem Maschinenschlitten und dem Werkzeugrevolver installiert. Hiermit können die an der Werkzeugspanfläche angreifenden Kräfte in den drei Dimensionen X-Y-Z gemessen werden. Das Kraftsignal zur Einstellung und Regelung der Anpresskraft wird durch ein Tiefpassfilter aufbereitet. Installiert wurde ein passiver RC-Tiefpass 1.Ordnung mit einer Grenzfrequenz von $f_g = 10,6\text{Hz}$.

Die Messung des Werkzeugverschleißes erfolgt mithilfe des Festpunktes am Spannmittel (Bild 2). Durch das Antasten dieser Tastspitze mit einer definierten Kraft - vor und nach der Bearbeitung - kann die Werkzeugverschleißhöhe mit einer systematischen Messabweichung von $0,5\mu\text{m}$ bestimmt werden.

2.2 Versuchswerkstück

Der letzte spanende Fertigungsschritt zur funktionsgerechten Herstellung der Laufbahn der Zylinderrollenwälzlagering ist das Superfinishen. Zur Analyse und Weiterentwicklung dieses Endbearbeitungsverfahrens werden reale Bauteile, Zylinderrollenlagerinnenringe mit einem Innendurchmesser von $D_i = 50\text{mm}$, bearbeitet. Dieser Wälzlagering (Bild 3) besteht aus dem mit Chrom legierten Wälzlagerstahl 100Cr6 (1.3505) und weist eine Härte von 60 bis 62 HRC auf. Es erfolgt die Bearbeitung der geschliffenen Laufbahn des Zylinderrollenlagerinnenrings. Die Laufbahn weist neben der Maßanforderung auch Anforderungen hinsichtlich der Form und der Oberfläche auf. Nach der Finishbearbeitung darf die Rundheitsabweichung nicht größer als ein Mikrometer und die Rundlaufabweichungen der Laufbahn im Bezug zur Achse der Innenflächen nicht größer als zwei Mikrometer sein. Die Geradheit der Laufbahn muss einen positiven Wert zwischen ein und fünf Mikrometer aufweisen, um ein mikrobälliges Profil herzustellen. Die Oberfläche der Vorbearbeitung muss komplett durch das Finishverfahren abgetragen werden und darf den Rauheitswert von $R_a = 0,05$ bis $0,08\mu\text{m}$ nicht unter- oder überschreiten. Die geschliffene Laufbahn weist im Mittel eine Rauheit von $R_a = 0,39\mu\text{m}$ und eine Rautiefe von $R_z = 2,83\mu\text{m}$ auf.

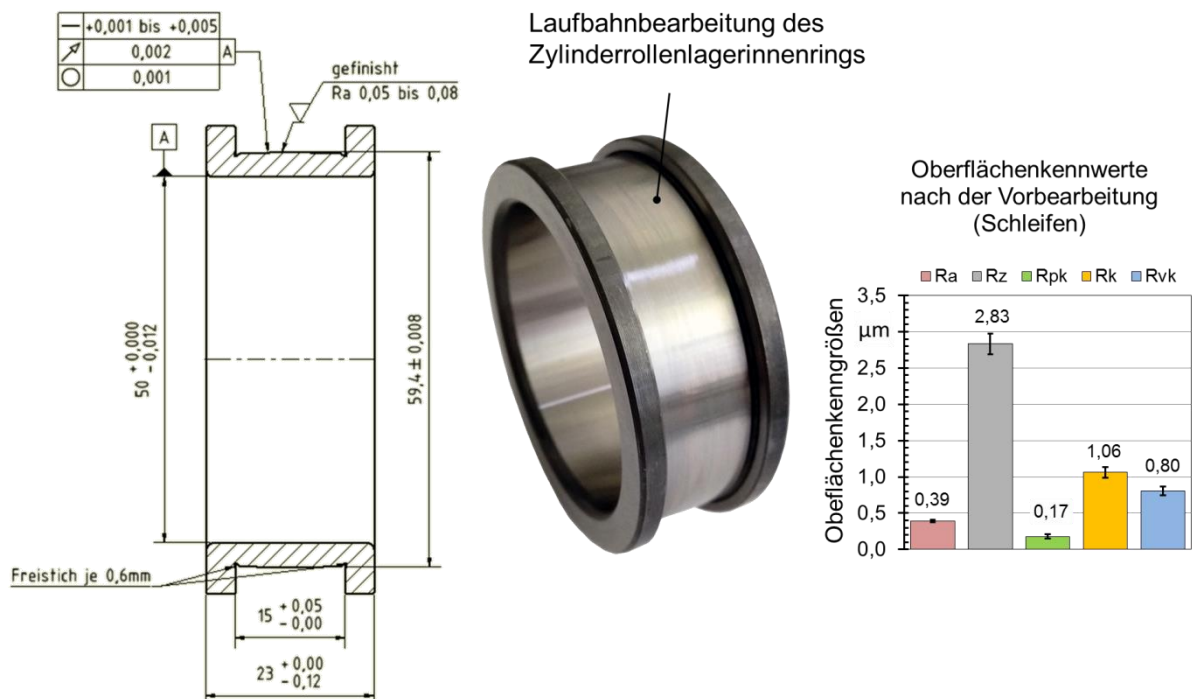


Bild 3: Versuchswerkstück: Zylinderrollenwälzlagerinnenring

Die Spannung des Lagerings erfolgt mithilfe eines Präzisionsspanndorns in einem Handspannfutter der Hainbuch GmbH. Die Klemmung erfolgt auf der geschliffenen Innenfläche des Zylinderrollenlagerinnenrings mithilfe einer sechsteiligen Segmentspannbüchse. Die Ausrichtung des Spannmittels erfolgt mechanisch mithilfe einer Feinmessuhr (Auflösung 1µm) und eines Einstellmeisters. Dieser Einstellmeister ist ein gefinishter Lagerring, wie im Bild 3 ersichtlich, und weist eine Rundlaufabweichung zwischen der Laufbahn und der Innenfläche von einem Mikrometer auf. Hiermit ist eine wiederholbare Ausrichtung des Spannmittels mit einer Laufgenauigkeit von zwei Mikrometer möglich. Zur Durchführung der Grundlagenuntersuchungen mit starren Finishsystemen werden Finishsteine der Fa. Tyrolit eingesetzt. Zur Finishbearbeitung des gehärteten Wälzlagerstahls werden produktionsübliche, keramisch gebundene Werkzeuge mit dem Kornwerkstoff Edelkorund weiß in der FEPA Korngröße 400mesh eingesetzt.

3. Prozessgrößen beim Superfinishen mit starren Systemen

Um das Prozessverständnis zu verbessern, die Fertigungsgenauigkeiten zu erhöhen und die Leistungsfähigkeit der Superfinishbearbeitung zu steigern, müssen die dynamischen Prozessgrößen analysiert und überwacht werden. Mit der Entwicklung der starren sensorischen Finishsysteme sollen diese Ziele erreicht werden. Das neuartige System zur Finishbearbeitung von zylindrischen Oberflächen zeichnet sich im Besonderen durch die maschineninterne Messung der Prozessgrößen: Vorschubgeschwindigkeit v_{fn} , Vorschubweg s_{fn} und Tangentialkraft F_{ct} aus. Desweiteren wird die Normalkraft F_N zur Führung des Werkzeugs mithilfe der X-Achse der Werkzeugmaschine servoelektrisch geregelt. Das Bild 4 zeigt die Prozessgrößen beim Superfinishen mit starren Systemen.

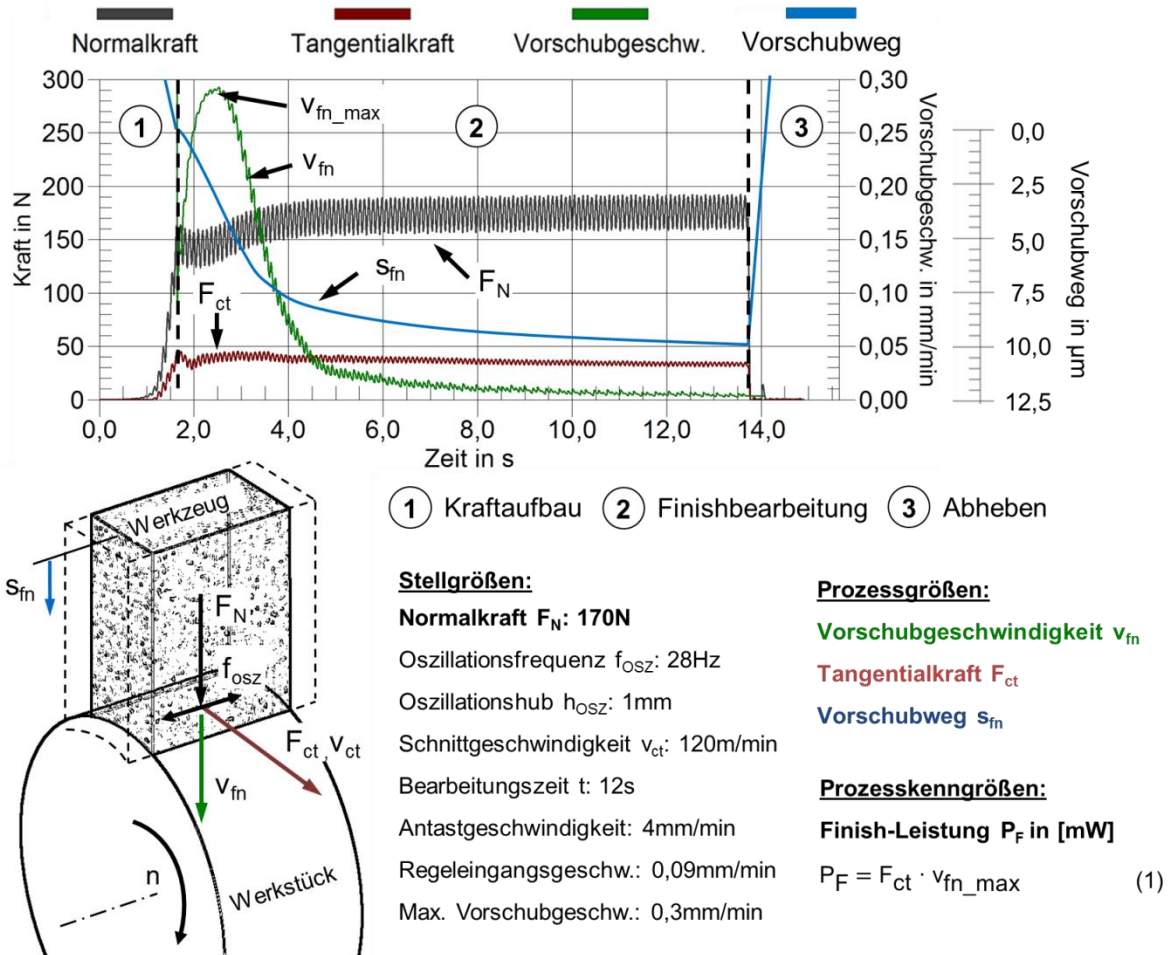


Bild 4: Prozessgrößen beim Superfinishen mit starren Systemen

In dem Diagramm im Bild 4 sind die Verläufe der Prozessgrößen sowie der Verlauf der Prozessführungsgröße - die Normalkraft F_N exemplarisch über die Bearbeitungszeit dargestellt. Die Bearbeitung lässt sich in drei Abschnitte: Kraftaufbau (1), Finishbearbeitung (2) und Abheben (3) einteilen. Der erste Abschnitt zeigt das

Antasten des Werkzeugs am Werkstück mit der Erhöhung der Normalkraft F_N bis die gewünschte Sollkraft erreicht ist. Dieser Abschnitt der Bearbeitung wird kraftgesteuert ausgeführt. Mithilfe der Stellgröße: Antastgeschwindigkeit v_{an} kann der Anstieg der Normalkraft eingestellt werden. Ist die Sollkraft erreicht, erfolgt die eigentliche Prozessphase, die kraftgeregelte Finishbearbeitung. Hier kann die Regeleingangsgeschwindigkeit v_{fn_start} und die maximale Vorschubgeschwindigkeit v_{fn_max} definiert werden. Der Übergang vom kraftgesteuerten Kraftaufbau zum Abschnitt der kraftgeregelten Bearbeitung erfolgt fließend im Interpolationstakt der Werkzeugmaschine. Die Graphen der Normalkraft, der Vorschubgeschwindigkeit und des Vorschubweges im Bild 4 zeigen das prozesstypische Regelverhalten der Finishbearbeitung mit starren Systemen. Zu Beginn der Bearbeitung reduziert sich die Normalkraft und die Vorschubgeschwindigkeit steigt an. Mit dem fortlaufenden Anstieg der Normalkraft auf den Sollwert reduziert sich dann wiederum die Vorschubgeschwindigkeit. In den ersten zwei Sekunden der Bearbeitung werden dreiviertel des gesamten Vorschubweges zurückgelegt. Die Tangentialkraft steigt zum Bearbeitungsbeginn an und reduziert sich im Verlauf der Bearbeitung um ca. 10N.

Im Rahmen eines statistischen Versuchsplans wurde nachgewiesen, dass die Stellgrößen Normalkraft, Oszillationsfrequenz und Schnittgeschwindigkeit die Prozessgrößen tangentielle Schnittkraft, Schnittkraftverhältnis und Finish-Leistung signifikant beeinflussen.

Das Schnittkraftverhältnis μ dient zur Charakterisierung der Reibungsverhältnisse in der Kontaktzone zwischen dem Finishwerkzeug und der Werkstückoberfläche. Diese Prozesskenngröße beschreibt die Schneidfähigkeit des Werkzeugs sowie die Effektivität der Zerspanung. Das Kraftverhältnis μ stellt den Quotienten aus der tangentialen Schnittkraft F_{ct} und der Anpresskraft F_N dar [Cha03, Khe13, Klo18, Put95, Sto17].

Die ausschließliche Betrachtung des Schnittkraftverhältnisses ist jedoch nicht ausreichend, um das Zerspanverhalten zu bewerten. Zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit der Finishbearbeitung bzw. zur Ermittlung der Leistungsfähigkeit der gewählten Prozesseinstellungen und zur Vergleichbarkeit von Prozesseinstellungen wurde die neuartige Prozesskenngröße, die Finish-Leistung P_F (1) entwickelt.

$$P_F = F_{ct} \cdot v_{fn_max} \text{ [mW]} \quad (1)$$

Die Finish-Leistung P_F errechnet sich aus dem Produkt des Maximalwertes der radialen Vorschubgeschwindigkeit v_{fn_max} und dem Mittelwert der tangentialen Schnittkraft F_{ct} . Die Finish-Leistung wird in Milliwatt angegeben. Beide Faktoren sind Prozessgrößen und resultieren aus der Gesamtheit der Prozesseinstellungen. Die Prozesskenngröße Finish-Leistung soll die Abtragsleistung und das Selbstschärfevermögen vereint in einem Parameter aufzeigen.

Um einen Mindestabtrag bei der Finishbearbeitung zu generieren, muss eine Tangentialkraft mit einem definierten Betrag unabhängig von den weiteren Prozesseinstellungen anliegen (siehe Kapitel 4.2). Die Tangentialkraft ist mit der Reibkraft vergleichbar, welche für den Mikro-Zerspanvorgang der Finishbearbeitung verantwortlich ist [Giw03].

Die technologischen Anforderungen der Finishbearbeitung sind, einen selbstschärfenden Prozess einzustellen und Spanraumzusetzungen zu vermeiden. Das selbständige Ausbrechen der Körnung aus der Bindung sorgt für eine produktive Finishbearbeitung und erzeugt reproduzierbare Ergebnisse. Stolze zeigt beim Planfinishen, dass mit dem Anstieg der Vorschubgeschwindigkeit, die Spannungsdicke, der Werkzeugverschleiß und der Materialabtrag zunehmen und dass mit höheren Vorschubgeschwindigkeiten ein selbstschärfendes Werkzeug eingestellt werden kann [Sto17]. Der Faktor Vorschubgeschwindigkeit soll nun das Abtrags- und Selbstschärfevermögen bei der Superfinishbearbeitung aufzeigen.

Mithilfe der Auswertung der Prozessgrößenverläufe und der Ermittlung der Finish-Leistung werden im Folgenden die Einflüsse der technologischen Stellgrößen auf das Zerspanverhalten der Superfinishbearbeitung ermittelt.

4. Analyse des Einflusses der Stellgrößen der Finishbearbeitung

4.1 Einfluss der Bearbeitungszeit

Die Bearbeitungszeit t_b ist eine zentrale Stellgröße der Finishbearbeitung sowie ein entscheidender Faktor zur Bestimmung der Produktivität der Bearbeitung. Das nachfolgende Bild 5 zeigt exemplarisch den Prozessgrößenverlauf mit der Bearbeitungszeit von $t_b = 17s$ sowie den Einfluss der Bearbeitungszeit auf die Durchmesserreduktion (Abtrag) und den Werkzeugverschleiß auf. Im Rahmen dieser Versuchsreihe wurden die Bearbeitungen zudem nach 3s und 10s abgebrochen. Die weiteren Stellgrößen wurden dabei nicht variiert.

Die Durchmesserreduktion und der Werkzeugverschleiß zeigen einen degressiven Verlauf über die Bearbeitungszeit auf. Zu Beginn der Bearbeitung erfolgt eine schnelle Reduktion des Durchmessers und des Werkzeugs. Nach einer Bearbeitungszeit von 3s wurden bereits $4\mu m$ abgetragen und das Werkzeug um ca. $10\mu m$

verschlissen. Der zurückgelegte Vorschubweg entspricht der Summe des gemessenen Werkzeugverschleißes und des radiusbezogenen Abtrags. Durch den hohen Abtrag und Werkzeugverschleiß reduziert sich die Normalkraft in dieser Phase und die Vorschubgeschwindigkeit erhöht sich, um die gewünschte Sollkraft wieder einzustellen. Der Verlauf der Vorschubgeschwindigkeit ist regressiv, wobei drei Phasen der Bearbeitung zugeordnet werden können. Die erste Phase kann als Schruppphase angesehen werden. Hier erfolgt eine schnelle Reduktion des Durchmessers in kurzer Zeit. Im Mittel ergibt sich in diesem Abschnitt eine Tangentialkraft von $F_t = 35\text{N}$ und eine Vorschubgeschwindigkeit von $v_{\text{fm,mitl}} = 0,22\text{mm/min}$. Das Bild 6 zeigt die Zustände des Werkzeugs und des Werkstücks in Abhängigkeit der Bearbeitungszeit auf. Hier ist ersichtlich, dass die Rauheitsspitzen und der Kernanteil der Schleifstruktur in den ersten 3s der Bearbeitung abgetragen werden. Das Werkzeug weist ein scharfes Korn und freie Spanräume auf. In dieser ersten Phase erfolgt die Selbstschärfung des Werkzeugs am geschliffenen Rauheitsprofil der Vorbearbeitung.

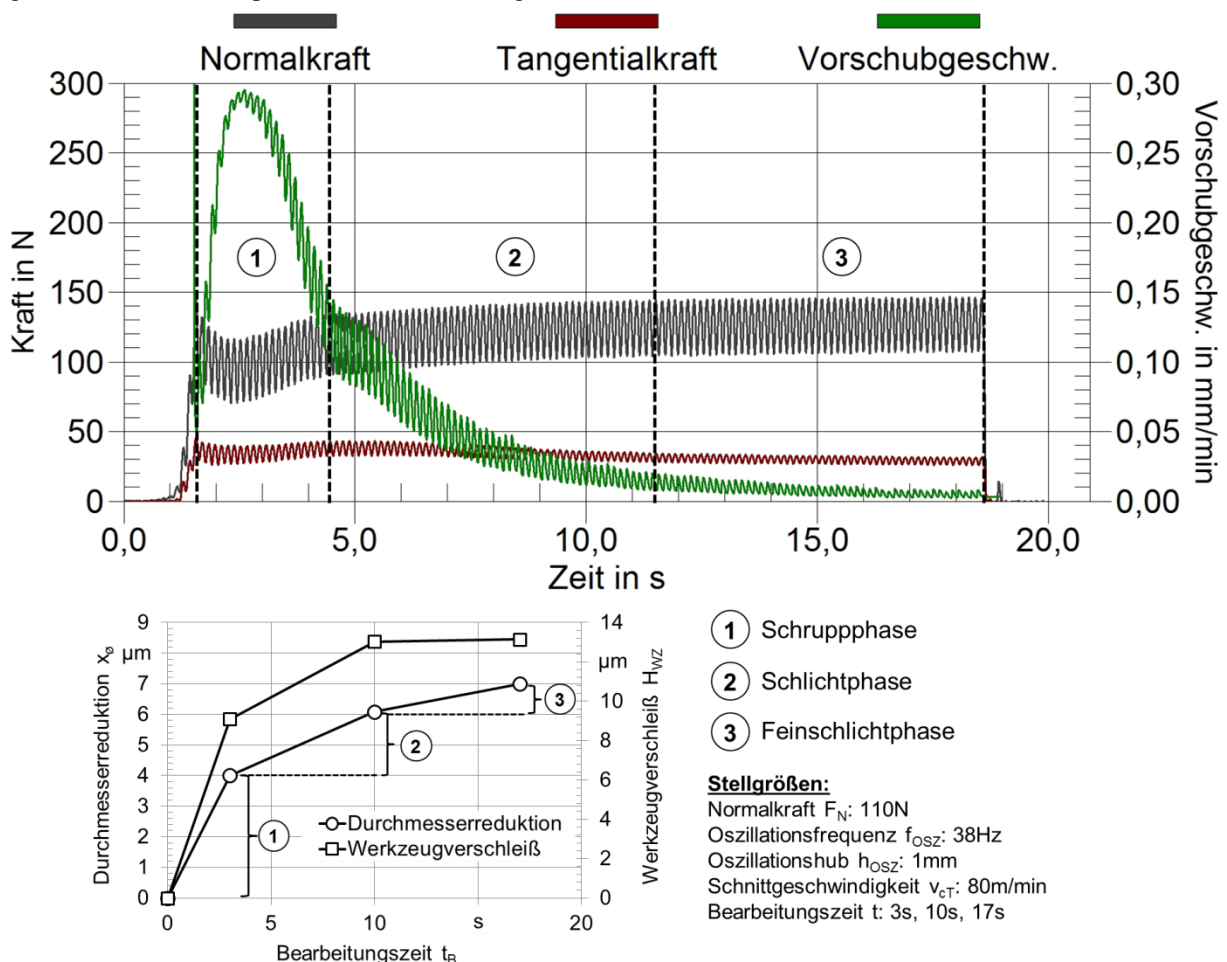


Bild 5: Einfluss der Bearbeitungszeit

Die zweite Phase der Bearbeitung kann als Schlichtphase angesehen. Hier wird der Riefenanteil der Schleifstruktur abgetragen und die Bearbeitung kann nach 10s als „durchgefinisht“ angesehen werden. Das Werkzeug weist zum Ende dieser Phase eine gleichmäßige graue Verfärbung auf. Die REM-Aufnahmen zeigen, dass die Spanräume mit Spänen in unterschiedlichsten Formen gefüllt werden. Der Durchmesser reduziert sich in dieser Phase auf die geforderten $6\mu\text{m}$ und der Werkzeugverschleiß steigt auf ca. $13\mu\text{m}$ an. Die Vorschubgeschwindigkeit sinkt in diesen Bereich von 0,12 auf 0,01mm/min ab. Auch die Tangentialkraft reduziert sich zum Ende dieser Phase auf einen Wert von 30N.

Die letzte Phase der Bearbeitung, ab einer Bearbeitungszeit von ca. 10s bei den gewählten technologischen Einstellungen, kann als Feinschlichtphase definiert werden. Die Vorschubgeschwindigkeit nähert sich gegen Null. Der Durchmesser und die Rauheit reduzieren sich gering und ein weiterer Werkzeugverschleiß ist nicht zu verzeichnen. Das Werkzeug erhält eine intensivere matte Graufärbung mit fortschreitender Füllung der Spanräume. Die Späne in den Spanräumen sind jedoch nicht fest verankert. Der zeitliche Verschleiß-, Zusetzungs- und Abtragsprozess wurde bei den gewählten Prozesseinstellungen permanent und reproduzierbar beobachtet. Bei einer erneuten Bearbeitung eines geschliffenen Werkstücks erfolgte die „Selbstschärfung“ des

Werkzeugs. Somit wird vor allem die erste Phase der Bearbeitung als entscheidend für das Zerspanvermögen und die Selbstschärfung des Werkzeugs angesehen.

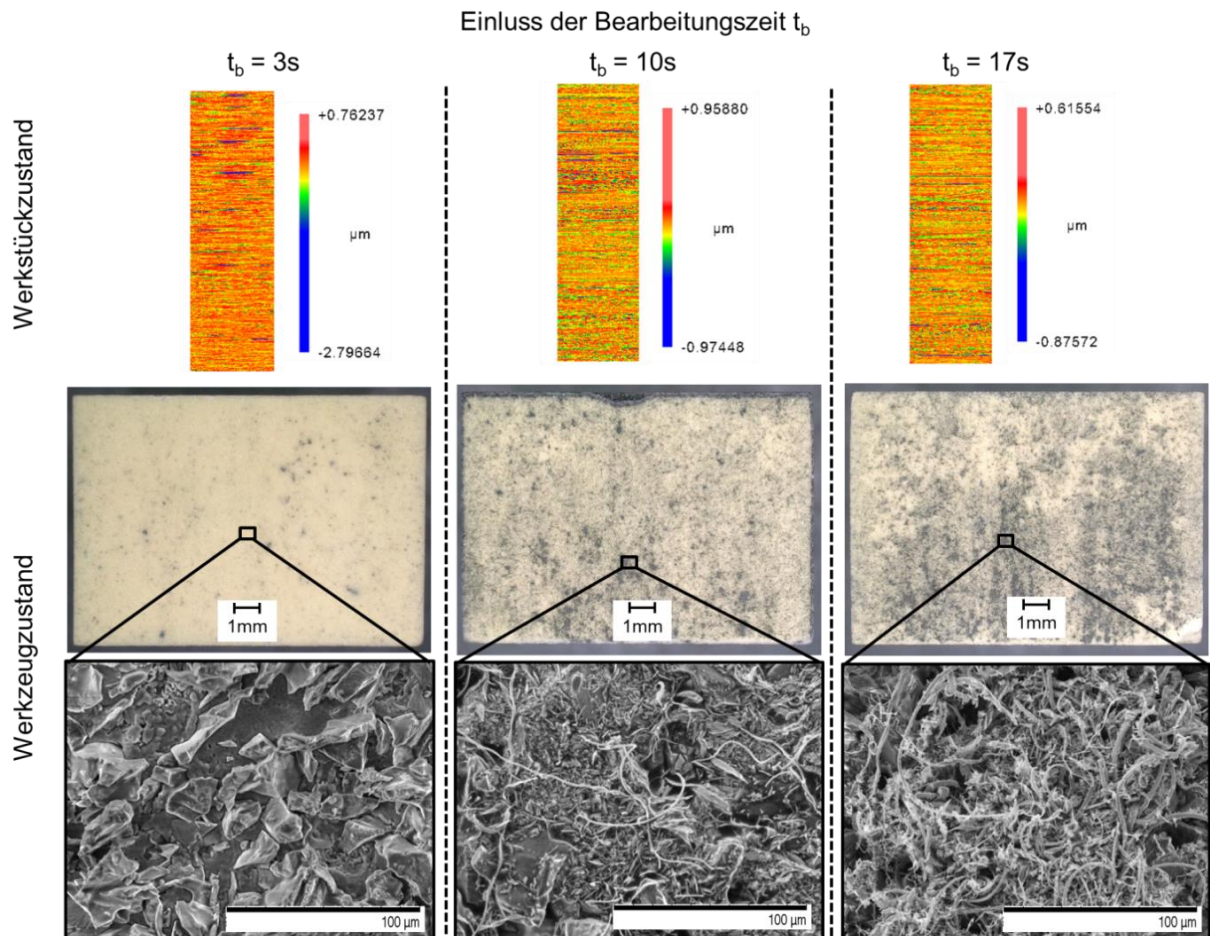


Bild 6: Werkstück- und Werkzeugzustand in Abhängigkeit der Bearbeitungszeit

Mithilfe eines sternförmigen Versuchsplans (Bild 7) werden die Einflüsse der technologischen Stellgrößen (Anpresskraft, Schnittgeschwindigkeit und Oszillationsfrequenz) auf die Prozessgrößen beim Superfinishen aufgezeigt sowie die Beziehungen zu den erzielten Bauteilqualitäten und der Produktivität dargestellt.

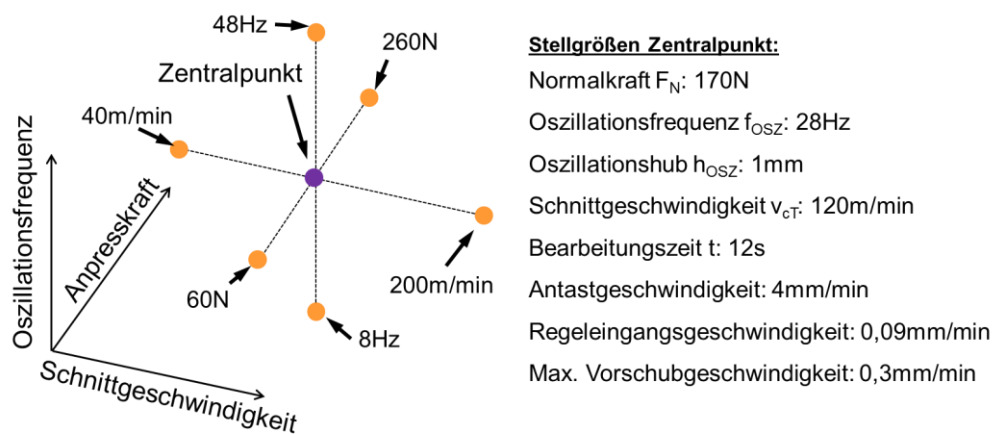


Bild 7: Versuchsplan zur Analyse der Einflüsse der Stellgrößen beim Finishen

4.2 Einfluss der Anpresskraft

Das nachfolgende Bild 8 zeigt den Einfluss der Anpresskraft F_N auf die Prozess- und Ergebnisgrößen auf. Das Ergebnisgrößen-Diagramm zeigt, dass der Abtrag mit zunehmender Anpresskraft zunächst gesteigert werden kann. Mit einer Anpresskraft von 170N kann der geforderte Mindestabtrag von $6\mu\text{m}$ erreicht werden, um die Schleifstruktur komplett zu entfernen. Dabei stellte sich eine Tangentialkraft von 40N ein. Bei Bearbeitungen mit einer Anpresskraft von 60N wurde eine mittlere Tangentialkraft von 18N erzeugt. Mit diesen Prozesseinstellungen konnten die Schleifstruktur nicht komplett abgetragen werden, wie im Bild 8 ersichtlich. Wird die Anpresskraft zu hoch gewählt, kommt es zu einer linearen metallisch glänzenden Zusetzung des Werkzeugs. Diese starke Zusetzung konnte nicht durch die wiederholte Bearbeitung eines geschliffenen Lagerringes entfernt werden.

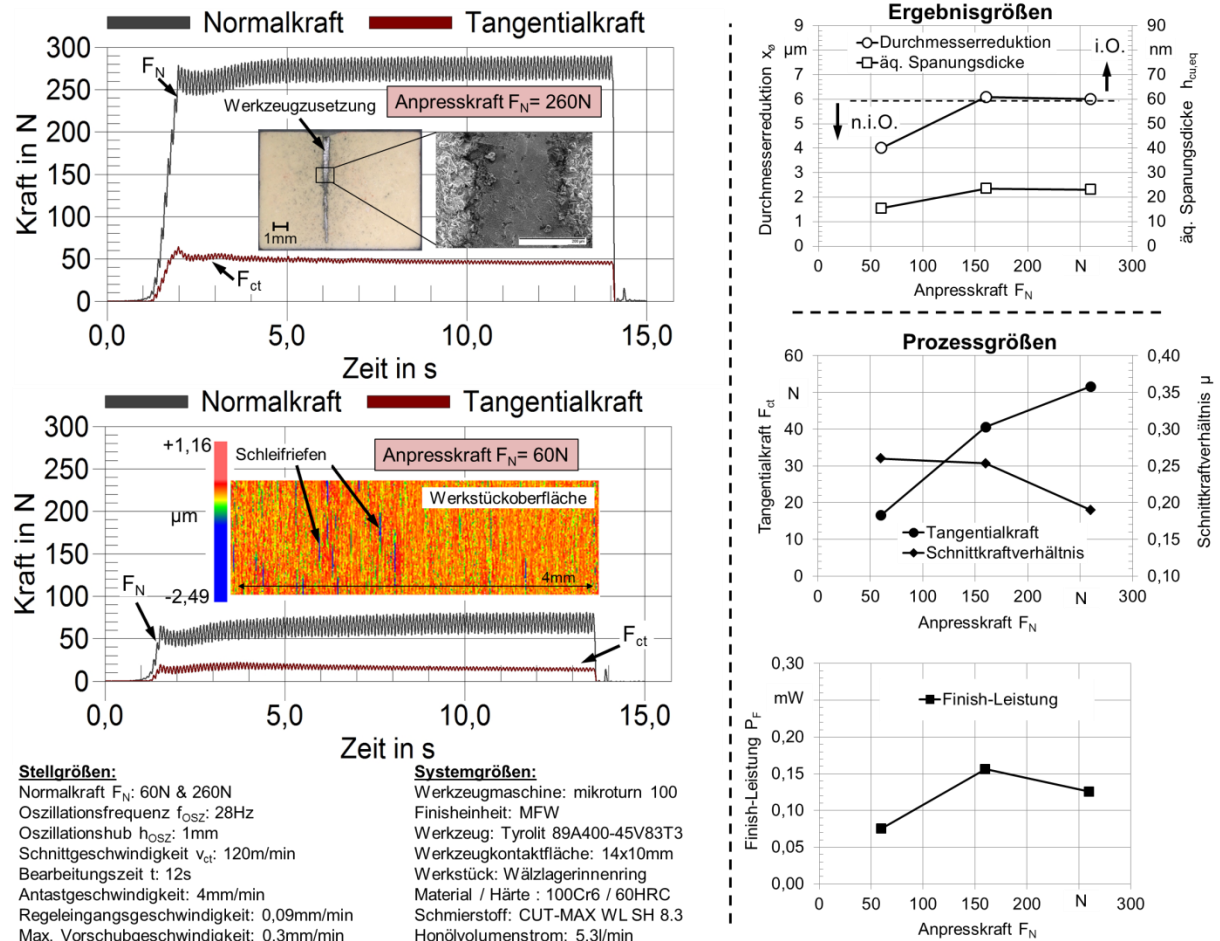


Bild 8: Analyse des Einflusses der Anpresskraft

In den Diagrammen der Prozessgrößen im Bild 8 ist ersichtlich, dass die tangentiale Schnittkraft mit der Erhöhung der Anpresskraft ansteigt. Bei einer tangentialen Schnittkraft von 40N kann der geforderte Abtrag erreicht werden. Liegt die Schnittkraft unterhalb dieses Wertes kann von einer ungenügenden Reduktion des Durchmessers ausgegangen werden. Eine weitere Steigerung der Tangentialkraft durch die Erhöhung der Anpresskraft lässt einen positiven Effekt der Zerspanleistung erwarten. Jedoch deutet der negative Anstieg des Schnittkraftverhältnisses wiederum auf den Rückgang der Schneidfähigkeit des Werkzeuges hin. Die Finish-Leistung zeigt ein Maximum mit einem Wert von 0,15mW bei einer Anpresskraft von 170N auf und spiegelt das Optimum aus Abtragsleistung und Selbstschärfvermögen dieser Versuchsreihe wieder. Es wurde festgestellt, dass mit dem vorliegenden Gesamtsystem die Tangentialkraft einen definierten Betrag (40N) aufweisen muss, um den geforderten Abtrag zu generieren. Die zusätzliche Betrachtung der Vorschubgeschwindigkeit als Faktor der Finish-Leistung, macht die Bewertung des Zerspanverhaltens der Werkstoff-Schneidstoff-Kombination mit den gewählten technologischen Prozesseinstellungen möglich.

4.3 Einfluss der Oszillationsfrequenz

Im nachfolgenden Bild 9 wird der Einfluss der Oszillationsfrequenz f_{OSZ} auf die Prozess- und Ergebnisgrößen dargestellt.

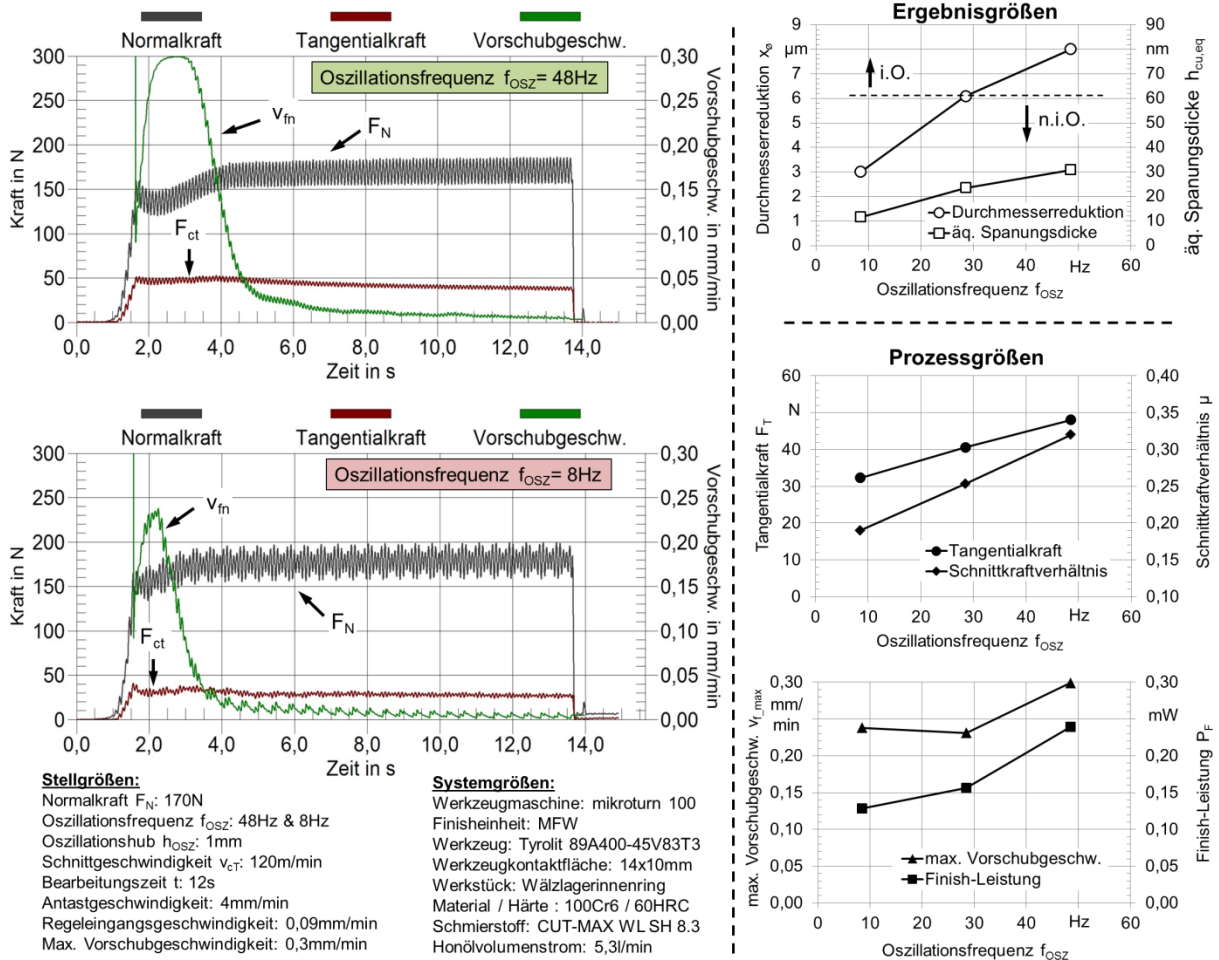


Bild 9: Analyse des Einflusses der Oszillationsfrequenz

In dem Bild 9 zeigen die Diagramme, dass der Durchmesser mit zunehmender Oszillationsfrequenz reduziert wird. Das Schleifverhältnis G reduziert sich ebenfalls mit der Erhöhung der Oszillationsfrequenz auf einen Wert von 2,5 und lässt somit auf ein erhöhtes Selbstschärfvermögen schließen. Das Schneidkorn bricht schneller aus der Bindung. Mit der Erhöhung der Oszillationsfrequenz erhöht sich die äquivalente Spannungsdicke und bestätigt das Abtrags- und Verschleißverhalten. Bei einer Oszillationsfrequenz von 48Hz kann eine äquivalente Spannungsdicke von 30nm generiert werden.

Die äquivalente Spannungsdicke $h_{cu,eq}$ wird beim Finishen als durchgehendes Band gesehen, welches von der Oberfläche des Werkstücks entfernt wird [Cha03]. Die äquivalente Spannungsdicke lässt sich mit der nachfolgenden Formel berechnen.

$$h_{cu,eq} = \frac{Q_w}{B_{wst} \cdot v_{ct}} \quad [\text{nm}] \quad (2)$$

Mit einer Oszillationsfrequenz von 48Hz lässt sich sogar der Durchmesser um acht Mikrometer reduzieren. Eine Reduktion der Bearbeitungszeit ist mit diesen Prozesseinstellungen somit denkbar. Der Verlauf der Vorschubgeschwindigkeit ist bei höheren Frequenzen ausgeprägter und eine höhere maximale Vorschubgeschwindigkeit kann erreicht werden. Die Anpresskraft bricht stärker ein. Es stellt sich eine höhere mittlere Vorschubgeschwindigkeit ein, sodass ein höherer Vorschubweg zurückgelegt wird, um die Sollkraft einzustellen. Die Prozessgrößen Tangentialkraft und Schnittkraftverhältnis zeigen einen positiven Anstieg mit der Erhöhung der Oszillationsfrequenz auf und bestätigen somit die Schneidfähigkeit des Werkzeugs bei höheren

Oszillationsfrequenzen. Auch die Finish-Leistung steigt an und nimmt einen Maximalwert von 0,24mW bei einer anliegenden Oszillationsfrequenz von 48Hz ein.

4.4 Einfluss der Schnittgeschwindigkeit

Das nachfolgende Bild 10 zeigt den Einfluss der Schnittgeschwindigkeit v_{ct} auf die Prozess- und Ergebnisgrößen auf.

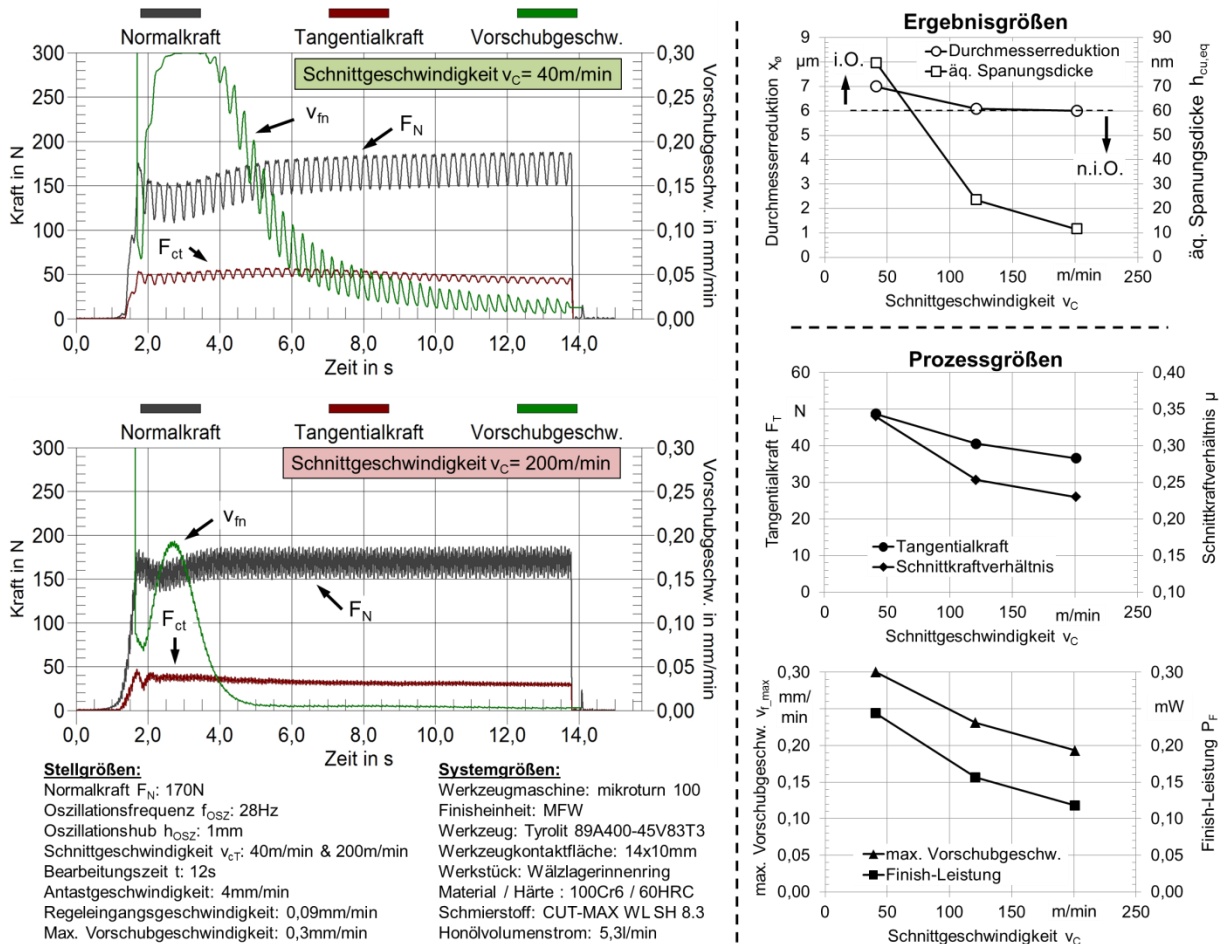


Bild 10: Analyse des Einflusses der Schnittgeschwindigkeit

Das Bild 10 zeigt, dass der Durchmesser bei einer Schnittgeschwindigkeit von $v_{ct} = 40\text{m/min}$ die größte Reduktion erfährt. Die Reduktion der Schnittgeschwindigkeit sorgt außerdem für den Anstieg der äquivalenten Spannungsdicke. Hier wird ein Wert von $h_{cu,eq} = 80\text{nm}$ erzielt. Bei dieser Schnittgeschwindigkeit von 40m/min wird zudem ein relativ geringes Schleifverhältnis von 2,5 erreicht.

Die Prozessgrößen Tangentiale Kraft und Schnittkraftverhältnis zeigen einen negativen Anstieg mit der Erhöhung der Schnittgeschwindigkeit auf. Das Maximum dieser Prozessgrößen wird auch hier bei $v_{ct} = 40\text{m/min}$ erreicht. Der Verlauf der Vorschubgeschwindigkeit ist bei $v_{ct} = 40\text{m/min}$ ausgeprägter und weist einen höheren Maximalwert auf. Hier wird sogar die einstellbare Obergrenze der Vorschubgeschwindigkeit von $0,3\text{mm/min}$ erreicht.

Auch der Wert der Finish-Leistung reduziert sich mit der Erhöhung der Schnittgeschwindigkeit und nimmt einen Maximalwert von $0,24\text{mW}$ bei einer anliegenden Schnittgeschwindigkeit von $v_{ct} = 40\text{m/min}$ ein. Der Parameter der Finish-Leistung zeigt auch bei der Variation der Schnittgeschwindigkeit das Abtragsoptimum und das Selbstschärfevermögen auf.

5. Zusammenfassung zur Prozessauslegung und Prozessüberwachung

Zusammenfassend ist das Verhalten der Finish-Leistung in Bezug zur Durchmesserreduktion und das Schleifverhältnis über die äquivalente Spannungsdicke im Bild 11 dargestellt. Dazu wurden die Ergebnisse aus den Versuchsreihen zur Analyse der Anpresskraft, Oszillationsfrequenz, und der Schnittgeschwindigkeit herangezogen. Es ist ersichtlich, dass mit zunehmender Spannungsdicke der Abtrag ansteigt und das Schleifverhältnis reduziert wird. Ab einer Spannungsdicke von 30nm kann eine prozesssichere Bearbeitung mit einer Durchmesserreduktion $x_{\theta} \geq 7\mu\text{m}$ eingestellt werden. Das eingesetzte Werkzeug (Tyrolit 89A400-45V83T3) lässt bei einer weiteren Erhöhung der Spannungsdicke keine Steigerung des Abtrags zu. Auch das Schleifverhältnis zeigt ab einer Spannungsdicke von 30nm einen konstanten Verlauf. Dies lässt darauf schließen, dass das Schneidkorn bei dem eingesetzten Werkzeug ab einer Spannungsdicke von ca.30nm ausbricht und die Selbstschärfung eintritt. Die Finish-Leistung und der Kehrwert der Finish-Leistung zeigen einen proportionalen Verlauf zur Durchmesserreduktion und dem Schleifverhältnis auf.

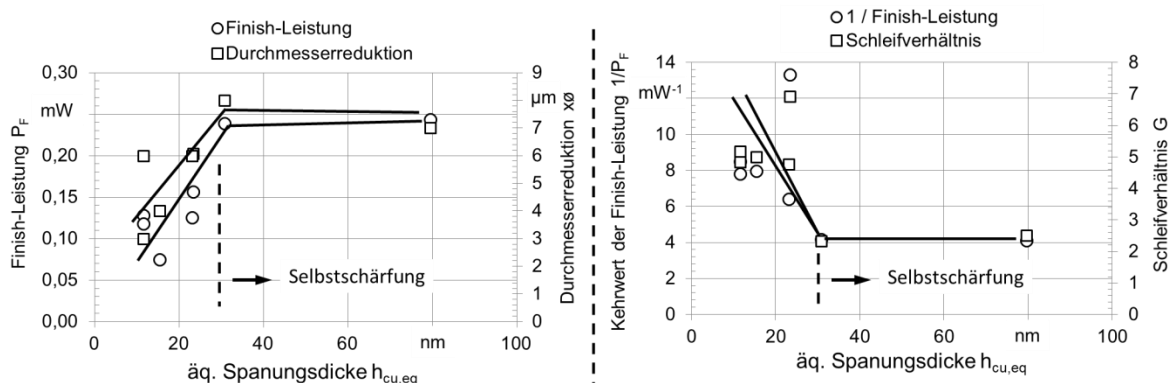


Bild 11: Einfluss der Finish-Leistung P_F

Die Untersuchungen zeigen, dass durch die Analyse und Auswertung der Prozessgrößen Tangentialkraft und Vorschubgeschwindigkeit mit der Ermittlung der Finish-Leistung das Abtragsverhalten und das Selbstschärfevermögen vorhergesagt sowie die Leistungsfähigkeit der gewählten technologischen Einstellungen bestimmt werden kann. Die Prozessgrößen lassen auf das Bearbeitungsergebnis schließen und machen eine Prozessauslegung in kürzester Zeit möglich. Die Finish-Leistung kann als Indikator zur Prozessauslegung eingesetzt werden.

Erfolgt die Messung der Prozessgrößen Tangentialkraft und Vorschubgeschwindigkeit sowie die Ermittlung der Finish-Leistung während der Serienbearbeitung kann bei dem vorliegenden Gesamtsystem mit einer Grenzwertfestlegung von beispielsweise $P_F = 0,24\text{mW}$ eine In-Prozessüberwachung umgesetzt werden.

Literaturverzeichnis

- [Aza12] Azarhoushang, B.; Tawakoli, T. & Jandaghi, N.: Band- und Stein-Superfinishing von zylindrischen Präzisionsbauteilen, in "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung 2012", Tawakoli, T., Hochsch. Furtwangen Abt. Villingen-Schwenningen, Villingen-Schwenningen, 2012
- [Cha03] Chang, S. H.; Farris, T. N. & Chandrasekar, S.: Experimental characterization of superfinishing, in "Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers - Journal of Engineering Manufacture", 217, S. 941–951, 2003
- [DIN03] DIN 8589 T14: Fertigungsverfahren Spanen - Teil 14: Honen; Einordnung, Unterteilung, Begriffe, DIN, Beuth Verlag, Berlin, (2003-09)
- [Giw03] Giwerzew, A.: Spanbildungsmechanismen und tribologisches Prozeßverhalten beim Schleifen mit niedrigen Schnittgeschwindigkeiten, Shaker, Aachen, 2003
- [Gol16] Goldau, H.; Stolze, R.; Genz, B. & Petzold, M.: Die Integration von Finishprozessen auf CNC-Bearbeitungszentren, in "11. Seminar "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung"", Azarhoushang, B., Vulkan, S. 21/1-21/10, 2016

- [Gol14] Goldau, H.; Stolze, R. & Tute, T.: Sensitive Fertigungstechnik – Basis für innovative Finishverfahren, kurze Prozessketten und neue Produkte, in "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung 2014", Tawakoli, T., Vulkan-Verlag, Villingen-Schwenningen, S. 12, 2014
- [Hah13] Hahmann, W.-C.: Innovative Ansätze zur Finishbearbeitung von Funktionsoberflächen, Dissertation, TU Braunschweig, Vulkan-Verlag, Essen, 2013
- [Hil19] Hildebrandt, O.: Ein Verfahren unterstützt die Mobilität der Zukunft, in "WB Werkstatt + Betrieb", 3, S. 48–50, 2019
- [Khe13] Khellouki, K.; Rech, J. & Zahouani, H.: Energetic analysis of cutting mechanisms in belt finishing of hard materials, in "Proc IMechE Part B: Journal of Engineering Manufacture", S. 1409–1413, 2013
- [Kli15] Klink, U.: Honen - Umweltbewusst und kostengünstig Fertigen, Carl Hansa Verlag, München, Wien, 2015
- [Klo18] Klocke, F.: Fertigungsverfahren 2: Zerspanung mit geometrisch unbestimmter Schneide, Springer Berlin; Springer Vieweg, Berlin, 2018
- [Pau08] Paucksch, E.; Holsten, S.; Linß, M. & Tikal, F.: Zerspantechnik: Prozesse, Werkzeuge, Technologien, Vieweg+Teubner Verlag / GWV Fachverlage, Wiesbaden, Wiesbaden, 2008
- [Put95] Puthanangady, T. K. & Malkin, S.: Experimental investigation of the superfinishing process, in "Wear", 185, 1-2, 1995
- [Sch11] Schibisch, D. M. & Friedrich, U.: Superfinish-Technologie: Feinste Oberflächen für höchste Präzision, Verlag Moderne Industrie, Landsberg/Lech, 2011
- [SKF17] SKF: Digitale Transformation in vollem Gange: SKF treibt smarte Fertigung voran, Göteborg, Schweinfurt, 18.07.2017
- [Sto17] Stolze, R.: Methoden der Prozessführung für das Planfinishen durch Dreh-Seiten-Querschleifen, Shaker, Herzogenrath, 2017
- [Thi18] Thielenhaus Technologies GmbH: BearingStar - Innovation in der Präzisions-, <https://www.thielenhaus.com/images/brochures/bearingstar/BearingStar-2014-DE.pdf>, 2018

Bearbeitung einer gekoppelten Knieendoprothese durch die kombinierte Finishtechnologie auf einem mehrachsigen CNC-Bearbeitungszentrum

M.Sc. Tobias Tute ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Harald Goldau ¹⁾, M.Sc. Arvid Goldau ¹⁾, M.Sc. Erik Lewin ¹⁾, M.A. Carlo Bzdok ¹⁾,

¹⁾ Institut für Maschinenbau, Hochschule Magdeburg-Stendal, Deutschland, www.h2.de, +49 391 886 4410

Zusammenfassung

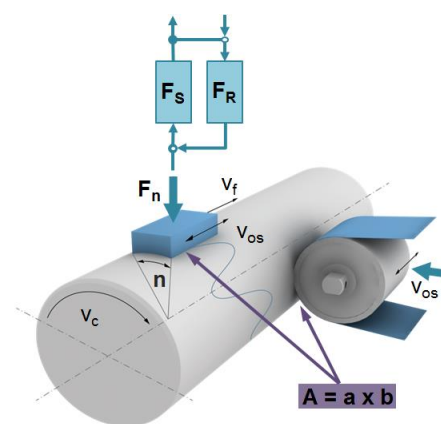
In diesem Beitrag wird das Microfinishen als kombinierte Bearbeitung für herkömmliche CNC-Bearbeitungszentren zum Drehen, Fräsen und Schleifen vorgestellt. Die neu entwickelte KombiFin-Technologie basiert auf dem Einsatz moderner Kraftmesstechnik, eines embedded System zur Signalauswertung und starren Werkzeugkomponenten. Die KombiFin-Technologie ermöglicht die Bearbeitung neuer Bauteilsortimente und wird den neuesten qualitativen wie quantitativen Anforderungen der Industrie gerecht. Als Anwendungsbeispiel für die neue KombiFin-Technologie, wird die Bearbeitung der Seitenwände einer gekoppelten Knieendoprothese gezeigt.

Schlüsselwörter: Microfinishen, Feinstschleifen, Kombinationsbearbeitung, Medizintechnik, Knieendoprothese

1. Einleitung

Ein Oberflächenfeinstbearbeitungsverfahren wie das Microfinish wird genutzt, um an Bauteilen und Komponenten Funktionsflächen zu erzeugen, welche im Betrieb kritischen Belastungen ausgesetzt sind. Bis dato wurden diese Funktionsflächen vor allem auf Sondermaschinen hergestellt, die ausschließlich in der Großserienproduktion eingesetzt werden. Die Motivation besteht darin, auf modernen CNC-Bearbeitungszentren (Fräs-, Dreh- und Schleifmaschinen) eine wirtschaftliche Kombination aus Vor- und Endbearbeitung zu etablieren. Hierdurch bekommen auch kleine Unternehmen den Zugang zu dieser Technologie und können ihre Produkte in einem neuen Qualitätsstandard anbieten. Das klassische Finishen, oft auch als Superfinish, Microfinish oder Kurzhubhonen bezeichnet, wird mit relativ weichen Werkzeugsystemen realisiert, die von einer vorgegebenen Werkstückoberflächeengeometrie geführt werden [1].

1	Flächenkontakt zwischen Werkzeug und Werkstück $A = a \times b$
2	Wirkgeschwindigkeit entsteht durch überlagerte Schnittbewegungen Rotation v_c + Vorschubgeschw. v_f + Oszillation v_{os}
3	radiale Zustellung erfolgt kraftgeregelt über die Normalkraft F_n bestehend aus (Sollkraft F_s + Regelkraft F_R)
4	Werkzeug: Stein oder Band konstantes Schneidverhalten über alle Werkstücke
5a	Werkzeug: Stein sehr feinkörnig – weiche Bindung
5b	Werkzeug: Band sehr feinkörnig – kontinuierlicher Bandvorschub oder Bandtaktung



Superfinish/Microfinish + Innovation

3D-sensorische Prozessführung starrer Finishkomponenten auf Standard CNC-Werkzeugmaschinen

Bild 1: technologische Eigenschaften des Kurzhubfinishens

Die neuartigen Finishsysteme im KombiFin-Prozess besitzen starre Komponenten, die durch eine sensorische Prozessführung den Feinschleifprozess realisieren. Die resultierende Schnittgeschwindigkeit beträgt 1 – 5 m/s. Das Werkzeug wird mit einer definierten Kraft auf das Werkstück gedrückt. Die Normalkraft variiert in Abhängigkeit von den technischen und technologischen Größen der Werkstoff-Schneidstoff-Paarung zwischen 1 – 5 N/mm² [2].

Die Werkzeuge arbeiten gemäß den neu entwickelten Technologien in einem konstanten Prozessfenster der Selbstschärfung. Ein Anformen der Werkzeuge zum Prozessbeginn, möglichst in der Maschine, ist anzustreben. Werkzeug und Werkstück berühren sich flächenhaft. In Abhängigkeit vom verwendeten Werkzeug ist eine weitere Unterteilung in Stein- und Bandfinishen möglich (siehe Bild 1). Im Gegensatz zum Schleifwerkzeug besitzt das Kornmaterial eine feinere Struktur und es werden weichere Bindungen eingesetzt. Als Kornmaterialien kommen konventionelle Kornwerkstoffe aber auch Superschleifkörnungen wie Diamant und CBN zur Anwendung. Wesentliche Merkmale des Kurzhubfinishens sind in Bild 1 zusammengefasst. Im Vergleich zum bekannten Superfinish bzw. Microfinish-Verfahren setzt die KombiFin-Technologie neue Maßstäbe in der Feinstbearbeitung. Es kommen starre Systemkomponenten mit Federsteifigkeiten zwischen 20 bis 100 N/μm zur Anwendung, die eine sensorisch kraftgeregelte Prozessführung gestatten. Diese Systeme verfügen über eine Anschnitterkennung, lassen Aussagen zum Schneidverhalten sowie zum Verschleißverhalten der Werkzeuge zu und erfassen zusätzlich In-Prozessgrößen zur Qualitätskontrolle. Beispiele hierfür sind der aktuelle Durchmesser bzw. die Länge eines Bauteils. Weiter erlauben sie Aussagen über Abweichungen wie den Rund- oder Planlauf.

Durch die Integration der sehr kleinen und auch leichten sensorisch geführter Finisheinheiten in moderne CNC-Bearbeitungszentren zum Drehen, Fräsen und Schleifen werden die Verfahrensgrenzen durch die KombiFin-Technologie wesentlich in Richtung Präzisionsprozesse verschoben. Auf einer Drehmaschine lassen sich durch die Verfahrenskombination hochproduktiv Toleranzgrenzen im Bereich kleiner IT5 realisieren (siehe Bild 2). Begünstigt wird dies, durch die Bearbeitung in einer Aufspannung. Weiter lassen sich die verschiedensten Formelemente wie plane, zylindrische, kegelige oder sphärische Oberflächen, auch im unterbrochenen Schnitt, herstellen [3, 4, 5].

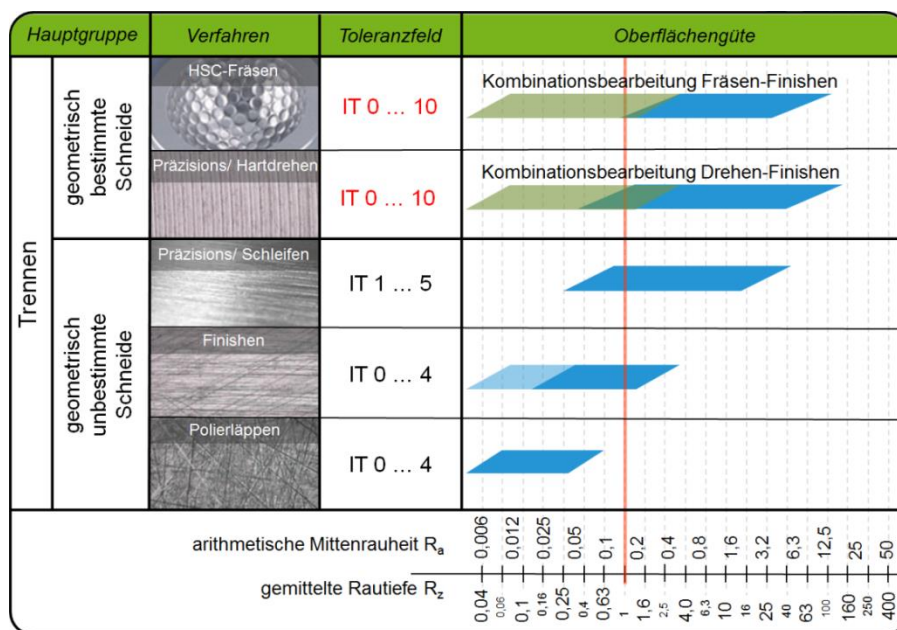


Bild 2: Erweiterte Qualitätsgrenzen durch KombiFin-Technologien beim Drehen und Fräsen

Die Umsetzung der KombiFin-Technologie auf Standard-CNC-Maschinen benötigt konkrete Anpassungen am Gesamtsystem Werkzeugmaschine-Spanntechnik-Werkstück-Werkzeug (siehe Bild 3). Wichtige Maßnahmen sind die Integration von Sensorik und Aktorik sowie die Anpassung der Programmier- und Auswertesoftware, um das sensorisch geführte Finishwerkzeug betreiben zu können. Diese Technologie ist grundsätzlich nur mit Zerspanungshilfsstoff umsetzbar. Bei Präzisionsprozessen mit sehr hohen Anforderungen an die Oberflächenqualität ist Öl als Hilfsstoff die erste Wahl. Eine Feinfiltration des Zerspanungshilfsstoffes wird notwendig [5].

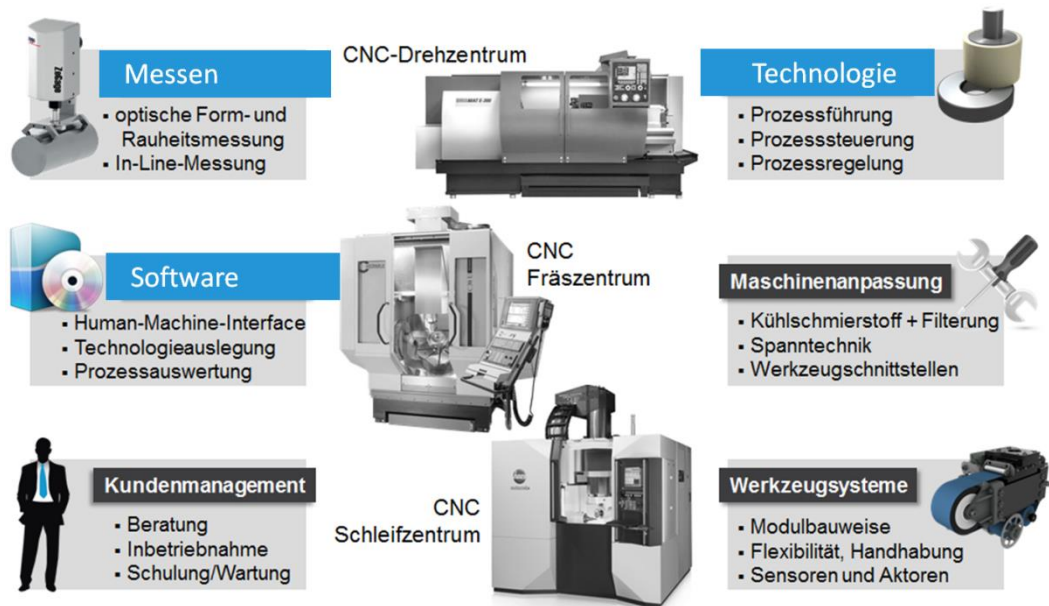


Bild 3: Bausteine der KombiFin-Technologie

Für den Finishprozess muss ein hochdynamischer kraft geregelter Bearbeitungsprozess umgesetzt werden. Bei konventionellen Systemen realisieren pneumatische Systeme das Andrücken der Werkzeuge. Das KombiFin-Verfahren nutzt elektrische Signale von Piezo-Kraftsensoren zur Prozessregelung. Diese Signale werden im Systemtakt in die Steuerung eingelesen und bewertet. Die „fühlende Werkzeugmaschine“ kann sehr sensibel technologische Prozesssituationen erfassen. Durch zugeschnittene Auswertelgorithmen lassen sich die verschiedenen Zustände bewerten und auf Anomalien reagieren. Die Sensoren zur Aufnahme der Zerspankraftkomponenten können sowohl direkt am Werkzeug, am Werkzeugrevolver bzw. an der Spindelaufhängung oder am Maschinentisch angebracht werden. Die Auflösung der Systeme sollte jedoch im Bereich von 0,1 N bis 1 N, je nach Anwendungsfall, liegen [6]. Die Signalbearbeitung und -aufbereitung erfolgt außerhalb der Maschine über einen Mikrocontroller. Diese Mikrocontroller-Einheit kommuniziert mit der Maschinensteuerung über digitale sowie analoge Ein- und Ausgänge (Bild 4). Die Berechnung der Regelalgorithmen wird dadurch nicht durch die Maschinensteuerung durchgeführt, was diese deutlich verlangsamen würde.



Bild 4: Kraftsensorik als wesentliche Voraussetzung für die KombiFin-Technologie

Eine Zuordnung der geeigneten Werkzeug-Schneidstoff-Paarung zum jeweiligen Anwendungsfall kann durch Erfahrungswerte oder besser noch durch eine systematische Ermittlung des Selbstschärfbereiches eines Werkzeuges ermittelt werden. Der Bereich der Selbstschärfung ist die Basis für eine spätere Technologieauslegung.

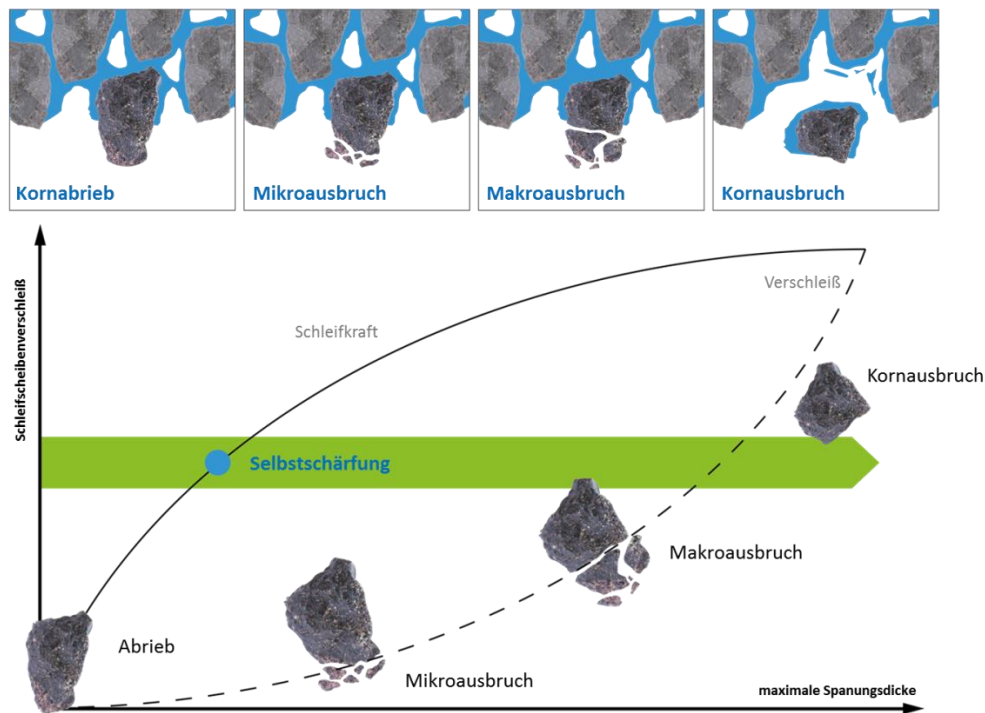


Bild 5: Zusammenhang zwischen Schleifkorneingriff, resultierender Schleifkraft und Verschleißart

Bei mehrphasigen Finishprozessen wechseln die Anforderungen an das Schneidverhalten eines Schleifwerkzeuges von der Schruppphase über die Schlichtphasen bis hin zu den Polierphasen. Eine gezielte Steuerung des Schneidverhaltens kann nur dann realisiert werden, wenn die auftretenden Verschleiß- und Zerspanungsmechanismen bekannt sind und daraus für eine vorliegende Werkstoff-Schneidstoff-Formelement-Paarung eine anwendungsbezogene Technologie abgeleitet wird [7]. Das Bild 5 zeigt den bekannten Zusammenhang zwischen den Schleifkorneingriffsverhältnissen, hier die Spannungsdicke h_{cu} und der resultierenden Schleifkraft sowie den auftretenden Verschleißarten am Schleifkorn [8]. Die praktische Ermittlung dieses Zusammenhangs für jede zu betrachtende Werkstoff-Schneidstoff-Formelement-Paarung wird über eine speziell entwickelte Kennlinie realisiert. Diese wurde für das Planfinishen erarbeitet und ist auf andere Finishverfahren übertragbar [6].

2. Einsatz der KombiFin-Technologie am Beispiel einer Knieendoprothese

Der primäre Grund für den Einsatz einer künstlichen Knieendoprothese liegt in dem fortgeschrittenen Verschleiß der knorpelüberzogenen Gelenkflächen. Ziel einer künstlichen Knieendoprothese ist demnach die Wiederherstellung der Schmerzfreiheit sowie das Ermöglichen der Bewegungsfreiheit des Patienten [9]. Der künstliche Ersatz der Kniegelenke ist neben den Hüftgelenken der zweithäufigste Einsatzbereich für orthopädische Implantate. Im Jahr 2017 wurden in Deutschland ca. 179.200 Erstimplantationen von Knieendoprothesen durchgeführt. Mit steigender Anzahl eingesetzter Implantate ist auch ein kontinuierlicher Anstieg der Revisionsoperationen zu verzeichnen. Im Jahr 2017 mussten ca. 20.200 Revisionsoperationen von Knieendoprothesen durchgeführt werden [10]. Revisionsoperationen werden immer dann nötig, wenn es zu Lockerungen, Infektionen oder zu Defekten an den Kunststoffkomponenten kommt. Häufig muss bei Revisionsoperationen, zur Fixierung des Revisionskniees, dem natürlichen Gelenk weiteres Knochenmaterial entnommen werden. Dabei wird oft so viel Knochen entfernt, dass die Kreuz- und Seitenbänder nicht mehr genutzt werden können [11]. Um das Gelenk zu stabilisieren, übernimmt ein gekoppeltes Revisionsknie mittels eines Scharniergelenkes die Funktionen des Bandapparates (siehe Bild 6).



Bild 6: Komponenten einer gekoppelten Knieendoprothese

Vor diesem Hintergrund ist eine Fertigung der Implantate mit höchsten Genauigkeiten und Qualitäten zwingend notwendig. Insbesondere die Seitenwände der Gelenk- bzw. Scharnierbuchse, die in ihren Funktionsanforderungen wie hochbelastete Gleitlager einzustufen sind, müssen planparallel zueinander verlaufen und sehr gute Reibeigenschaften aufweisen. Die Bearbeitung dieser innen liegenden Funktionsflächen erfolgt nach dem gegenwärtigen Stand der Technik nur in einer wirtschaftlich nicht effizienten Prozessfolge und in unzureichender Qualität. Ein Revisionsimplantat durchläuft dabei die in der Tabelle 1 zusammengefassten Prozessschritte. Der Großteil der Prozesskette setzt sich aus Schleif- und Gleitschleifoperationen zusammen. Ein wesentlicher Kostenfaktor ist die händische Bearbeitung der innenliegenden Seitenwände mittels eines stationären Bandschleifers. Grund für die aufwendige Handbearbeitung sind hohe Formabweichungen nach der Fräsbearbeitung der innenliegenden Seitenwände. Durch die Schwenkinematik beim Fräsen kommt es zu einem Umkehrpunkt in der Mitte der Boxwand und somit zu einer Änderung der Eingriffsverhältnisse. Es entsteht eine Vertiefung und die gesamte restliche Fläche muss auf das so entstandene Niveau abgetragen werden (siehe Bild 7).

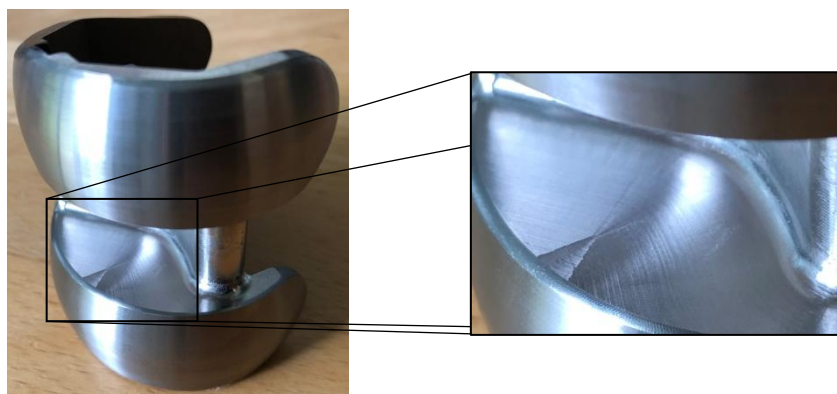


Bild 7: Frässpur am Umkehrpunkt der Seitenwand

Die Produktionsergebnisse nach der aktuellen Prozesskette unterliegen somit großen Qualitätsschwankungen, u. a. bedingt durch Einflüsse der händischen Nachbearbeitung. Diese Hand-Polierprozesse sind in ihrer Ausführung unspezifisch. Weiterhin stellt sich im Hinblick auf die Funktion des Knieimplantates und vor allem in Bezug auf den Einsatzort im menschlichen Körper die Prozess- und Qualitätskontrolle als unzureichend dar, d. h. die Stabilität und Effektivität der Prozesse ist nicht ausreichend. Die so gefertigten Implantate weisen gerade im sog. Einlaufprozess selbst bei normalen Bewegungsabläufen der Patienten einen hohen Verschleiß auf, welcher infolge eines mechanischen Abriebes, biochemischen Reaktionen und weiteren Mechanismen zu einer ungenügenden Standzeit sowie zu Entzündungen führen kann [12].

Tabelle 1: Prozessschritte zur Fertigung der Femurkomponente eines gekoppelten Revisionskniees

	Prozessschritt	Zeit [min]	Bemerkung
Vorbearbeitung	Schleifen	15	Kondylen
	Fräsen	20	Berandung/ Innenkontur/ Boxwände/ Boxboden
Endbearbeitung	Schleifen der Innenkontur	45	Boxwände (händisch)
	Gleitschleifen Stufe I	60	Stufe I dient dem Entgraten
	Gleitschleifen Stufe II	60	Stufe II zur Reduzierung der Oberflächenrauheit
	Gleitschleifen Stufe III	40	Stufe III zum Erreichen der Zielrauheit $R_a < 0,05\mu\text{m}$

2.1 Versuchsaufbau zur automatisierten Bearbeitung der Seitenwände an gekoppelten Revisionsknieen

Für die Durchführung der Bearbeitungsversuche konnten Dummyknie eines Schleifmaschinenherstellers genutzt werden. Die Dummyknie besitzen die klassischen Merkmale eines gekoppelten Revisionskniees mit sog. Boxwänden und Boxboden (siehe Bild 6). Ausgangszustand ist demnach ein Gussrohling aus CoCr29Mo nach ISO 5832-4. Das Knie wird in einer individuellen Kniespannvorrichtung aufgenommen. Die verwendete Maschine ist ein 5-Achsen-Schleifbearbeitungszentrum vom Typ Haas Multigrind CA (siehe Bild 8 links).

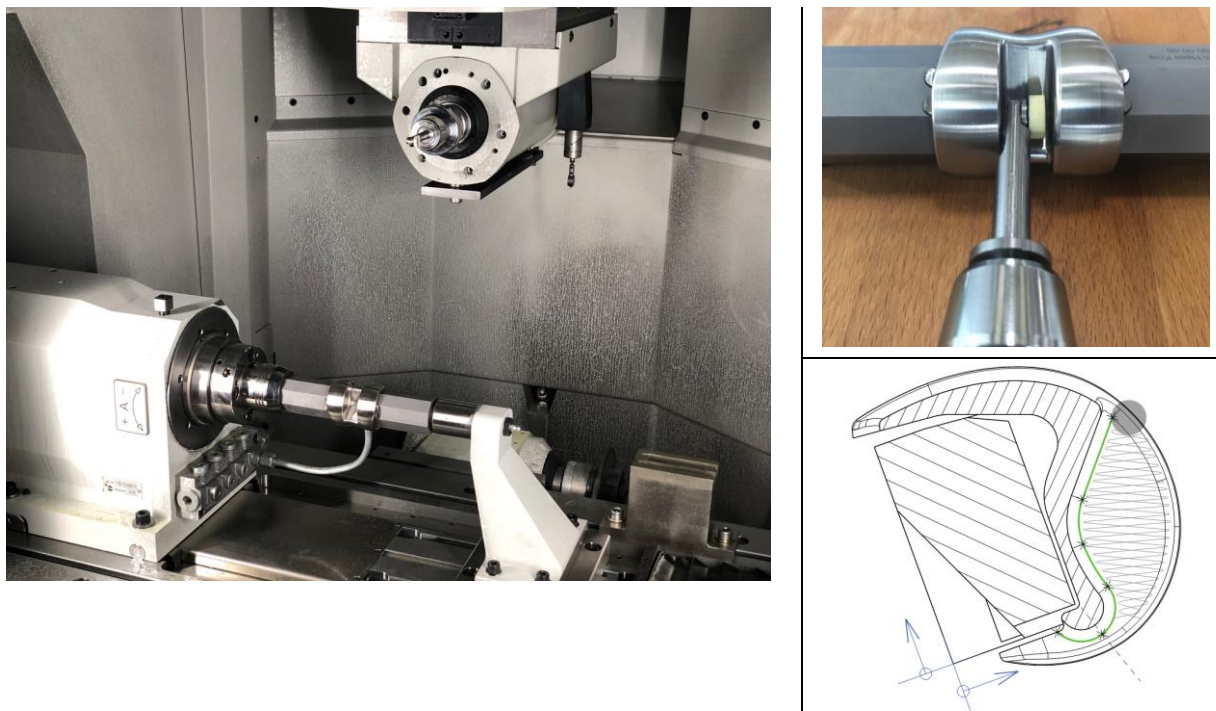


Bild 8: Versuchsaufbau in der Maschine (links), Werkzeug in der Kniebox (oben rechts), zu bearbeitende Seitenwand (unten rechts)

Zunächst erfolgt die Schleifbearbeitung der Kondylen (Laufflächen auf der Oberseite) und anschließend die Fräsbearbeitung der Knieberandung sowie der innen liegenden Boxwände. Das Knie bleibt während der gesamten Bearbeitung in einer Aufspannung. Für die abschließende Finishbearbeitung der Seitenwände muss das Dummyknie neu ausgerichtet werden, um die Zugänglichkeit des Werkzeuges zu gewährleisten. Für alle Bearbeitungsoperationen wird eine 4 %ige wasserbasierte Emulsion verwendet. Die zu erzielende Rauheit, orientiert sich an die der Fräsbearbeitung und liegt etwa bei einem Rauheitswert von $R_z 1,5\mu\text{m}$. Demzufolge kann ein Honstein mit einer Korngröße von 100 bis 320 mesh (nach FEPA F) eingesetzt werden. Die für das Microfinishen relativ große Korngröße begünstigt die Schmierung mit einer Emulsion, in der Regel kommen Honöle zum Einsatz. In Bild 8 oben rechts ist der Werkzeughalter mit aufgeklebten Honstein in der Kniebox zu

sehen. Die nutzbare Belagdicke des Schleifsteines liegt bei ca. 5 mm. Der Durchmesser ist abhängig von der Kontur im Boxboden und in diesem Fall auf 12,7 mm begrenzt. In Bild 8 unten rechts ist ein Schnitt durch das Dummyknie dargestellt. Die grüne Kurve entspricht dem Pfad am Boxboden, welche zusätzlich von einer oszillierenden Bewegung überlagert wird. Der Oszillationsweg ist über die Kontur variabel gestaltet, da sich sonst der Honstein aufgrund unterschiedlicher Eingriffsverhältnisse ungleichmäßig abnutzen würde. Der Prozess wird über die Regelung der Anpresskraft (Schleifnormalkraft) geführt, die zuvor in Kurzzeitversuchen an einem äquivalentem Implantatstahl ermittelt wurde. Die Ermittlung der idealen Bearbeitungsparameter garantiert im Prozess das Freischneiden des Werkzeuges (siehe Bild 5 oben).

Der Prozessablauf sieht zunächst die Ausrichtung des Knies mithilfe des Maschinenmesstasters vor. Anschließend wird das Honwerkzeug in die Mitte der Boxwand positioniert. Durch die integrierte Kraftsensorik in der Maschine erfolgt das Aufbringen der entsprechenden Bearbeitungskraft. Hierdurch wird die Berücksichtigung des relativ hohen Schneidstoffverschleißes in Form einer Verschleißkompensation, wie sie bei herkömmlichen Schleifoperationen üblich ist, hinfällig. Die Antastgeschwindigkeit beträgt 15 mm/min. Nach Erreichen der Antastkraft beginnt der eigentliche Bearbeitungsprozess mit einer Dauer von 42 Sekunden. Aufgrund des hohen Verschleißes des Schleifwerkzeuges muss in den ersten Bearbeitungen die abgetragene Materialdicke messtechnisch ermittelt werden. Die Breite der Boxnut (Abstand beider Seitenwände zueinander) kann mithilfe des Maschinenmesstasters ermittelt werden. Ist eine Boxwand fertig bearbeitet wird das Werkzeug in der Hauptspindel um 180 Grad gedreht, um die zweite Boxwand analog zu bearbeiten.

Für die Finishbearbeitung müssen die Grundsätze aus Bild 1 gewährleistet werden. In der folgenden Tabelle 2 sind die wesentlichen Bearbeitungsparameter der Finishbearbeitung zusammengefasst.

Tabelle 2: verwendete Bearbeitungsparameter

Bearbeitungsparameter	Wert	Einheit	Sonstiges	
Flächenpressung	1,9	N/mm ²	Kühlschmierstoff	Emulsion 4%
Oszillationsweg	1.5 bis 11	mm	Werkzeug	89A 100 45V83 Tyrolit /Edelkorund, keramische Bindung
Oszillationsfrequenz	4	Hz		
Konturvorschub	150	mm/min		
Bearbeitungszeit	42	s	Werkzeugmaße	Ø 12,7 mm

2.2 Ergebnis der Boxwandbearbeitung

Der Honstein wurde vor jeder neuen Bearbeitung an einem Diamantabrichter zurückgesetzt. Weiter wurde der Abrichter genutzt, um den Honstein zu konturieren, da nicht die volle Fläche des Steins ständig im Eingriff ist. Somit konnte eine ungleichmäßige Anformung des Honsteins und ein ungewolltes Abdrängen des Steines vermieden werden. In Bild 9 rechts ist der Messschrieb zur Ermittlung der Geradheitsabweichung vom Boxboden (tiefster Punkt) bis hin zur Kondylenfläche (höchster Punkt) zu sehen. Die blauen Sternchen in dem Messschrieb markieren den Übergang von der Boxwand zum Boxboden, stellen demnach also keine relevante Abweichung dar. Der Schrieb entspricht dem Oszillationsweg an dieser Stelle und zeigt, dass das Werkzeug über die gesamte Bearbeitungsdauer einen gleichmäßigen Abtrag geleistet hat. Die Messstelle stellt gleichzeitig die kritische Region während der Fräsbearbeitung dar. Bild 9 links zeigt den Endbearbeitungszustand nach dem Microfinishen.

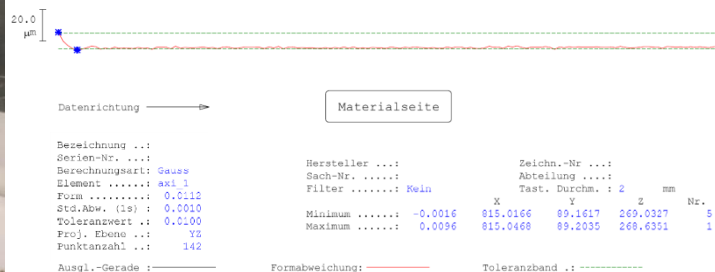


Bild 9: bearbeitete Seitenwand (links), Geradheitsabweichung nach der Finishbearbeitung

Ein weiteres Qualitätskriterium nach der Finishbearbeitung ist die erzielte Oberflächenrauheit. Die endgültige Oberflächenbeschaffenheit erhält die Knieprothese durch die nachgeschalteten Gleitschleifprozesse. Wie oben

bereits erwähnt, wurde eine Rauheit R_z von etwa $1,5 \mu\text{m}$ angestrebt. Hierdurch entsteht ein größerer Spielraum bei der Werkzeugauswahl und den möglichen Korngrößen. Das folgende Bild 10 zeigt die Oberflächentopographie nach einer Bearbeitungszeit von 42 Sekunden mit einem 100 mesh Edelkorundstein in keramischer Bindung. Typisch ist der ausgeprägte Kreuzschliff welcher durch die Bewegungsüberlagerung entsteht.

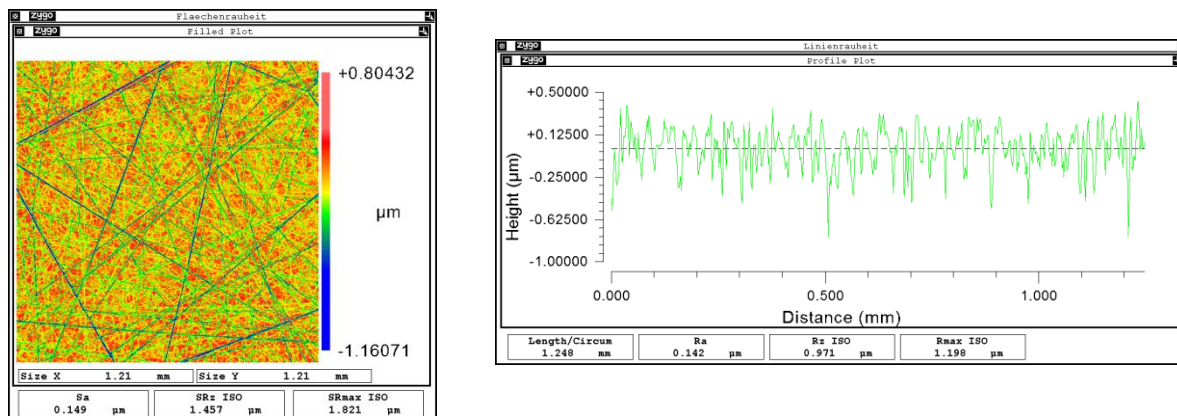


Bild 10: Flächenhafte Rauheitsmessung (links), Ebenheit der Boxwand (rechts)

Für die Vermessung der Oberflächenrauheit wurde das Knie aufgrund der mangelnden Zugänglichkeit entlang der Symmetrielinie aufgetrennt und mit einem Weißlichtinterferometer vom Typ Zygo NewView 6300 vermessen.

3. Zusammenfassung

Diese neuartigen, effektiven und prozesssicheren Bearbeitungsstrategien, Technologien und Werkzeugsysteme bieten eine Vielzahl an Vorteilen und Möglichkeiten. Kombinationsprozesse Drehen, Fräsen-Finishen sind auf CNC-Standardmaschinen effektiv umsetzbar. Schleiftechnologien sind teilweise ersetzbar. Die mit der Kombi-Fin-Technologie erreichbaren Ergebnisse entsprechen mindestens den Qualitätsansprüchen bekannter Finishprozesse auf Sondermaschinen. Eine wesentliche Voraussetzung zur Prozessführung und zur Ermittlung sensibler Prozessdaten wird durch die Integration von industrietauglicher Kraftsensorik und Prozessmesstechnik in Werkzeugmaschinen erreicht. So entsteht aus der Kombination CNC-Werkzeugmaschine, starres Werkzeugsystem und Kraftsensorik ein servoelektrisch-kraft geregelter Bearbeitungsprozess. Mehrachsig kraftgeregelte Finishprozesse ermöglichen zusätzlich eine definierte Beeinflussung der Form und der Abmaße von Bauteilen in engsten Toleranzen.

Für das gezeigte Beispiel des gekoppelten Revisionsknies liegen neben den qualitativen Anforderungen an das Bauteil die größten Interessen der Hersteller in der Einsparung der Handarbeitsprozesse, welche mit einer Dauer von etwa 45 Minuten pro Knie einen wesentlichen Teil der Prozesskette ausmachen. Da die Finishbearbeitung unmittelbar im Anschluss an die Schleif- und Fräsoptionen in der Maschine erfolgen kann, werden weitere Nebenzeiten reduziert. Weiter kann der Finishprozess in diesem Fall als einstufige Schrupphase ausgelegt werden, da lediglich die gleiche Rauheit wie nach dem Fräsen erreicht werden muss. Für beide Boxwände ergibt sich demnach eine Bearbeitungszeit der Finishoperation von unter zwei Minuten.

Die hier gezeigte Bearbeitungsstrategie lässt sich auf eine große Anzahl verschiedenster Knieendoprothesen diverser Hersteller anwenden. Für das individuelle Knie ist lediglich die Größe des Honsteines und eventuell der Steinhalter anzupassen, um die Zugänglichkeit in der Kniebox zu gewährleisten.

Literaturverzeichnis

- [1] Goldau, H.; Petzold, M.; Stolze, R.; Genz, B.: Die Integration von Finishprozessen auf CNC-Bearbeitungszentren, in "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung", Azarhoushang, B., 11. Seminar "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung", Stuttgart, 03.05., S. 21/1 - 21/10, 2016
- [2] Schibisch, D. M.; Riese, O.: Plan-Superfinish - Neue Ansätze zur Optimierung der Maschinenverfügbarkeit und Reduzierung der Werkzeugkosten durch selbstregulierende Superfinishstrategien, Jahrbuch Schleifen, Honen, Läppen und Polieren, 63. Ausgabe, Essen, Vulkan-Verlag GmbH, 2007, pp. 406-21

- [3] Goldau, H.; Stolze, R.: Method for finishing workpiece surfaces, Hochschule Magdeburg-Stendal, 2014, WO2016/091248A1, DE102014018541B4, 2016
- [4] Goldau, H.; Genz, B.: Vorrichtung zum Rotationsfinishen von Werkstückoberflächen, Hochschule Magdeburg-Stendal, 2016, DE102016014515 (A1), 2018
- [5] Goldau, H.; Genz, B.: Vorrichtung zur Finishbearbeitung von Werkstückoberflächen, Hochschule Magdeburg-Stendal, 2015, DE102015010852 (A1), 2017
- [6] Stolze, R.: Methoden der Prozessführung für das Planfinishen durch Dreh-Seiten-Querschleifen, Dissertation, Berichte aus dem Institut für Fertigungstechnik und Qualitätssicherung Magdeburg, 43, Shaker Verlag, Aachen, 2017
- [7] Münch S.; Goldau, H.; Genz, B.: Dreh-Finish-Kombi reduziert Bearbeitungszeit um 43%, in "MM MaschinenMarkt", 27, S. 32–35, 2015
- [8] Goldau, H.; Stolze, R.; Tute, T.: Sensitive Fertigungstechnik – Basis für innovative Finishverfahren, kurze Prozessketten und neue Produkte, in "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung", Tawakoli, T., 10. Seminar "Moderne Schleiftechnologie und Feinstbearbeitung", Stuttgart, 15.05., Vulkan-Verlag, S. 12/1–12/21, 2014
- [9] Gärtig, E.: Der vordere Knieschmerz nach Endoprothesen Implantation in Abhängigkeit vom Design des Patellagleitlagers. Inaugural-Dissertation. Online im Internet 31.07.2019 <http://www-brs.ub.ruhr-uni-bochum.de/netahtml/HSS/Diss/GaertigEsther/diss.pdf>
- [10] Grimberg, A.; Jansson, V.; Liebs, T.; Melsheimer, O.; Steinbrück, A.: Endoprothesenregister Deutschland - Eine Initiative der Deutschen Gesellschaft für Orthopädie und Orthopädische Chirurgie, Jahresbericht 2017
- [11] n. n.: Revisionseingriff. online im Internet 29.07.2019 <http://www.klinikum.uni-muenchen.de/Orthopaedische-Klinik-und-Poliklinik/de/Orthopaedisches-Behandlungsspektrum/endoprothetik/knie/revisionen/index.html>
- [12] n.n.: Gelenkchirurgie, Endoprothetik und Revisionsendoprothetik – Zentrum für eine ärztliche Zweitmeinung. online im Internet 31.07.2019 <https://www.ukaachen.de/kliniken-institute/klinik-fuer-orthopaedie/fuer-patienten/orthopaedische-krankheitsbilder/gelenkchirurgie-endoprothetik-und-revisionsendoprothetik.html>

Optimierung des Widerstandspunktschweißens auf Basis einer Prozessdatenanalyse

M.Sc. M. Wohner¹⁾, M.Sc. N. Mitzschke¹⁾, M. Ullrich¹⁾, Prof. Dr.-Ing. S. Jüttner¹⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,

Kontakt: maximilian.wohner@ovgu.de, +49391/67-52436

Zusammenfassung

Konventionell werden Schweißbereichsdiagramme zur Bewertung und Optimierung der gewählten Schweißparameter verwendet. Da dieses Vorgehen mit einem hohen Versuchsaufwand einhergeht, wird eine Methodik benötigt, die den Aufwand signifikant verringern kann. Anhand einer Prozessdatenanalyse werden Kennwerte identifiziert, die eine effiziente Optimierung der geforderten Schweißkriterien ermöglichen. Am Beispiel einer kritischen Dreiblechverbindung aus dem Automobilbau wird das systematische Vorgehen zur Verbesserung der Schweißqualität aufgezeigt.

Schlüsselwörter: Datenanalyse, Prozessdaten, Widerstandspunktschweißen, Online-Prozessmessung, Steuerung

1 Einleitung

Das Widerstandspunktschweißen (*WPS*) ist eines der dominierenden Schweißverfahren in der automobilen Massenproduktion [1]. Wird exemplarisch ein Fahrzeug betrachtet, so sind durchschnittlich 2000 – 5000 Schweißpunkte vorhanden, bei denen Bleche mit unterschiedlichen chemischen Zusammensetzungen, Beschichtungen und Dicken gefügt werden [2, 3]. Hieraus ergeben sich stets neue Herausforderungen an das Widerstandspunktschweißen, wie beispielsweise dem Fügen von asymmetrischen Mehrblechverbindungen aus formgehärteten Bauteilen und anderen Fahrzeugkomponenten. Im Vergleich zu den konventionellen Zweiblechverbindungen kann es bei Mehrblechverbindungen zu einer vertikalen Verschiebung der Schweißlinie kommen, die mit einer ungenügenden Anbindung des dünnen Außenbleches einhergeht. Um dieser Problematik entgegenzuwirken, kann der Prozess des Widerstandspunktschweißens direkt durch die gewählten Schweißparameter, d. h. Schweißstrom, Schweißzeit und Elektrodenkraft beeinflusst werden [4]. Aus diesem Grunde ist es von großer Bedeutung diese Parameter gezielt auf die jeweiligen Werkstoffe und deren Beschichtungen abzustimmen, um somit eine Steigerung der Prozessstabilität zu erzielen. Im Allgemeinen erfolgt die Prozessparametrisierung mithilfe von Schweißbereichsdiagrammen, dessen Parameterfindung primär auf der Erfahrung des Anwenders basiert und mit einem hohen Versuchsumfang einhergeht [5]. Aufgrund der steigenden Ansprüche an Wirtschaftlichkeit und Qualität wird eine effiziente Methode zur Bewertung und Optimierung der vorgenommenen Parameteranpassungen in Sinne der Industrie 4.0 benötigt.

Das Ziel der nachfolgenden Veröffentlichung liegt in der Vernetzung der aufgezeichneten Prozessdaten mit der erzielten Schweißqualität. Zu diesem Zweck werden aus den aufgezeichneten Prozessgrößen signifikante Kennwerte abgeleitet, die eine systematische Optimierung und Beurteilung der Schweißparameter ermöglichen und somit den Versuchsumfang signifikant verringern. Am Beispiel einer kritischen Dreiblechverbindung aus dem Automobilbau wird die Methodik zur Optimierung der Prozessdaten aufgezeigt. Diese Methodik soll die Basis zur Konzeption eines Regelalgorithmus bilden, der eine Echtzeitsteuerung des Schweißprozesses realisiert.

2 Stand der Forschung

2.1 Methodik des Widerstandsschweißens

Die Grundlage des Widerstandspunktschweißens basiert darauf, dass sich stromdurchflossene Fügebauteile, aufgrund des elektrischen Widerstandes, bis zur Schmelztemperatur erwärmen. Bei ausreichender Erwärmung der Fügebauteile unter gleichzeitiger Krafteinwirkung werden die Fügepartner verbunden. Die freigesetzte Wärmeenergie (Q_{zu}) zwischen den Elektroden lässt sich nach dem jouleschen Gesetz bestimmen zu [6, 7]:

$$Q_{ZU} = \int_{t=0}^{t=t_s} I_s^2(t) R_g(t) dt. \quad (1)$$

Die zugeführte Wärme Q_{zu} ist eine Funktion des quadratischen Schweißstroms I_s und des Gesamtwiderstandes R_g , integriert über die Zeit des Stromflusses t_s (Schweißzeit). Einstellbare Parameter sind die Schweißzeit und der Schweißstrom, wohingegen sich der Gesamtwiderstand aus temperatur- und kraftabhängigen Einzelwiderständen zusammensetzt [6 bis 8]. Die Beurteilung der gewählten Prozessparameter erfolgt mittels Schweißbereichsdiagrammen, die aus der industriellen Sicht ein Maß der Stabilität des Schweißprozesses darstellen [9]. Zur Aufstellung des Schweißbereiches wird eine Punktfolge mit ansteigenden Stromwerten bei konstanter Schweißzeit und Elektrodenkraft geschweißt. Wenn ein vordefinierter Punktdurchmesser erreicht wird, ist die Mindestqualitätsanforderung, d. h. die untere Stromgrenze, erfüllt [5, 10]. Die obere Stromgrenze wird durch das Entstehen von Grenzflächenspritzern bestimmt. Aus der Differenz der unteren und oberen Stromgrenze wird der Schweißbereich ermittelt [5, 10].

2.2 Prozessdatenanalyse beim Widerstandspunktschweißen

Die Prozessdatenanalyse bildet die Basis für verschiedene Anwendungen beim Widerstandspunktschweißen, wie beispielsweise der Qualitätsüberwachung und dem adaptiven Regeln des WPS-Prozesses [11]. Hierbei werden Prozessgrößen benötigt, die mit der Linsenentwicklung korrelieren und somit eine Aussage über die erzielte Schweißqualität ermöglichen [11, 12]. Verschiedene Messgrößen können im Schweißprozess aufgezeichnet werden, wie beispielsweise die mechanischen Parameter (*Elektrodenbewegung, Elektrodenkraft*) und die elektrischen Parameter des Schweißprozesses (*Spannung, Strom, Widerstand und Energie*) [11, 13]. Eine exemplarische Gegenüberstellung von Störeinflüssen, welche durch die Messsignale detektiert werden, sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Tab. 1: Messgrößen und die damit beschreibbaren Störgrößen, in Anlehnung an [14, 15]

		Erfasste Messgröße					
		Elektrodenbewegung	Spannung	Strom	dyn. Widerstand	dyn. Leistung	Energie
Störeinflüsse	Stromschwankungen	+	+	+	+	+	+
	Nebenschluss	+	+		+	(+)	
	Elektrodenverschleiß	+	+		+	+	+
	Wärmeableitung	+					
	Spritzer	+	+	+	+	+	+
	schlechte Passung	+			+	+	
	Dickenveränderung	+	+	+	+	+	+
	Anzahl der Bleche	+	+	+	+	+	
	Veränderung d. Materials	+			+	+	

Ein plus (+) bedeutet, dass der Störeffekt mit der Messgröße erfasst werden kann

Eine Fülle von Informationen über die Linsenentwicklung sowie die auftretenden Störeinflüsse werden durch den dynamischen Widerstand, der Schweißleistung sowie der Elektrodenbewegung abgebildet [12, 14 bis 19].

Dynamischer Widerstand und Schweißleistung

Als dynamischen Widerstand wird der Quotient aus der Schweißspannung und dem Schweißstrom während des Schweißprozesses verstanden [20]. Die Schweißleistung wird durch die Multiplikation der Schweißspannung und des Schweißstromes berechnet. Sowohl der dynamische Widerstandsverlauf als auch die Leistung dienen zur Beurteilung der Linsenentwicklung, zum Detektieren von Schweißspritzern sowie als Qualitäts- und Regelgröße [14 bis 16].

Elektrodenbewegung

Die Elektrodenbewegung, welche mit der thermischen Ausdehnung des Schweißgutes korreliert, ist seit langem Gegenstand der Forschung zur Überwachung und Regelung des Schweißprozesses [11, 17, 18, 21]. Die ersten Ansätze zur Beurteilung der Schweißqualität basieren auf der maximalen Elektrodenbewegung sowie der anfänglichen Expansionsrate des Schweißgutes [17, 18]. Dieses diente als Grundlage zur Entwicklung

unterschiedlicher Qualitäts- und Regelsysteme, welche die Elektrodenbewegung und -geschwindigkeit als Führungsgrößen verwenden [11, 14, 21, 22]. Durch den zeitlichen Verlauf des Elektrodenweges können Aussagen über die Linsenentwicklung, den Linsendurchmesser sowie dem Elektrodenverschleiß getroffen werden [11, 12, 17, 21, 23].

3 Experimentelle Untersuchungen

3.1 Vorgehensweise

Konventionell wird für jede Parametervariation ein Schweißbereich ermittelt, der aus 50-100 Schweißungen besteht. Aufgrund des hohen Versuchsaufwandes, bei der Optimierung der Prozessparameter, wird eine Methode benötigt, welche den Aufwand zur Parametrisierung signifikant verringern kann. Um dieser Anforderung gerecht zu werden, muss eine Korrelation zwischen den Prozesssignalen und der erzielten Schweißqualität hergestellt werden. Das Bild 1 zeigt das schematische Vorgehen der nachfolgenden Untersuchungen auf.

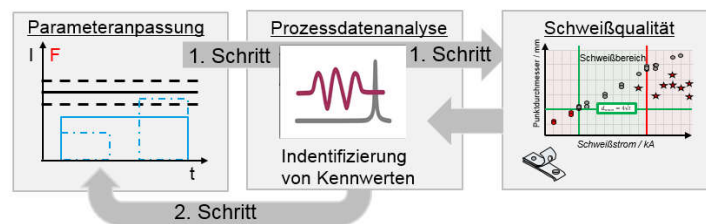


Bild 1: Schematische Darstellung der Vorgehensweise

Im ersten Schritt werden ein konventionelles Schweißbereichsdiagramm sowie eine Parametervariation mittels der statischen Versuchsplanung durchgeführt. Für jeden Schweißpunkt werden die Prozessdaten aus dem Abschnitt 3.3 erfasst. Im zweiten Schritt erfolgt die Korrelation zwischen der Schweißqualität und den Prozessdaten. Anhand der Identifikation von signifikanten Kennwerten soll eine effiziente Methode abgeleitet werden, welche die Schweißparameter analytisch optimieren kann und somit eine qualitätsgerechte Schweißung ermöglicht.

3.2 Verwendete Schweißanlage, Material und Methode

Verwendete Schweißanlage


Alle Schweißungen wurden an einer C-Ständeranlage mit magneticDRIVE® der Firma NIMAK GmbH durchgeführt. Zur Erzeugung des Schweißstromes agierte ein Mittelfrequenzgleichstrominverter, der ebenfalls die Konstantstromregelung (KSR) für jeden Schweißvorgang gewährleistete. Die Besonderheit der verwendeten Widerstandspunktschweißanlage lag in der Elektrodenzustellung und Krafterzeugung. Die Zustellung der oberen Elektrode erfolgte mittels Linearantrieb, wohingegen die eigentliche Krafterzeugung durch einen Elektromagneten realisiert wurde. Durch diese Technologie wird gewährleistet, dass die Anpresskraft der Elektroden sowie das Nachsetzverhalten während des Schweißvorganges dynamisch geregelt werden.

Material

Die Untersuchungen wurden an einer kritischen Dreiblechanordnung aus den Werkstoffen 22MnB5+AS150 (1.5528) und HX340LAD+Z100 (1.0933) durchgeführt. Der Austenitisierungsprozess des 22MnB5-Blechtes erfolgte bei einer Ofentemperatur von 930 °C und einer Verweildauer von 6 Minuten. Die anschließende Umformung (Presse) ermöglichte eine kontrollierte Abkühlung des Werkstoffes, welches zu einen vollständigen martensitischen Gefüge der Proben führte. In Tabelle 2 ist die gewählte Blechanordnung für die nachfolgenden Schweißversuche dargestellt.

Tab. 2: Untersuchte Materialdickenkombination sowie die Kontaktsituation vor dem Schweißen

Materialdickenkombination (MDK)		
Anordnung	Stahlbezeichnung	Blechdicke
Außenblech (B1)	HX340LAD	0,7 mm
Mittelblech (B2)	+Z100	1,5 mm
Verstärkung (B3)	22MnB5 +AS150	1,5 mm



Bei der dargestellten Materialdickenkombination (MDK) ist die Anbindung des dünnen Außenbleches (B1) kritisch. Es lässt sich darin begründen, dass zum einem das Blechdickenverhältnis B1:B2 einen Wert von 1:2,1 aufweist. Für eine prozesssichere Verbindung sollte ein Verhältnis von 1:3 nicht unterschritten werden [24]. Ebenfalls wird dieser Effekt durch die gewählten Fügepartner bestärkt, der pressgehärtete 22MnB5+AS150 (B3) besitzt einen höheren Stoff- und Kontaktwiderstand als die anderen zinkbeschichteten Fügepartner (B1-B2).

Methoden zur Ermittlung der Schweißbeignung

Die Basis zur Beurteilung der Schweißbeignung erfolgte in Anlehnung an das SEP 1220-2 [5]. In Tabelle 3 ist eine detaillierte Übersicht der verwendeten Schweißparameter aufgeführt.

Tab. 3: Schweißparameter nach SEP 1220-2

Blechdicke	Elektrodenkraft F_E	Schweißzeit t_s	Vorhaltezeit / Nachhaltezeit	Anzahl der Impulse	Elektrodenform (DIN EN ISO 5821)
1,5 mm	4,5 kN	380 ms	300 ms	1	F1-16-20-8-6-50

Zur Ermittlung des Schweißstrombereiches werden Bleche mit den Abmessungen von 45 x 45 mm getrennt, die beim Widerstandspunktschweißen eine Überlappung von 40 mm aufweisen [5]. Das Bild 2 zeigt den schematischen Aufbau der Dreiblechverbindung im Schliff und die Anforderungen an eine qualitätsgerechte Schweißung.

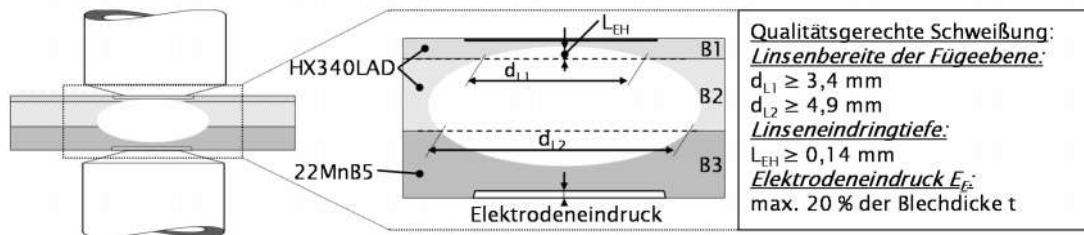


Bild 2: Schematische Darstellung einer Dreiblechverbindung mit Restriktionen für eine qualitätsgerechte Widerstandspunktschweißung

Der Schweißstrombereich (I) wird durch die Erzeugung von Punktschweißungen ohne Grenzflächenspritzern definiert, die einen Mindestpunktdurchmesser in den jeweiligen Ebenen aufweisen müssen [5]. Die untere Schweißstromgrenze (I_{min}) ist erreicht, wenn in der ersten Fügeebene (B1-B2) ein Mindestpunktdurchmesser von 3,4 mm und in der Fügeebene (B2-B3) ein Punktdurchmesser von 4,9 mm vorliegt. Die obere Schweißstromgrenze (I_{max}) wird durch das Entstehen von Grenzflächenspritzern limitiert [5]. An den ermittelten Bereichsgrenzen werden Makroschliffe zur Bestimmung der Linsengeometrie durchgeführt, wobei die Restriktion eine Linseneindringtiefe (L_{EH}) von mindestens 0,14 mm in das dünne Außenblech (B1) ist [5, 25].

3.3 Erfassung und Auswertung der Prozessdaten

Datenerfassung

Während des Schweißprozesses werden vier Messsignale (*Spannung, Strom, Elektrodenweg und Elektrodenkraft*) aufgezeichnet. Das Spannungssignal wird an den Elektroden abgegriffen. Der verwendete MFDC-Inverter (*Bosch PSI 6300*) gibt das momentane Stromsignal aus. Eine piezoelektrische Messplattform bildet die Elektrodenkraft ab. Die obere Elektrodenbewegung wird durch einen Absolutwegmesser (*Keyence GT2-H12*) wiedergegeben. Die Datenakquise findet mit einer Abtastrate von 25,6 kHz durch den WeldAnalyst der Firma HKS-Prozesstechnik GmbH statt. Im Anschluss werden die einzelnen Prozessgrößen mittels Tiefpassfilter geglättet.

Datenauswertung

Das Bild 3 zeigt den Informationsgehalt der aufgezeichneten Prozessgrößen und deren Verknüpfungen während der Schweißzeit.

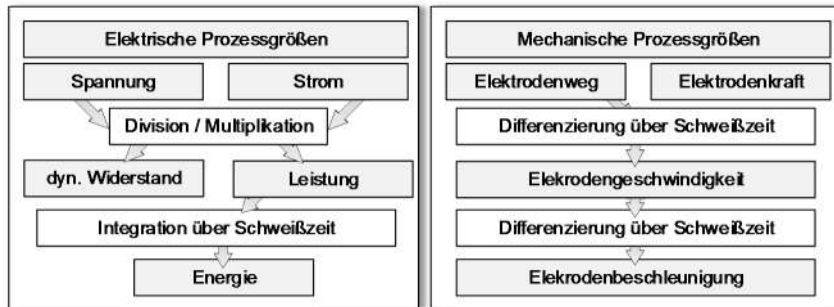


Bild 3: Informationsgehalt der Prozessgrößen, in Anlehnung an [8, 26]

Eine Unterteilung der Prozessgrößen erfolgt in elektrische und mechanische Prozessgrößen. Die elektrischen Prozessgrößen werden durch das Aufzeichnen des Stromes und der Spannung erfasst. Durch die Division bzw. Multiplikation der Signale lassen sich der dynamische Widerstand und die Leistung bestimmen. Die Schweißenergie kann durch die Integration der Leistung während der Schweißzeit berechnet werden. Die mechanischen Prozessgrößen gliedern sich in den Elektrodenweg und die Elektrodenkraft auf. Wird der Elektrodenweg über die Schweißzeit differenziert, so kann die Elektrodenbeschleunigung sowie -beschleunigung ermittelt werden.

Analyse der Elektrodenbewegung

Zur Korrelation der Elektrodenbewegung mit der Linsenausbildung werden charakteristische Punkte im Wegverlauf definiert. Dieses dient der Identifizierung von signifikanten Kennwerten, welche für die Beurteilung des Schweißprozesses benötigt werden. Das Bild 4-A stellt einen typischen Verlauf des Elektrodenweges während des Schweißprozesses dar.

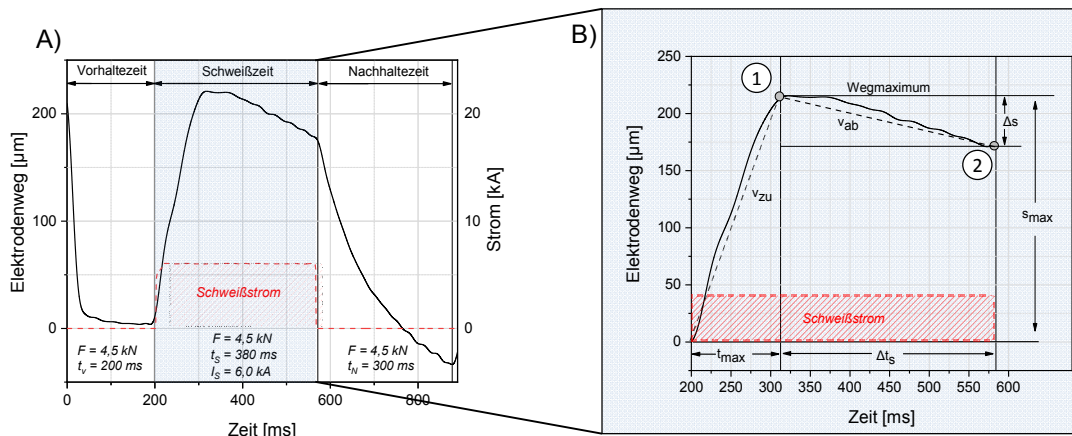


Bild 4: A) Bewegung der oberen Elektrode (Luftpalt des Magneten) während des Schweißprozesses B) charakteristische Wegpunkte während der Schweißzeit, in Anlehnung an Killian et al. [27]

Exemplarisch werden in dem Bild 4-B charakteristische Wegpunkte während der Schweißzeit definiert. Infolge der jouleschen Widerstandserwärmung expandiert der Werkstoff, das sich in einer vertikalen Verschiebung der oberen Elektrode widerspiegelt (1). Nach dem Erreichen des maximalen Elektrodenweges s_{max} zum Zeitpunkt t_{max} sinken die Elektroden in den erweichten Werkstoff ein (2). Die Differenz aus dem maximalen Elektrodenweg und dem Wegpunkt am Ende der Schweißzeit wird als Wegdelta Δs definiert. Die lineare Expansionsgeschwindigkeit v_{zu} ergibt sich aus dem Quotienten des maximalen Elektrodenweges s_{max} und dessen Zeitpunkt t_{max} . Die lineare Einsinkgeschwindigkeit v_{ab} der Elektrode wird durch den Quotienten aus Δs und Δt_s berechnet.

Analyse der dynamischen Teilleistungen

Zur Korrelation der Linsenausbildung bei Dreiblechverbindungen werden die Spannungsabfälle in den einzelnen Blechebenen während der Schweißzeit abgegriffen. Diese Methodik ermöglicht es, in den einzelnen Blechebenen die dynamische Teilleistung und die eingebrachte Energie zu ermitteln. In dem nachfolgenden Bild 5 wird das systematische Vorgehen zum Spannungsabgriff in Anlehnung an die statische Widerstandsmessung dargestellt [28].

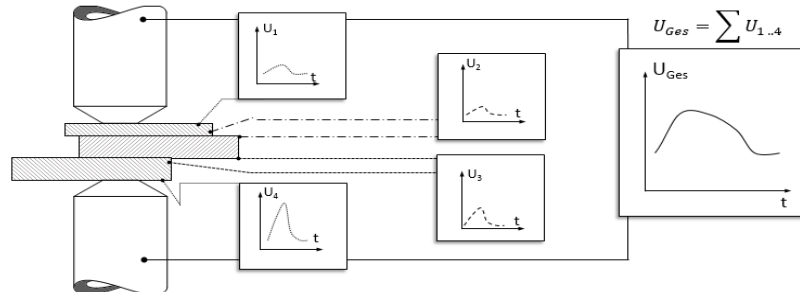


Bild 5: Messungen der Teilleistungen während der Schweißzeit, in Anlehnung an [29]

Infolge des charakteristischen Spannungsverlaufes ist es möglich, auf die Ausbildung der Schweißlinse in den einzelnen Fügeebenen zu schließen. Hierdurch kann eine direkte Rückkopplung der Parametrisierung auf die jeweilige Linsenausbildung erreicht werden. Ebenfalls kann der Einfluss von Störgrößen (*Spalt, Elektrodenversatz etc.*) auf die Verbindungsqualität beurteilt werden.

4 Ergebnisse und Diskussion

4.1 Aufnahme des Ausgangszustandes

Die Aufnahme des Ausgangszustandes erfolgte nach den Parametern des SEP 1220-2 (*Tab. 1*). Das Bild 6 stellt das Schliffbild sowie den aufgenommenen Schweißbereich des Referenzbereiches dar.

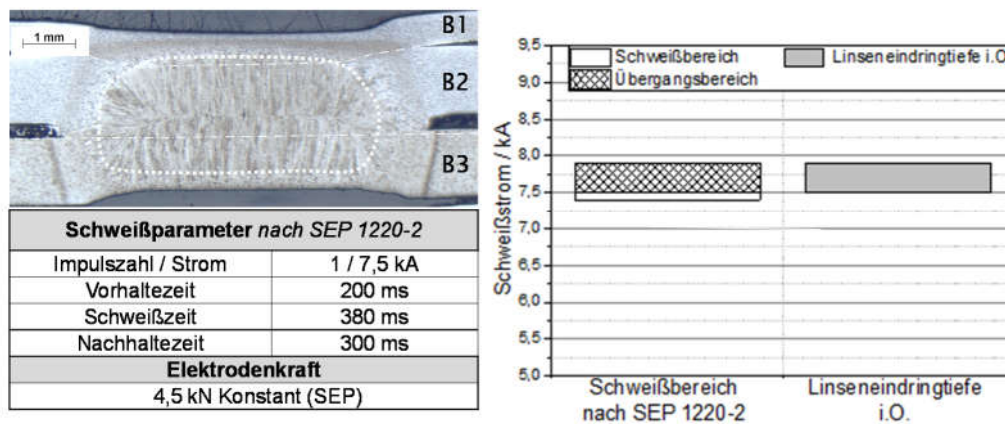


Bild 6: Ermittlung der Qualitätskriterien für den Ausgangszustand

Es zeigt sich, dass nur eine Anbindung des Außenbleches (*B1*) bei einer Stromstärke (I_{max}) von 7,5 kA erzielt wird. Bei diesem Schweißstrom weist die Schweißlinse in der Fügeebene B1-B2 einen Durchmesser von 3,75 mm und in der Ebene B2-B3 eine Breite von 5,7 mm auf. Die Linseneindringtiefe im dünnen Außenblech (*B1*) beträgt 0,19 mm. Somit wurde kein Schweißbereich (*I*) ermittelt und die Schweißverbindung kann als nicht prozesssicher definiert werden.

4.2 Einfluss der konstanten Elektrodenkraft auf die Linseneindringtiefe

Um den Einfluss der Elektrodenkraft auf die Anbindung des dünnen Außenbleches zu bestimmen, wurden mittels der statistischen Versuchsplanung die Stromstärke und die Elektrodenkraft variiert. Zu diesem Zweck wurde ein vollfaktorieller Versuchsplan mit 2 Faktoren auf jeweils 5 bzw. 3 Faktorstufen verwendet. Das Bild 7 veranschaulicht die verwendeten Parameter und die jeweilige erzielte Linseneindringtiefe in der kritischen Fügeebene.

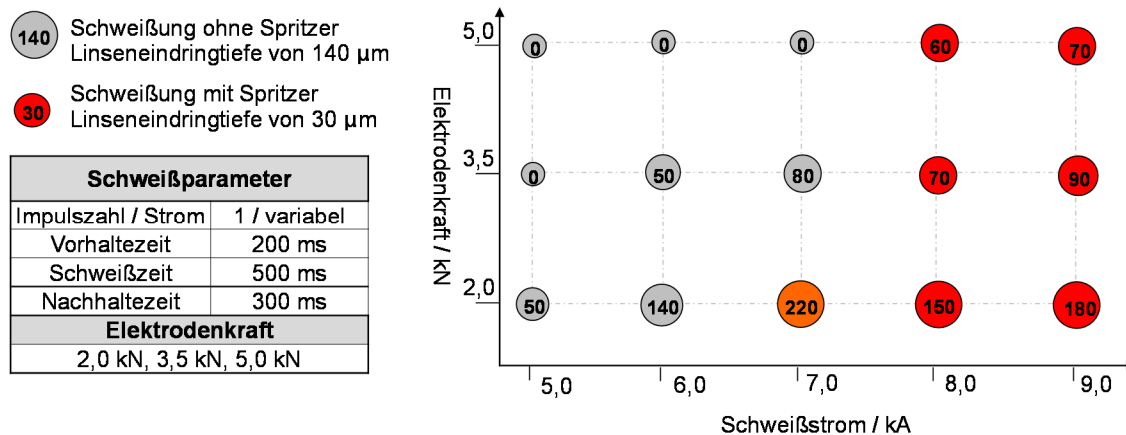


Bild 7: Versuchsmatrix und die erzielte Linseneindringtiefe in Abhängigkeit vom Strom und Elektrodenkraft

Es wird deutlich, dass mit Abnahme der Elektrodenkraft, die Linseneindringtiefe in das dünne Außenblech zunimmt, wohingegen die Spannweite des Schweißbereiches (*Prozesssicherheit*) abnimmt. Mittels der angewendeten Regressionsanalyse wurde ein ausreichender Schweißbereich mit einer ausreichenden Linsenanbindung bei einer Elektrodenkraft von rund 2,5 kN ermittelt. Aufbauend auf den aufgezeichneten Prozessdaten konnten die Zeitpunkte der Schweißspritzer bestimmt werden. Infolgedessen wurde die Wahrscheinlichkeit berechnet, bis zu welchem Zeitpunkt ein hoher Schweißstrom in das Bauteil eingeleitet wird, ohne dass ein Spritzer entsteht. Diese Erkenntnisse sind unerlässlich für die Auslegung eines konstanten Vorimpulses. Im nachfolgenden Abschnitt 4.3 wird vertiefend auf die Analyse der aufgezeichneten Prozessdaten eingegangen.

4.3 Analyse der aufgezeichneten Prozessparameter

Linsenentwicklung

Zur Entwicklung eines Konzeptes zur analytischen Parametrisierung musste eine Korrelation zwischen den aufgezeichneten Prozessdaten und der erzielten Schweißqualität hergestellt werden. Das nachfolgende Bild 8 zeigt die Gegenüberstellung der Linsenentwicklung und des aufgenommenen Elektrodenweges.

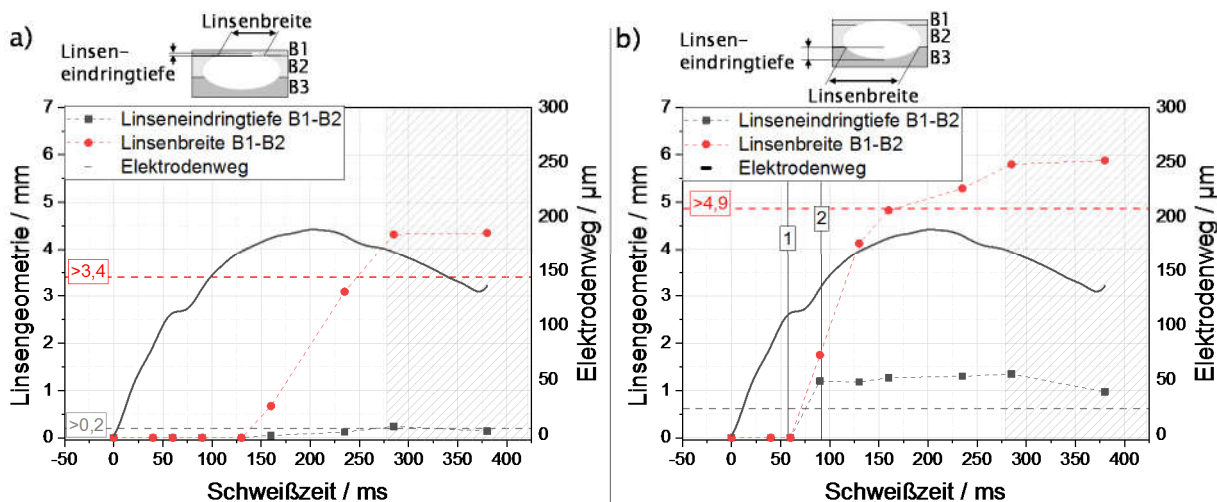


Bild 8: Gegenüberstellung der Linsenentwicklung und des Elektrodenwegverlaufes, a) kritische Fügeebene (B1-B2) b) unkritische Fügeebene (B2-B3) bei I_{max} mit 7,5 kA, $F_E=4.5$ kN und $t_s=380$ ms

Im Bild 8-a wird sichtbar, dass in der kritischen Fügeebene (*B1-B2*) die Sättigung des Linsenwachstums mit einer raschen Abnahme des Elektrodenweges korreliert (*schräffierter Bereich*). Infolge des Einsinkens der Elektroden in den Werkstoff nimmt die Linseneindringtiefe in dem dünnen Außenblech ab.

Es kann die Hypothese formuliert werden, dass die maximale Linseneindringtiefe nur erreicht werden kann, wenn kein signifikantes Einsinken der Elektroden während der Schweißzeit stattfindet. Das Bild 8-b stellt die zweite Fügeebene (*B2-B3*) dar. Die Ausbildung der Schmelzlinse wird durch die Entstehung eines Plateaus (1)

im Weg detektiert. Die maximale Linseneindringtiefe wird durch den nachfolgenden Wendepunkt (2) im Wegverlauf erfasst. In der Literatur [18] werden diese Zusammenhänge für artgleiche Zweiblechverbindungen bekräftigt.

Teilleistungen beim Widerstandsschweißen

Als zusätzliche Prozessgröße wurden die Teilleistungen in den verschiedenen Fügeebenen aufgezeichnet. Das Bild 9 zeigt den Effekt der Variation der Elektrodenkraft auf die gemessenen Teilleistungen.

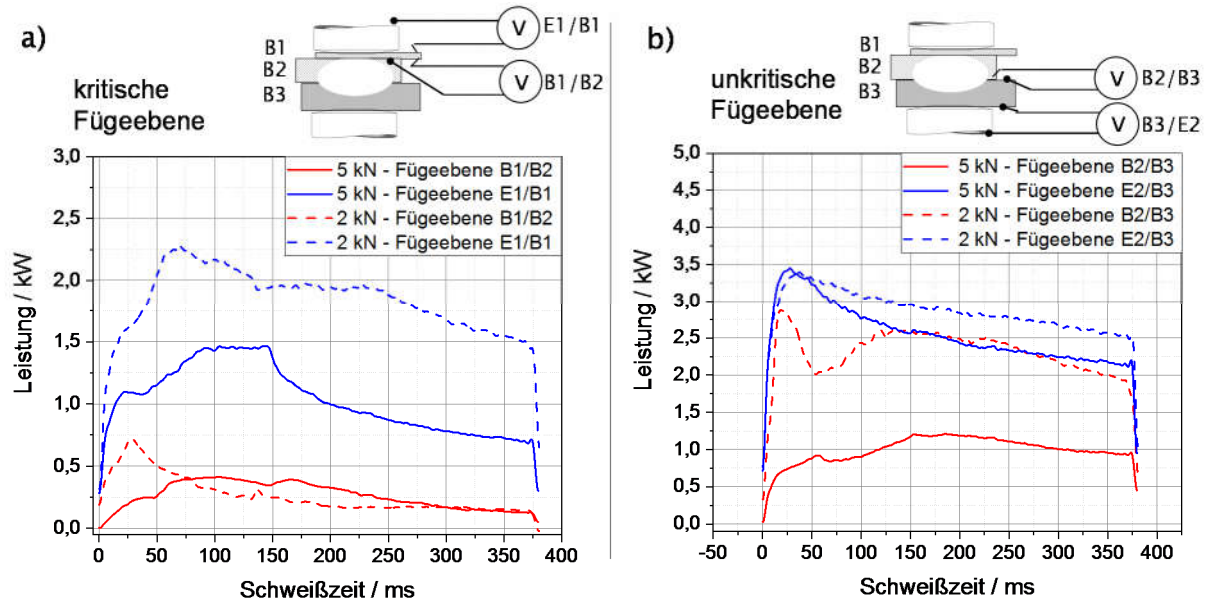


Bild 9: Einfluss der Elektrodenkraft auf die Teilleistungen a) kritische Fügeebene (B1-B2) b) unkritische Fügeebene (B2-B3) bei I mit 5,0 kA, $F_E=5,0$ kN / 2,0 kN und $t_s=380$ ms

Das Bild 9-a verdeutlicht, dass die Elektrodenkraft einen signifikanten Einfluss auf die jeweiligen Teilleistungen und somit dem Energieeintrag besitzt. Je geringer die Elektrodenkraft gewählt wird, desto höher ist die Leistung in den einzelnen Kontaktebenen. In der kritischen Fügeebene findet bis zur Schweißzeit von 150 ms der höchste Leistungseintrag statt. Bei einer Elektrodenkraft von 2,0 kN liegt in der Fügeebene der Leistungspeak bei circa 25 ms (*rote gestrichelte Kurve*). Dieser charakteristische Punkt lässt sich auf den Abbau der Kontaktwiderstände und dem Aufschmelzen der Verzinkung zurückführen. Um einen möglichst hohen Energieeintrag in die kritische Fügeebene zu erzielen, sollte eine niedrige Elektrodenkraft bei einem hohen Strom angewendet werden, sodass die Anbindung des dünnen Außenbleches begünstigt wird. In dem Bild 9-b wird erkennbar, dass die Energieeinbringung in der Fügeebene (B2-B3) stets höher ist, als in der kritischen Fügeebene. Es wird dadurch begründet, dass der 22MnB5+AS150 (B3) einen höheren Stoff- und Kontaktwiderstand besitzt, als die anderen zinkbeschichteten Fügepartner (B1-B2). Ebenfalls muss die höhere Verformung des dünnen Tiefziehbleches bei einer Kräfteinwirkung beachtet werden, wodurch die Stromdichte und somit die Teilleistung abgesenkt werden.

Entstehung von Schweißspritzern

Der maximale Leistungs- und Energieeintrag wird durch das Entstehen von Schweißspritzern limitiert. Bereits in anderen Veröffentlichungen [18, 30] wurde gezeigt, dass Schweißspritzer durch drei charakteristische Kenngrößen des Elektrodenweges vorhergesagt werden. Ein Schweißspritzer entsteht während der Schweißzeit, wenn:

- im Wegsignal die Expansionsgeschwindigkeit v_{zu} einen spezifischen Wert übersteigt,
- der Wegverlauf einen zu hohen Wert s_{max} erlangt,
- die Elektroden zu tief in den Werkstoff einsinken (*Wegdelta Δs*).

Mithilfe der statistischen Versuchsplanung wurden die drei spezifischen Grenzwerte für die gewählte Materialdickenkombination bestimmt. Somit sind die einzelnen Restriktionen für die Konzeption des optimierten Parametersatzes formuliert.

4.4 Konzept zur Optimierung der Schweißparameter

Theoretisches Konzept

Die Optimierung der Schweißparameter erfolgt durch die Aufteilung des Schweißprozesses in Vorimpuls, Pausenzeit und dem Hauptimpuls. Das Bild 10 zeigt das angewendete Konzept zur Optimierung der Schweißparameter.

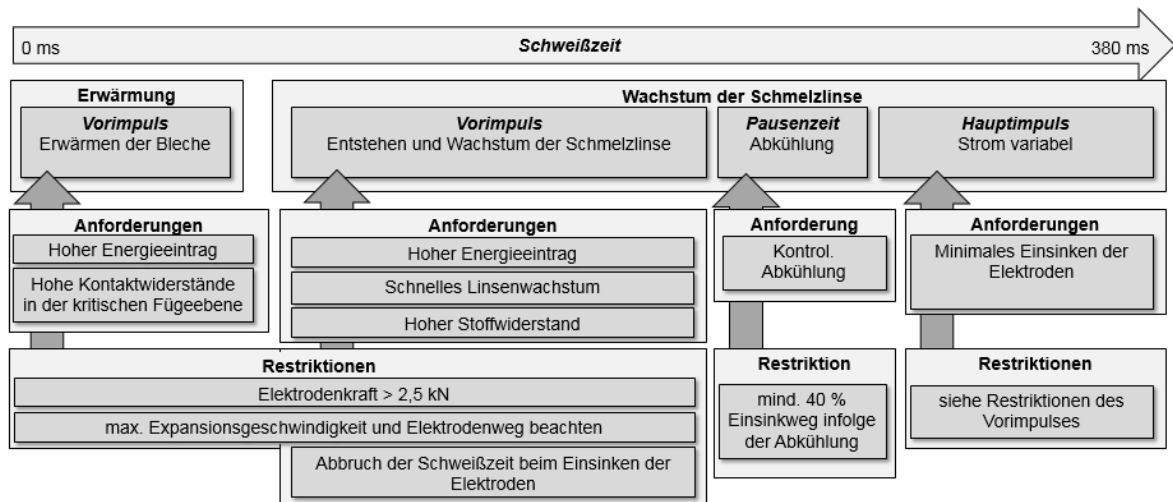


Bild 10: Theoretisches Konzept zur Optimierung der Schweißparameter Vorimpuls

Die Anforderung an den Vorimpuls ist es, einen hohen Energieeintrag in die Materialdickenkombination einzubringen. Bis zur Ausbildung der Schweißlinse, d. h. dem ersten Plateau im Wegsignal, muss ein hoher Kontaktwiderstand in der kritischen Fügezone erzeugt werden. Aus diesem Grund wird die Elektrodenkraft auf den Minimalwert von 2,5 kN eingestellt. Zur Wahl des Schweißstromes darf der ermittelte Grenzwert der maximalen Expansionsgeschwindigkeit nicht überschritten werden. Infolge des Entstehens der Schmelzlinse muss ebenfalls ein hoher Energieeintrag gewährleistet werden, sodass ein schnelles vertikales Linsenwachstum erreicht wird. Diese Anforderung kann durch die Anpassung des Schweißstromes und/oder der Elektrodenkraft geschehen. Als Regelparameter dienen die maximale Expansionsgeschwindigkeit sowie das Wegmaximum. Der Vorimpuls wird abgebrochen, wenn die Elektroden zu tief in den Werkstoff einsinken.

Pausenzeit und Hauptimpuls

Um eine große Spannweite des Schweißstromes im Hauptimpuls zu gewährleisten, muss die maximal erreichte Wegexpansion um mindestens 40 % reduziert werden. Somit wird die erforderliche Pausenzeit durch das Wegsignal bestimmt. Der Hauptimpuls wird analog zum Vorimpuls ausgelegt. Der eingestellte Schweißstrom besitzt zunächst denselben Wert wie der optimierte Vorimpuls, wobei dieser bei der Schweißbereichsüberprüfung variiert wird.

Praktische Umsetzung

Für die Umsetzung des Konzeptes wurden die aufgestellten Restriktionen und Anforderungen beachtet und über die aufgenommenen Prozessdaten erfasst. Nach fünf Schweißversuchen wurde der optimierte Parametersatz mittels eines selbst geschriebenen Algorithmus abgeleitet. Das Bild 11 zeigt den ermittelten Parametersatz und den aufgezeichneten Elektrodenweg für die optimierte Widerstandsschweißung.

Optimiert Schweißparameter	
Vorhaltezeit	200 ms
Vorimpuls	
Schweißzeit	160 ms
Schweißstrom	6,5 kA
Pausenzeit	
Schweißzeit	50 ms
Hauptimpuls	
Schweißzeit	125 ms
Schweißstrom	variabel
Nachhaltezeit	300 ms
Elektrodenkraft	
	2,5 kN Konstant

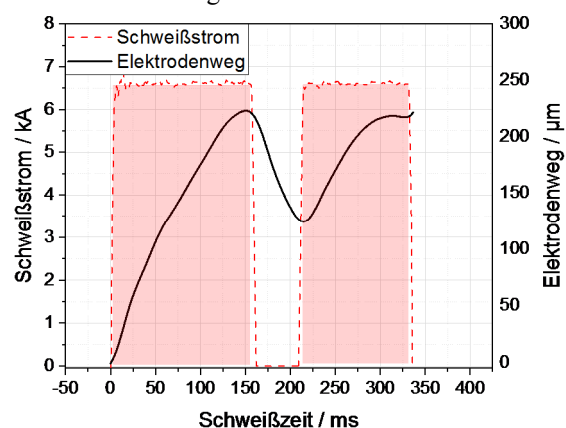


Bild 11: Optimierter Schweißparametersatz und die Darstellung des Elektrodenweges

Zur Ermittlung des Schweißbereiches wird im Hauptimpuls der Schweißstrom variiert. Eine Gegenüberstellung der Ausgangsparameter mit dem optimierten Schweißparameter findet im nachfolgenden Abschnitt 4.5 statt.

4.5 Vergleich des Ausgangszustandes mit den optimierten Schweißparametern

Das Bild 12 stellt die Schweißbereiche des Ausgangszustandes und des optimierten Schweißparametersatzes gegenüber.

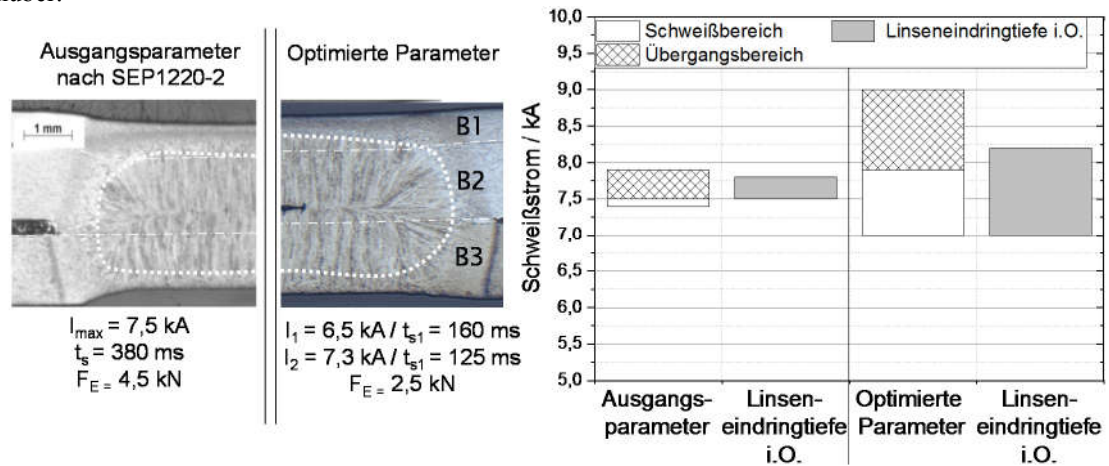


Bild 9: Vergleich zwischen dem Ausgangszustand und dem optimierten Schweißparameter

Es wird deutlich, dass sich der erzielte Schweißbereich gegenüber dem Ausgangszustand um 0,8 kA vergrößert hat. Ebenfalls konnte die Linseneindringtiefe in das dünne Außenblech auf 45 % gesteigert werden (B1). Durch den optimierten Parametersatz wurde der Elektrodeneindruck in den Werkstoff signifikant verringert. In Bezug auf den Ausgangszustand weist der Parametersatz eine kürzere Schweißzeit auf, was die Wirtschaftlichkeit des Schweißprozesses begünstigt. Ebenfalls wurden Störgrößen, wie ein Spalt in der Ebene B1-B2 untersucht, die keine signifikante Verschlechterung gegenüber dem Ausgangszustand mit Spalt aufzeigten. Aus Gründen der Übersichtlichkeit wird an dieser Stelle nicht vertiefend auf die Störgrößenanalyse sowie die Teilleistungsmessung eingegangen.

5 Zusammenfassung

Mithilfe der Prozessdatenanalyse wurden Kennwerte identifiziert, die eine systematische und effiziente Optimierung der Schweißparameter ermöglichen. Es zeigte sich, dass sich die Elektrodenbewegung und die Teilleistungsmessung als Führungsgrößen für die Parametrierung des Schweißprozesses eignen. Anhand einer kritischen Dreiblechverbindung aus dem Automobilbau wurde das systematische Vorgehen zur Verbesserung des Schweißprozesses aufgezeigt. Der Ausgangszustand wurde Anhang der Schweißparameter nach SEP 1220-2 aufgenommen, wobei die geforderten Qualitätskriterien nicht erreicht wurden. Durch die Anwendung eines Optimierungsalgorithmus wurden die endgültigen Schweißparameter bereits nach fünf Schweißungen ermittelt. Es wurde dargelegt, dass mittels des optimierten Parametersatzes die geforderten Qualitätskriterien erreicht werden konnten. Im nächsten Schritt soll geklärt werden, ob die dargestellte Methodik zur adaptiven Parametrisierung und Regelung des Widerstandspunktschweißprozesses eingesetzt werden kann.

Förderhinweis

Das IGF-Vorhaben Nr.: 19.797 BG / FOSTA-Nr.: P1238 „Lokale Werkstoffbeeinflussung beim Formhärten zur Verbesserung der Fügbarkeit von Bauteilen aus 22MnB5“ der FOSTA-Forschungsvereinigung Stahlanwendung e.V., Düsseldorf, wird über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Das Vorhaben wird am Institut für Werkstoff und Fügetechnik durchgeführt.

Literaturangaben

- [1] Peterson, W., Pakalns, E. u. Carpenter, J. A.: Long life electrodes for resistance spot welding of aluminium sheet alloys and coated high strength steel sheet. Department of Energy Vehicle Technology Office FY Progress Report-lightweight material R&D (2003), S. 196–208
- [2] Hou, Z., Kim, I.-S., Wang, Y., Li, C. u. Chen, C.: Finite element analysis for the mechanical features of resistance spot welding process. Journal of Materials Processing Technology 185 (2007) 1-3, S. 160–165
- [3] DVS – Deutscher Verband für Schweißen (Hrsg.): DVS-Technikreport 2017. Organisation und Schwerpunktthemen der Abteilung „Forschung und Technik“ im DVS. Düsseldorf: DVS Media GmbH 2017
- [4] Sun, H. T., Lai, X. M., Zhang, Y. S. u. Shen, J.: Effect of variable electrode force on weld quality in resistance spot welding. Science and Technology of Welding and Joining 12 (2007) 8, S. 688–696
- [5] SEP 1220-2:2011-08. *Prüf- und Dokumentationsrichtlinie für die Fügeignung von Feiblechen aus Stahl - Teil 2: Widerstandspunktschweißen*
- [6] Beckert, M. (Hrsg.): Grundlagen der Schweisstechnik. Schweissverfahren. Berlin: Verl. Technik 1993
- [7] Patzold, J.: Untersuchungen zur Erhöhung der Elektrodenstandzeit beim Punktschweißen verzinkter Feibleche durch widerstandsabhängige Prozeßregelung. Zugl.: Aachen, Techn. Univ., Diss., 1970. Aachen 1970
- [8] Quanz, A.: Prozeßanalyse beim Widerstandspunktschweißen beidseitig feuerverzinkter Stahlbleche. Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss., 1994. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 2, Fertigungstechnik, Bd. 344. Düsseldorf: VDI-Verl. 1995
- [9] Dupuy, T. u. Groleau, E.: Welding range scatter assessment. IIW Doc. No III-1582-10
- [10] EN ISO 14327. *Widerstandsschweißen – Verfahren für das Bestimmen des Schweißbereichsdiagramms für das Widerstandspunkt-, Buckel- und Rollennahtschweißen*
- [11] Tsai, C. L., Dai, W. L. u. Dickinson, D. W.: Analysis and Development of A Real-Time Control Methodology in Resistance Spot Welding. Welding Journal 70 (1991) 12, S. 339–351
- [12] Gedeon, S. A. u. Sorensen, K. T.: Measurement of Dynamic Electrical and Mechanical Properties of Resistance Spot Welds. Displacement curves and dynamic resistance provide significant data for evaluating nugget quality. Welding Journal 66 (1987) 12, S. 378–385
- [13] Podrzaj, P. u. Simoncic, S.: Welding force as a variable in resistance spot welding control. 2013 2nd International Conference on Measurement, Information and Control (ICMIC), S. 818–821
- [14] Kuban, J., Stefanek, A. u. Dzuranyi, E.: Control and inspection systems for resistance welding. Welding International 3 (1989) 11, S. 1003–1006
- [15] Krause, H.-J., Preß, H. u. Römer, M.: Möglichkeiten und Probleme der Prozessregelung beim Widerstandspunktschweißen. DVS-Berichte 124 (1989), S. 93–99
- [16] Dickinson, D. W., Franklin, J. E. u. Sanya, A.: Characterization of Spot Welding Behavior by Dynamic Electrical Parameter Monitoring. Welding Journal 1980 (56) 6., S. 170–176
- [17] Waller, D. N. u. Knowlson, P. M.: Electrode separation applied to quality control in resistance welding. Welding Journal 12(4):168-s to 1 74-s. Welding Journal 12 (1965) 4, S. 168–174
- [18] Janota, M.: The relationship between thermal expansion and the growth of a resistance spot weld. Harrogate: Advances in Welding Processes (1974) Paper 40, S. 21–26
- [19] Zhang, P., Zhang, H., Chen, J. u. Ma, Y.: Quality monitoring of resistance spot welding based on electrode displacement characteristics analysis. Frontiers of Mechanical Engineering in China 2 (2007) 3, S. 330–335
- [20] Roberts, W. L.: Resistance Variations During Spot Welding. Welding Journal 30 (1951) 11, S. 1004–1019
- [21] Taylor, J. L. u. Xie, P.: A new approach to the displacement monitor in resistance spot welding of mild steel sheet. Metal Construction (1987) 2, S. 72–75
- [22] Kuban, J. u. Janota, M.: Regelung von Punktschweißmaschinen durch Ausdehnungsmessung. ZIS-Mitteilungen 18 (1976) 4, S. 346–356
- [23] Zhang, Y. S., Wang, H., Chen, G. L. u. Zhang, X. Q.: Monitoring and intelligent control of electrode wear based on a measured electrode displacement curve in resistance spot welding. Measurement Science and Technology 18 (2007) 3, S. 867–876
- [24] Dilthey, U.: Schweißtechnische Fertigungsverfahren 1. Schweiß- und Schneidtechnologien. VDI-Buch. Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2006
- [25] Merkblatt DVS 2916:1978-07. *Prüfen von Punktschweißungen*
- [26] Merkblatt DVS 2915-2:1978-02. *Gütesicherung beim Punkt-, Buckel- und Rollennahtschweißen Einsatz von Prozeßkontroleinrichtungen*
- [27] Killian, M. L.; Orr, M. D.: Inter-electrode displacement monitoring and control (US 5558785), 1994
- [28] Merkblatt DVS 2929-1:2014-08. *Messung des Übergangswiderstands – Grundlagen, Messmethoden und -einrichtungen*
- [29] S. A. GEDEON and T. W. EAGAR: Resistance Spot Welding of Galvanized Steel: Part I. Material Variations and Process Modifications
- [30] Wohner, M., Mitzschke, N. u. Jüttner, S.: Beurteilung von Schweißbereichen auf Basis einer Prozessdatenanalyse beim Widerstandspunktschweißen. DVS Berichte, Band 356 (2018), S. 8–17

Virtualization of the Meisterbock Process Using Numerical Simulation

Andreas Händler^{1,2)}, Daniel Juhre²⁾, Santiago Bernal Martínez¹⁾, Hennadiy Netuzhylov¹⁾

¹⁾ Volkswagen AG, Wolfsburg, Germany;

²⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Germany

Abstract

Quality and driving comfort rank among the top criteria of potential car buyers. Even though small dimensional deviations of exterior parts would not necessarily attract someone's attention, protruding parts or irregular gap sizes can cause, among other topics, interfering noises, degradation of driving experience or increase in the aerodynamic resistance.

The *Meisterbock* (master jig) serves, primarily before the start of serial production of cars, as widespread test equipment for exterior parts. These include, among others, the sheet metal parts of fenders, doors, engine hood, trunk lids and side panels. In order to evaluate those assemblies and their interactions, each part is mounted on the Meisterbock and aligned according to the standardized Reference-Point-System (RPS). As a result, deviations from nominal geometries are determined and corrective actions for the manufacturing process can be derived. Due to the time and resource consuming activities of the physical installations, this iterative qualification method requires additional costs.

The objective of the current project is to optimize the physical qualification process using the finite element method (FEM) so that resource costs for physical build-ups are reduced and the efficiency is increased.

The geometry of each simulation model is based on an optical measurement of the physical part, so that the actual deviations of the visible surfaces are taken into consideration. According to the mounting position, the affecting forces, e.g. those generated by sealings or gas pressure springs, are modelled. Subsequently, the model is positioned in its assembly space and fastened at the corresponding fixing points. The alignment in accordance with the RPS poses an optimization problem, which is solved by an appropriate algorithm. The simulation result represents the physical part mounted on the Meisterbock.

Eventually, the so called *Virtual Meisterbock* (virtual master jig) allows a more accurate and faster qualification of exterior parts by providing information about the deformation conditions and more comprehensive analysis options without the need of physical build-ups.

Keywords: FE-Analysis, component qualification, exterior parts

1. Introduction

In order to attract customers, automotive manufacturers have to meet as much requirements as possible for potential car buyers. Common known requirements like price-performance ratio, comfort or safety are regularly identified as one of the top purchasing criteria every year.[1] Those quantifiable criteria are named explicitly by customers (stated needs) but they are based on requirements which are seen as a matter of course and are not actively communicated (implied needs), but nevertheless, a transgression of those criteria could cause a significant image loss.[2]

This effect also applies to the visual appearance of exterior parts of cars. As long as the customer's attention is not directed to a specific area where they feel an optical disharmony, they will be satisfied and will not mention the quality of exterior parts as a decision-making factor for their purchasing process. But the sighting of optical disharmonies, which can be caused for example by protruding parts, irregular gap sizes or an unsteady alignment of specific styling features, could clearly affect the decision. Furthermore, those deviations could degrade the driving experience by interfering noises or increase the aerodynamic resistance.

The challenge is to achieve these quality standards as fast as possible in the production ramp-up of a new vehicle, while maintaining this state efficiently during the serial production.

As shown in Figure 1, the main focus of this work is on the ramp-up phase of exterior sheet metal parts. In the beginning of this period, the first actually produced parts show relatively large deviations compared to the nominal geometry in CAD. Regardless of the used metrology, there are different strategies to detect those deviations. At first, every discipline, like press plant, measures the parts separately and checks the results isolated against the target values. For this purpose, the individual parts or assemblies are clamped in a specific

fixture. The disadvantage of using this clamping tool is that the influences of other parts, their deviations and the forces and torques evoked by sealings or gas struts are ignored. Moreover, small offsets of fixing points even within the defined tolerances could cause geometry changes, which could be crucial for the qualification process of the part. Hence, there is a need for a suitable inspection device to consider those effects.

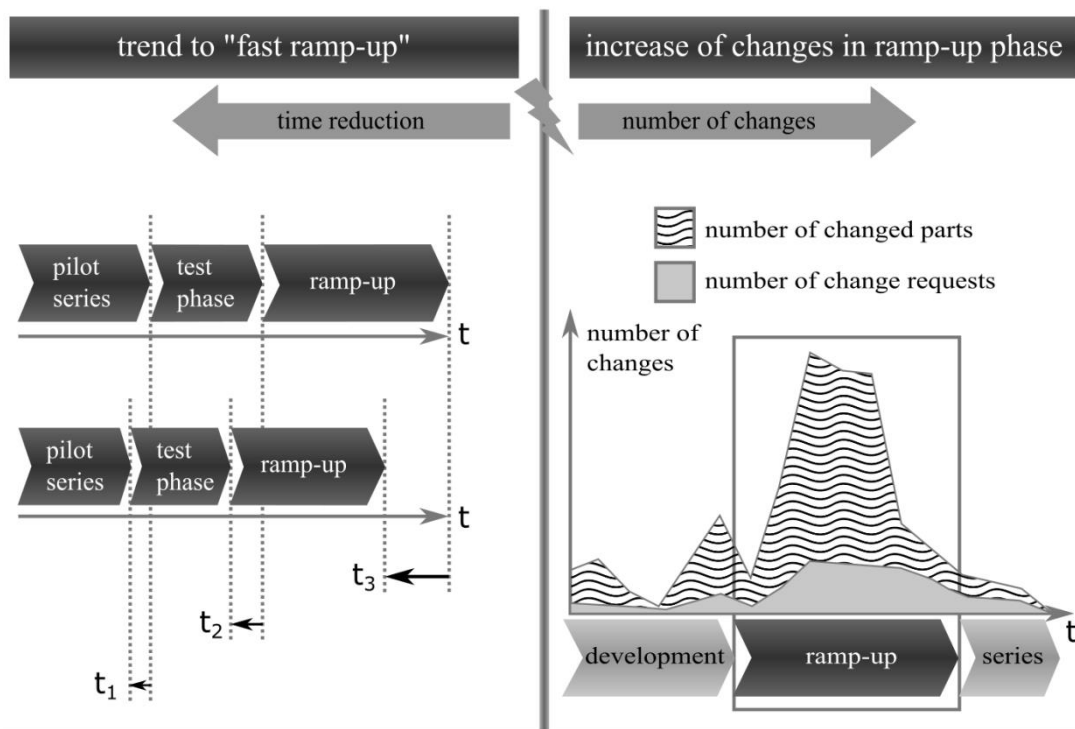


Figure 1: “Trend to ‘fast ramp-up’ versus potential increase of changes in ramp-up phase” (based on [3], p. 219)

A well-known tool for this purpose is the so called *Meisterbock* (master jig). It consists of an aluminum frame which contains the necessary counterpart fixing points to fasten the exterior parts. These include inter alia fenders, doors, engine hoods, trunk lids and side panels. They are mounted and aligned on the Meisterbock, measured and eventually, the parts itself and their interactions with the others are evaluated and qualified. Based on the results, corrective actions are defined in order to qualify the parts for the next production cycle. Due to these iterative adjustments the quality of each part is improved step-by-step until all requirements are fulfilled.

The contrary effects shown in Figure 1 raise the pressure to provide efficient inspection equipment in the production ramp-up. In particular, the classic Meisterbock process could be optimized regarding its time and resource consuming physical build-ups and somewhat limited analysis options.

The approach for enhancing this qualification process is its digitalization using numerical simulation methods. Besides efficiency gains, the *Virtual Meisterbock* (virtual master jig) is a very flexible tool to analyze the actually produced parts in different circumstances providing detailed information about the deformation state without physical build-ups. In consequence, this digital tool enables a faster qualification process of exterior parts and the number of part modifications during the ramp-up phase can be reduced.

In order to further develop the Virtual Meisterbock, the main focus of this work is the modelling and virtual alignment of a fender in the given assembly space. Before that, it is important to know the standard Meisterbock process and the theoretical background of the part alignment, so the following chapters will summarize these topics.

2. Physical Meisterbock

Basically, the physical Meisterbock is build-up of modular aluminum profiles, as shown in Figure 2. The construction ensures the fixation of the parts and its alignment according to standardized points (RPS). That allows analyses in an ideal environment excluding tolerances of the car body.

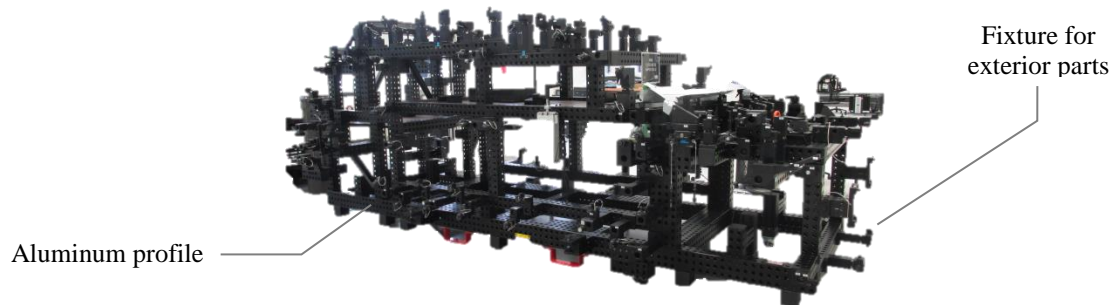


Figure 2: Physical Meisterbock (master jig) of Volkswagen Tiguan consists of modular aluminum profiles with fixtures for exterior parts

The produced parts are mounted on the aluminum frame in Figure 2 so that they can be evaluated afterwards regarding optical, haptic, functional and mountable aspects (s. Figure 3). For instance, if there are deviations of the gap between fender and front door, this standardized reproduction allows a detailed analysis in this area to optimize the quality.[3–5] Special attention is paid to the following key features:

- gap distance
- flushness
- main bodyline continuity



Figure 3: Exterior parts of Volkswagen Tiguan mounted on the corresponding Meisterbock

2.1 Meisterbock feedback loop

The Meisterbock process serves as an evaluation method within a feedback loop including several technical departments, as shown in Figure 4. In the first step, the parts or assemblies to be evaluated have to be provided from the corresponding trade. They are responsible for the selection of a part which represents the current production state. It is assumed, that every geometric feature varies around the mean value within a relatively low standard deviation, if all production line adjustments remain unchanged.[6] So the focus lies on systematic errors.

The second and main step of this investigation is the Meisterbock build-up and the following investigations. This process needs a lot of resources due to the time-consuming installation of each part and its alignment corresponding to the *Reference-Point-System* which is explained in detail in the next subsection.

When those problematic areas are narrowed down, the task is to figure out its root cause and derive corrective actions to adapt the production line and improve the results for the next loop run. In accordance with the relevant department for this respective issue, different parameters of the production process can be adjusted. After finding

a commitment in step three and four, the component is eventually produced again with the corresponding adjustments and the loop will start afresh.

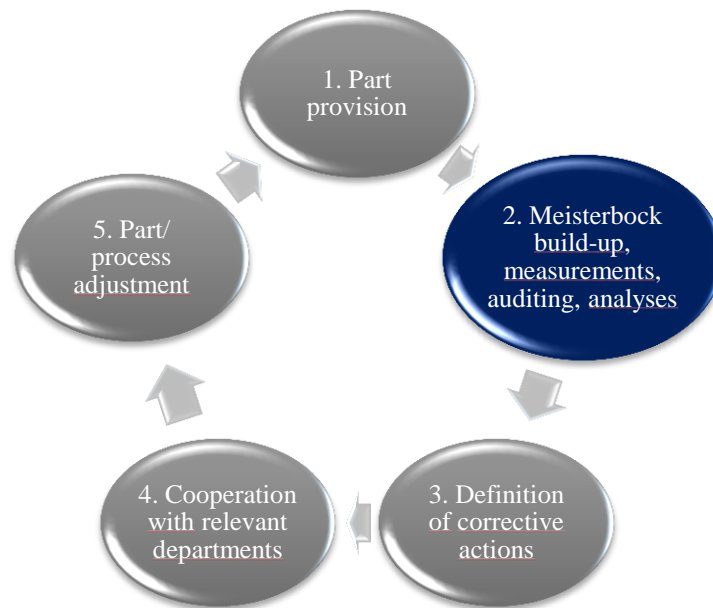


Figure 4: Meisterbock feedback loop [7]

2.2 Reference point system

The crucial factor to ensure a repeatable qualification process across all intermediate steps is a standardized reference system. For this reason, the uniform *Reference point system (RPS)* is established within the Volkswagen Group. It allows a unique alignment of each part or assembly in the global vehicle coordinate system granting the manufactured parts to be described in terms of geometrical and positional accuracy.

In order to fix an arbitrary rigid-body in the global coordinate system all six degrees of freedom have to be constrained using the *3-2-1 rule* as shown in Figure 5. At first, three reference points (RPS-points) are defined in the base plane (green) so that the translational movement in y-direction and the rotations about the x- and the z-axis are locked. By adding two RPS-points in the vertical plane (blue), the rigid-body can neither translate in z-direction nor rotate about the y-axis. Finally, there is only one unconstrained degree of freedom left which is clamped by one RPS-point in a perpendicular plane (red).

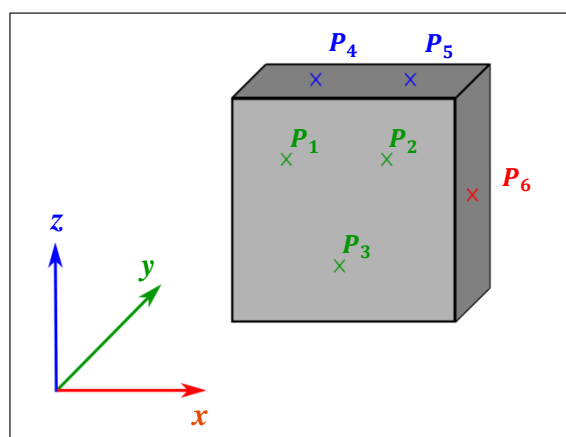


Figure 5: Constraining 3 translational and 3 rotatory degrees of freedom of a c using the 3-2-1 rule [8]

As a result of applying the 3-2-1 rule, any rigid-body motion is prevented by these 6 *main RPS-points* without any deformation of the part. Nevertheless, there may be a need for additional reference points, if the part is

characterized by a low inherent stiffness and can be easily deformed or if the transition to adjacent parts should be aligned. In those cases, *auxiliary RPS-points* support the alignment during the mounting process.

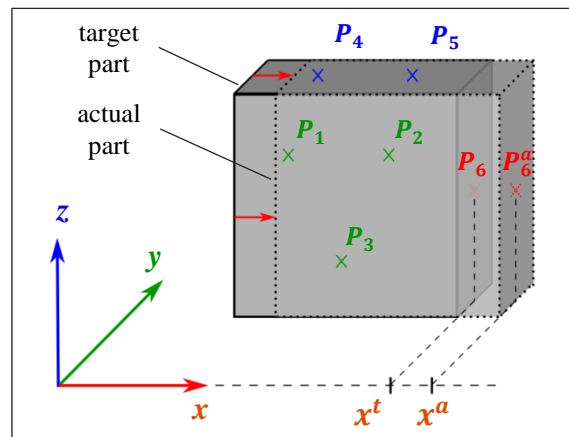


Figure 6: Difference between actual x^a and target value x^t of RPS-points

Irrespectively of the RPS-point type, the measuring of actual RPS-points follows the one principle and it is exemplarily shown for P_6 in Figure 6. In this case, the cuboid is displaced in x -direction so that the actual RPS-point P_6^a differs from the target one. The location of P_6^a is derived by projecting P_6 in its normal direction onto the actual part surface. The value ΔRPS in equation (1) is calculated by the difference between the respective actual and target values. Since all RPS-points only represent a floating bearing in its specified direction, as it is marked by colors in Figure 6, the other actual RPS-points P_1 to P_5 remain unchanged. In consequence, equation (1) returns zero for each of these five points.

$$\Delta RPS = \begin{cases} x^a - x^t & \text{if RPS-point in } x\text{-direction} \\ y^a - y^t & \text{if RPS-point in } y\text{-direction} \\ z^a - z^t & \text{if RPS-point in } z\text{-direction} \end{cases} \quad (1)$$

4. Virtual alignment of a fender

The fender of a passenger vehicle is a particular part in terms of the Virtual Meisterbock simulation process because of its extremely low inherent stiffness. Depending on the boundary conditions (BC) the fender can be deformed just by gravity in a range of millimeters. Accordingly, the geometry of a produced fender changes very easily as a consequence of manufacturing tolerances, assembling and aligning it in accordance with the predefined main and auxiliary RPS-points (see subsection 2.2). Since the physical RPS-alignment at the Meisterbock is an iterative process, the mechanical sensitivity of a part entails a high manual effort. This remarks the importance of providing an efficient virtual tool in order to save resources.

Against this background, the main reason that motivates this paper is to develop a method that covers the mechanical properties as well as the alignment process. The modelling of an exemplary left-side fender including its mechanical behavior is explained in the following subsection in which the RPS alignment poses an optimization problem, which is divided into the definition of an objective function and its corresponding solution approach. As the aim is to provide an appropriate simulation method, this work is focused on the nominal geometry of the CAD model without manufacturing deviations.

4.1 Simulation model

Firstly, the CAD model is mainly meshed with rectangular and a relative small number of triangular shell elements (*ABAQUS* element types *S4* and *S3* [9]). Due to the fact that the fender consists of thin sheet metal, shell elements are the best compromise between accuracy and computing time. Figure 8 illustrates the generated FE-model including 9 fixing points, where the boundary conditions are defined later on.

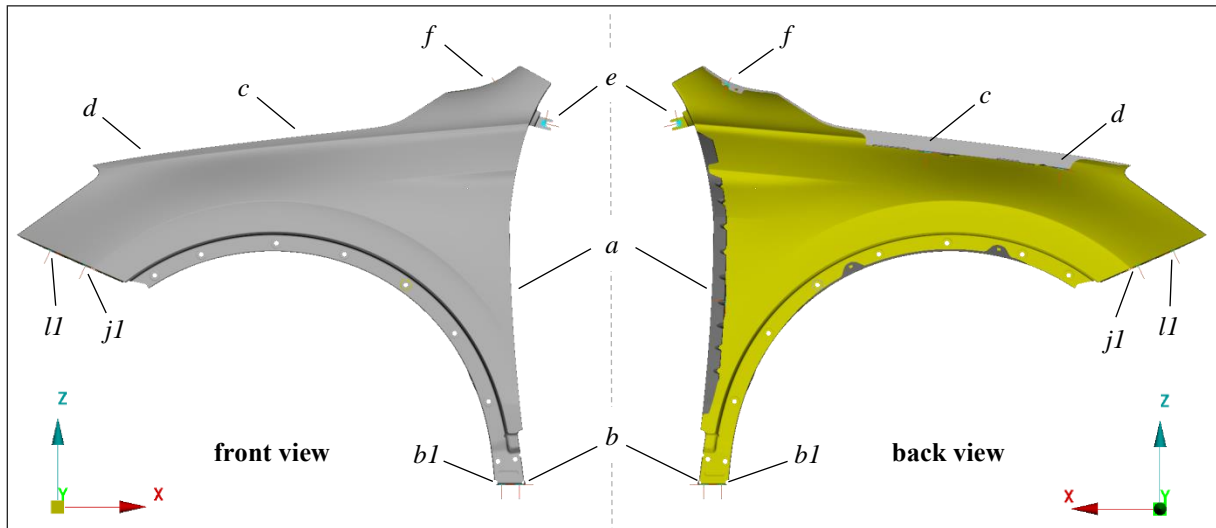


Figure 8: FE-model of the left-side fender in front and back view. Depending on the normal vector of shell elements, grey tags the positive and yellow the negative side. Each name represents 1 of the 9 fixing points in total.

In order to meet the high accuracy demands, specific requirements on the mesh quality are considered. The element sizes depend on the underlying CAD geometry curvature and the maximal distortion distance between original surface and mesh, which should be less than 0.02 millimeter. This criterion is especially important in the areas close to the main and auxiliary RPS-points to ensure an accurate calculation of their actual values. As a result, the total number of elements adds up to 145,727 (see Figure 9).

Special attention is also paid to the modelling of the 9 fixing points: During the alignment process of a real part in accordance with RPS, the fixing points are mostly adjusted in its mounting surfaces by loosening the screw, repositioning the part and fastening the screw again. This issue is addressed in the numerical model by defining local coordinate systems in the fixing points as it is exemplary shown for fixing point *a* in Figure 9. In this case, a reference node lying in the coordinate origin is connected to the part by an *ABAQUS* coupling. In consequence, displacement boundary conditions in the local xy' -plane can be used to simulate the repositioning of the fixing point within the mounting surface. The position in the perpendicular z' -direction will only be changed if the assembly space allows it.

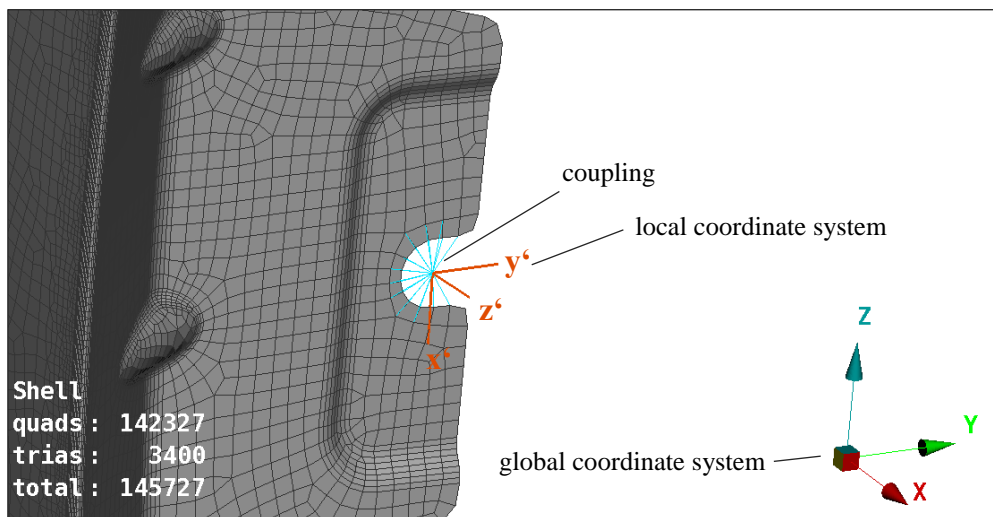


Figure 9: Exemplary definition of boundary conditions at fixing point *a*. An *ABAQUS* coupling is used to control the displacements within a local coordinate system (x' , y' , z'). A node in the coordinate origin serves as reference point for the coupling and the local z' -axis is defined perpendicular to its surrounding part area.

4.2 Definition of the objective function

The locations of the fixing points mentioned in the previous section function as variables for the task to align the fender in accordance with its RPS-points. Due to the fact that there are 9 fixing points and each one holds 3 translational (x, y, z) and 3 rotatory (α, β, γ) degrees of freedom, the resulting input vector $\boldsymbol{\varphi}$ for a simulation run contains 54 entries (2). Moreover, the range of motion for each fixing point is limited by the clearance between screw and associated bore diameter. These ranges will be used as restrictions for the subsequently defined objective function. Thus, each item φ_i of the input vector $\boldsymbol{\varphi}$ is assigned to a lower bound φ_i^l and an upper bound φ_i^u .

$$\boldsymbol{\varphi}^T = (x'_1, y'_1, z'_1, \alpha'_1, \beta'_1, \gamma'_1, \dots, x'_n, y'_n, z'_n, \alpha'_n, \beta'_n, \gamma'_n) \quad \text{with } n = \text{number of fixing points} \quad (2)$$

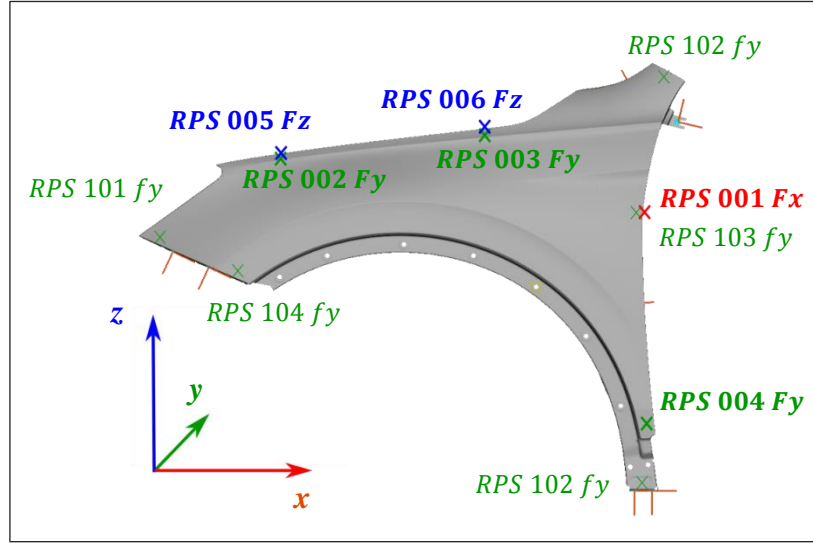


Figure 10: RPS-point names and their positions on the fender. The last two letters indicate whether it is a main or auxiliary RPS-point and its considered direction. For instance, **RPS 001 Fx** represents a main RPS-point in x -direction.

The output vector $\boldsymbol{\delta}$ of each simulation run contains the calculated differences ΔRPS of the 6 main and 5 auxiliary RPS-points so that the total number of output parameters is $m = 11$ (3). Their predefined names and positions on the CAD surface of this fender are shown in Figure 10.

$$\boldsymbol{\delta}^T = (\Delta RPS_1, \dots, \Delta RPS_m) \quad \text{with } m = \text{number of RPS-points} \quad (3)$$

The main objective of the method to be developed is the minimization of each RPS-point deviation, explained in section 2.2. For this purpose, the below-stated objective function ω_1 is defined by summing all squared RPS deviations ΔRPS_i within the output vector (3) and considering the different significance of main and auxiliary RPS-points through weighting factors w_i . In order to control the dimension of the final result, the optional coefficient s_i is used as scaling factor.[10]

$$\omega_1^*(\boldsymbol{\varphi}_1^*) = \min_{\boldsymbol{\varphi}} \{ \omega_1(\boldsymbol{\varphi}) | \boldsymbol{\varphi} \in \Phi \} = \min_{\boldsymbol{\varphi}} \left\{ \sum_{i=1}^n w_i \cdot \frac{(\Delta RPS_i(\boldsymbol{\varphi}))^2}{s_i^2} \middle| \boldsymbol{\varphi} \in \Phi \right\} \quad (4)$$

with $\Phi = \{ \boldsymbol{\varphi} \in \mathbb{R}^n | \varphi_i^l \leq \varphi_i \leq \varphi_i^u \quad i = 1, \dots, 6n \}$

Based on this definition and since there is a tolerance of $t = \pm 0.05 \text{ mm}$ for all RPS deviations, the calculated minimum must not necessarily coincide with the global minimum. If the solution found meets this criterion for each RPS-point, the fender is considered as aligned. Nevertheless, the boundary condition set for this result can cause high tensions. Therefore, the goal is to find a constellation where the state of stress is also minimized.

For that reason, the 0.95 quantile of the equivalent stresses σ_{Q95} (*von Mises*) of all elements within the fender model is calculated after each simulation run. The 0.95 quantile ensures that the results are not distorted by single point loads. Subsequently, the objective function ω_2 takes this value also into account:

$$\omega_2^*(\boldsymbol{\varphi}_2^*) = \min_{\boldsymbol{\varphi}} \{\omega_2(\boldsymbol{\varphi}) | \boldsymbol{\varphi} \in \Phi\} = \min_{\boldsymbol{\varphi}} \left\{ w \cdot \frac{\sigma_{Q95}^2(\boldsymbol{\varphi})}{s^2} + \sum_{i=1}^n w_i \cdot \frac{(\Delta RPS_i(\boldsymbol{\varphi}))^2}{s_i^2} \middle| \boldsymbol{\varphi} \in \Phi \right\} \quad (5)$$

with $\Phi = \{\boldsymbol{\varphi} \in \mathbb{R}^n | \varphi_i^l \leq \varphi_i \leq \varphi_i^u \quad i = 1, \dots, 6n\}$

4.3 Solution of the objective function

Due to the high number of variables in the input vector $\boldsymbol{\varphi}$ it would cost huge effort for any optimization algorithm to solve this problem. Furthermore, the available possibilities to adjust the position of the fender are restricted by the assembly space and the circumstances of the counterpart. Because of this, the approach to minimize the objective function (4) respectively (5) is separated into two steps:

1. Reducing the number of input variables
2. Solving the reduced optimization problem by an appropriate algorithm

Step 1: In order to figure out the relevant input parameter, a sensitivity study using *Latin-Hypercube Sampling* (LHS) helps to analyze the behavior of the fender. The number of samples for this investigation is set to be $l = 300$ so that the same number of different input vectors $\boldsymbol{\varphi}$ is generated according to the LHS. This method ensures that the randomly calculated values for each item φ_i in $\boldsymbol{\varphi}$ cover the complete space within its respective interval between the lower bound φ_i^l and the upper bound φ_i^u .

Even though there are mutual dependencies between various fixing and RPS-points, their correlations should be simply assumed as linear in order to quantify it. As a result, the correlation between each parameter φ_i in $\boldsymbol{\varphi}$ and each output parameter δ_j in $\boldsymbol{\delta}$ can be described by a coefficient, which is computed by the following equation (6) according to *Pearson*:

$$c_p(\varphi_i, \delta_j) = \frac{\sum_{k=1}^l (\varphi_{i,k} - \bar{\varphi}_i)(\delta_{j,k} - \bar{\delta}_j)}{\sqrt{\sum_{k=1}^l (\varphi_{i,k} - \bar{\varphi}_i)^2} \cdot \sqrt{\sum_{k=1}^l (\delta_{j,k} - \bar{\delta}_j)^2}} \quad \text{with } l = \text{number of samples} \quad (6)$$

Step 2: Due to the fact that the correlation is not necessarily linear, an appropriate optimization algorithm should handle both linear and nonlinear behavior as well as a relative big number of variables. These requirements can be satisfied by the *Sequential Quadratic Programming* (SQP) algorithm, which is based on the Quasi-Newton methods[11]. SQP ranks among standard general purpose algorithms regarding smooth nonlinear optimization problems [12] and is implemented in the *Noesis* software tool *Optimus*. In the context of this work, this tool is used to model the virtual alignment of the fender in accordance with RPS.

5. Simulation results

5.1 Results of sensitivity study

The 300 *ABAQUS* simulation runs for the sensitivity study are controlled and evaluated with the help of the software *Optimus*. The output of each run contains a unique deformed fender model and the calculated RPS deviations $\Delta RPS_j (= \delta_j)$ in $\boldsymbol{\delta}$. As defined in equation (6), the correlation coefficients are calculated for all combinations of 54 input and 11 output parameters, which equal 594 possible options. After completion, the task is to determine only those boundary conditions of the fixing points whose effect on a RPS-point is as significant as possible. As a result, the most relevant input parameters are extracted. In the second step, it has to be decided whether each of these parameters can be used as boundary condition for the alignment process regarding restrictions caused by counterparts or similar. For instance, the position in the local z' -direction in

Figure 9 is limited because of the invariable position of the side panel underneath. By applying this procedure to the whole input vector, the number of variables is reduced to 10, as it is listed in Table 1. Each RPS-point is assigned to a local direction of a fixing point where the variable boundary condition for the subsequent optimization will be defined.

On one hand, many of the assignments seem obvious. For example, fixing point $j1$ in its local y' -direction is assigned to *RPS 104 fy* due to the close proximity, which is also reflected by the high correlation coefficient of 0.78. On the other hand, one would assume that *RPS 001 Fx* is adjusted by the underlying fixing point a , but nevertheless the influence of fixing point c is much more significant (0.57), so that the boundary condition will be defined in the x' -direction of c .

Moreover, it is important to note that fixing point a (y') is used to align two RPS-points (004 Fy and 103 fy). Since *RPS 004* is located in between a and b , this RPS-point depends on both fixing points in their local y' -direction.

Eventually, it can be concluded that these results agree with the experiences from the manual build-ups of the physical Meisterbock. The Operator also loses these specific screws, repositions the fender according to the local coordinate systems in the model and tighten the bolts again. So the approach is consistent with the physical process.

Table 1: RPS-points with their associated fixing points and the direction in which the boundary condition is variable so that it can be used as input parameter for the optimization algorithm SQP

point	assigned fixing point	local direction of BC	correlation $ c_p(\varphi_i, \delta_j) $
<i>RPS 001 Fx</i>	c	x'	0.57
<i>RPS 002 Fy</i>	d	y'	0.26
<i>RPS 003 Fy</i>	c	y'	0.14
<i>RPS 004 Fy</i>	a	y'	0.45
<i>RPS 005 Fz</i>	d	z'	0.35
<i>RPS 006 Fz</i>	c	z'	0.23
<i>RPS 101 fy</i>	l1	y'	0.73
<i>RPS 102 fy</i>	f	y'	0.43
<i>RPS 103 fy</i>	a	y'	0.39
<i>RPS 104 fy</i>	j1	y'	0.78
<i>RPS 105 fy</i>	b	y'	0.44

5.2 Results of the virtual alignment with SQP

Based on the results from the previous section, the input vector is shortened to 10 items whereas the output vector remains unchanged.

$$\boldsymbol{\varphi}_{nom}^T = (x'_c, y'_a, y'_b, y'_c, y'_d, y'_f, y'_{j1}, y'_{l1}, z'_c, z'_d) = (0,0,0,0,0,0,0,0,0) \quad (7)$$

Due to the fact that the nominal geometry of the fender is used, the output vector of the first simulation run will not contain any RPS deviation when the nominal positions $\boldsymbol{\varphi}_{nom}$ (7) of the fixing points are applied. Therefore, the initial values of $\boldsymbol{\varphi}_{init}$ (8) are changed such that the fender is deformed and the RPS positions differ from their nominal values in the first loop.

$$\boldsymbol{\varphi}_{init}^T = (x'_c, y'_a, y'_b, y'_c, y'_d, f'_y, y'_{j1}, y'_{l1}, z'_c, z'_d) = (1,1, -1,1, -1, -1,1, -1, -1,1) \quad (8)$$

The advantage of this approach is that the optimal solution for the RPS alignment is known: The RPS deviations as well as the state of stress equal zero when the fixing points are constrained on the nominal position $\boldsymbol{\varphi}_{nom}$. In contrast, the displacement caused by the start vector $\boldsymbol{\varphi}_{init}$ leads to a deviation between nominal and actual position of all RPS-points, which is in a maximum range of 2.7 mm in this case.

The goal of the virtual alignment using SQP is to minimize these deviations, whereby the objective function ω_2 additionally reduces the generated stresses within the part.

Regarding the first objective function ω_1 , the SQP method found a solution within all restrictions of both the fixing points and the abovementioned RPS-point tolerance of ± 0.05 mm. Even though this result represents a local minimum, the solution vector $\boldsymbol{\varphi}_1^*$ does not equal to the global minimum $\boldsymbol{\varphi}_{nom}$ which is revealed by the

high equivalent stresses in Figure 11. The green to red marked areas close to the fixing points *c* and *d* show that the part is tensioned in a range of approximately 570 MPa, whereby this high amount is also effected by the couplings at the fixing points which can cause point loads.

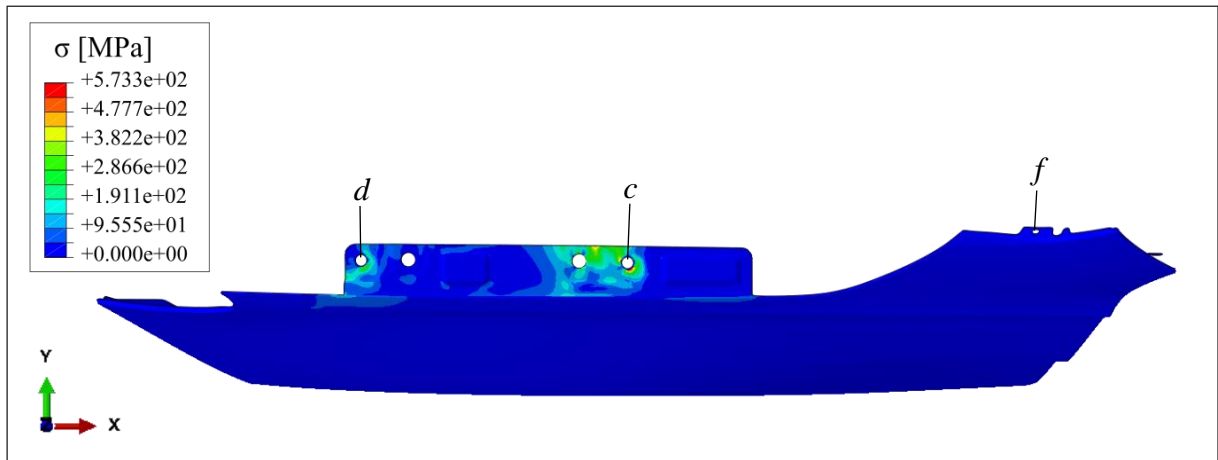


Figure 11: Top view of the virtual aligned fender. The optimization algorithm considers only RPS deviations. The color bar represents the *von Mises* stress in megapascal (MPa).

When the second objective function, which includes the 0.95% quantile of the stresses, is solved by the SQP method, the calculated solution differs from the first approach. Although the fender is also aligned with RPS, Figure 12 shows this stated difference: The equivalent stresses, according to the goal of this approach, are close to zero in the whole part. As the solution vector φ_2^* is almost identical to the global optimum φ_{nom} , it can be concluded that this procedure poses the more suitable technique for the virtual alignment of the fender in accordance with RPS and minimizing the equivalent stresses.

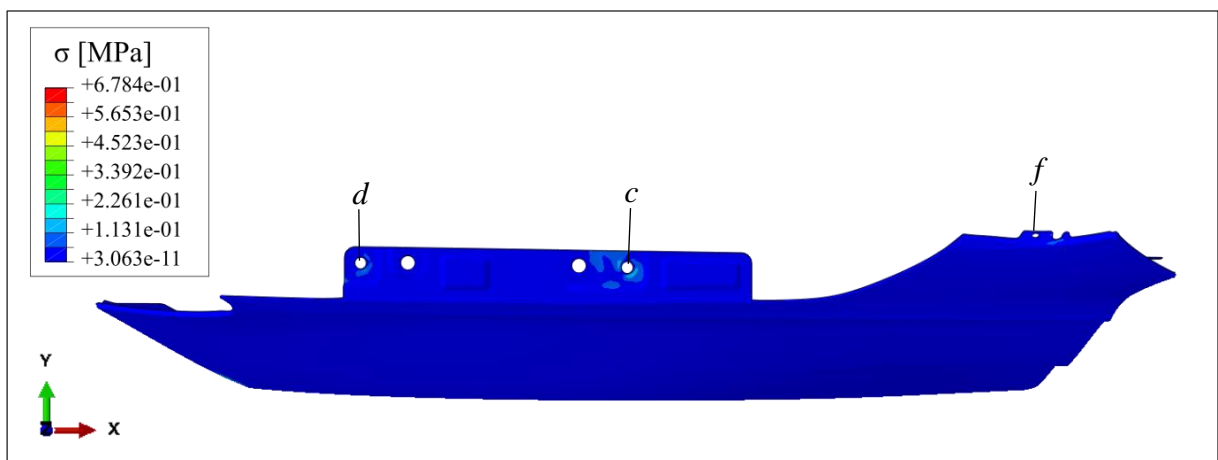


Figure 12: Top view of the virtual aligned fender. The optimization algorithm considers RPS deviations and the 0.95% quantile of the stresses. The color bar represents the *von Mises* stress in megapascal (MPa).

6. Conclusion and Outlook

The target in the framework of this article is to model a fender of a passenger car and aligning it in accordance with the Reference-Point-System (RPS) using numerical simulation methods. Therefore, the nominal CAD geometry is finely meshed in the first step. Afterwards, the FE-mesh is equipped with local coordinate systems and node couplings in order to model the fixing points of the fender and their degrees of freedom within the alignment process. The resulting FE-model represents the physical equivalent regarding geometry and mechanical properties, while the inherited deviations caused by the manufacturing process were neglected in this case.

The alignment task is split into two steps. At first, the interactions between fixing points and RPS deviations are investigated by a sensitivity study using the Latin-Hypercube Sampling (LHS). As a result, the correlation coefficients of each combination can be calculated and subsequently, only the significant ones are extracted and applied as variable parameters in the alignment optimization loop. This step is important to reduce the initial huge number of parameters (594) down to 10, which are in accordance with practical experiences from physical Meisterbock build-ups.

The second step consists of solving the optimization problem of the RPS alignment. For this purpose, the generated FE-model is computed in a loop where the previous determined 10 parameters are adjusted until each RPS deviation meets the tolerance of $\pm 0.05 \text{ mm}$. This procedure is extended by considering the state of stress in every loop run in order to minimize the tensions of the part. Eventually, it turns out that the Sequential Quadratic Programming algorithm finds the global optimal solution, which proves the suitability of this method for this task.

To sum it up, the initially named task of virtual alignment is solved and the developed method can be applied in the future to both fender sides (left and right) as well as other sheet metal parts with a low inherent stiffness. The next step will be to validate this procedure with physical parts and optimize its adjustments.

In order to deal with the ramp-up problem illustrated in the introduction in Figure 1, this simulation approach has to consider miscellaneous deviations caused by the manufacturing. This can be solved by measuring actual produced parts or including simulation results, e.g. non-uniform sheet thickness, of previous trades like the sheet metal forming.

Bibliography

- [1] Together Concept Werbeagentur GmbH. Aral Studie: Trends beim Autokauf 2017. <https://www.aral.de/content/dam/aral/Presse%20Assets/pdfs-Broschueren/Aral-Studie-Trends-beim-Autokauf-2017.pdf>.
- [2] Pfeifer, T.; Masing, W., Eds. *Masing Handbuch Qualitätsmanagement*; Hanser: München, Wien, 2014.
- [3] Schuh, G.; Stölzle, W.; Straube, F., Eds. *Anlaufmanagement in der Automobilindustrie erfolgreich umsetzen: Ein Leitfaden für die Praxis*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2008.
- [4] Seiffert, U.; Braess, H.-H., Eds. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*; Springer Vieweg: Wiesbaden, 2013.
- [5] Birkert, A.; Haage, S.; Straub, M. *Umformtechnische Herstellung komplexer Karosserieteile*; Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 2013.
- [6] Leuschel, R. Toleranzmanagement in der Produktentwicklung am Beispiel der Karosserie im Automobilbau. Dissertation, Technische Universität Bergakademie Freiberg, June 28, 2010.
- [7] *Leitfaden Meisterbock und Cubing der Marke Volkswagen*, 2014.
- [8] Rai, B.; Shenglan, L. RPS Alignment of Automotive Body Parts in Virtual Assembly and Deviation Analyses. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 2016.
- [9] Dassault Systèmes. Abaqus 2016 Documentation. <http://130.149.89.49:2080/v2016/index.html> (Accessed June 27, 2019).
- [10] Noesis Solutions. Optimus Rev 10.20 Manual.
- [11] Schumacher, A. *Optimierung mechanischer Strukturen: Grundlagen und industrielle Anwendungen*, 2nd ed.; Springer Berlin Heidelberg; Springer Vieweg: Berlin, Heidelberg, 2013.
- [12] Noesis Solutions. Optimus Rev 10.18 SP1 - Theoretical Background.

„Untersuchungen zur Formoptimierung strömungsdynamischer Profile durch eine direkte und flexible Netz-Kontur-Kopplung“

M.Sc. Stephan Trautsch ¹⁾, Prof. Dr.-Ing. Heike Mrech ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Karl-Heinrich Grote ¹⁾

¹⁾ Lehrstuhl für Konstruktionstechnik, Institut für Maschinenkonstruktion, Otto-von-Guericke-Universität
Magdeburg, 39106 Magdeburg

Email: {stephan.trautsch, karl.grote}@ovgu.de; Internet: www.ovgu.de

²⁾ Fachbereich Ingenieur- und Naturwissenschaften, Hochschule Merseburg, 06217 Merseburg

Email: heike.mrech@hs-merseburg.de; Internet: www.hs-merseburg.de

Inhalt: *Strömungsdynamische Profile kommen in vielen technischen Systemen zum Einsatz. Sei es bei der Nutzung der Wind- und Wasserenergie oder aber in der Luft- und Schifffahrt. Dabei hat die Form der Profilkontur einen entscheidenden Einfluss auf die resultierenden Kräfte am umströmten Querschnitt und somit auch auf die zu optimierenden Zielparame-ter. Diese können je nach Anwendungsgebiet stark variieren. Die Maximierung der Leistung einer Wasserturbine und die Vermeidung von Kavitation bei einer Schiffsschraube sind nur zwei mögliche Aspekte. Die komplexen strömungsmechanischen Vorgänge bei der Profilmströmung und die unterschiedlichsten Anforderungsrestriktionen machen die Suche nach der optimalen Form sehr kompliziert und zeitaufwändig. Die Optimierungsaufgaben sind durch eine sehr große Anzahl und Dynamik der Einflussparameter gekennzeichnet. Bei der Auslegung werden daher immer häufiger multikriterielle Optimierungsverfahren eingesetzt. Eine strömungsmechanische Formoptimierung gliedert sich dabei in mehrere Teilschritte, wobei die numerische Strömungssimulation in der Kombination mit naturanalogen Optimierungsverfahren den Kern dieser Prozessfolge darstellt. Die hier vorgestellte aktuelle Forschungsarbeit greift dieses Kernelement der Formgebungsverfahren auf und gestaltet es flexibler und transparenter als konventionelle Konstruktionsmethodiken. Ziel ist es den Konstruktionsprozess durch eine direkte und flexible Netz-Kontur-Kopplung so zu verbessern, dass die resultierende Formänderung in direkte Korrelation zu der initiierenden charakteristischen Strömungsgröße gesetzt werden kann. Der gewonnene Datenpool wird anschließend analysiert und in eine integrative Wissensbasis überführt.*

Schlüsselwörter: *Formoptimierung, dynamische Strömungsprofile, direkte Netz-Kontur-Kopplung*

1. Einleitung

Der Entwicklungsprozess einer Strömungsmaschine ist von einer Vielzahl von konstruktiven Prozessschritten gekennzeichnet. Maßgebend für die Effektivität und dem damit verbundenen Wirkungsgrad der Anlage ist die Formoptimierung der strömungsdynamischen Profile. Hier ist in der Regel ein hohes Zeitinvestment kombiniert mit einem komplexen technischen Knowhow aufzubringen. Dabei hat die Form der Profilkontur einen entscheidenden Einfluss auf die resultierenden Kräfte am umströmten Profil und somit auch auf die definierten Zielparameter. Diese können je nach Anwendungsgebiet stark variieren. Die Maximierung der Leistung einer Wasserturbine und die Optimierung der Gleitzahl einer Tragfläche sind nur zwei mögliche Aspekte. Die komplexen strömungsmechanischen Vorgänge bei der Profilmströmung und die unterschiedlichsten Anforderungsrestriktionen machen die optimale Formgebung sehr kompliziert und zeitaufwändig. Die Optimierungsaufgaben sind durch eine sehr große Anzahl und Dynamik der Einflussparameter gekennzeichnet.

Die vorliegende Forschungsarbeit beschäftigt sich mit der Effizienzsteigerung einer Profilgeometrie. Dabei wird diese in ihrer Form dahingehend optimiert, dass der Widerstand in Strömungsrichtung minimiert und der Auftrieb quer zu dieser maximiert wird. Modernste Wasserkraftanlagen können über 90 % und Windkraftanlagen über 80 % (vom Betz'schen Leistungsbeiwert) der theoretisch möglichen Leistung verwerten. Angesichts des weltweiten Potentials dieser Energieressourcen erscheint eine weitere Verbesserung des Wirkungsgrades als durchaus angemessen wobei auch kleinste Effizienzsteigerungen einen enormen globalen Mehrwert generieren können.

Ziel ist es den Konstruktionsprozess durch eine direkte und flexible Netz-Kontur-Kopplung so zu verbessern, dass die resultierenden Formänderungen in direkte Korrelation zu den initiierten charakteristischen Strömungsgrößen gesetzt werden können. Der gewonnene Datenpool wird anschließend analysiert und in eine integrative Wissensbasis überführt.

2. Stand der Technik

Das Formgebungsverfahren ist daher immer häufiger von einem multikriterielle Optimierungsverfahren gekennzeichnet. So verwendet *Samad* [1] eine Mehrzieloptimierung auf Basis einer dreidimensionalen numerischen Strömungssimulation wobei er diese anhand der Navier-Stokes-Gleichungen modelliert. Ausgehend von den vier verwendeten Konstruktionsparametern generiert er eine Mehrziellösung bezüglich der Zielfunktionen Effizienz, Gesamtdruck und Drehmoment. Ein ähnliches Vorgehen wird von *James* [2] umgesetzt. Ebenfalls unter Verwendung einer genetischen Mehrzieloptimierung soll sowohl die jährlichen Energieproduktion der Turbine maximiert als auch die Schaufelmasse minimiert werden. Eine durchaus sinnvolle Vorgehensweise infolgedessen der Energieertrag erhöht und die Kosten im Fertigungsprozess reduziert werden können. Die multikriterielle Optimierung hat sich bei der Turbomaschinengestaltung als durchaus sinnvoll herausgestellt. Eine unflexible und einseitige Optimierungsstrategie generiert oft mehr Nachteile als Vorteile insbesondere hinsichtlich der Kombination Festigkeit/Aerodynamik [3]. Resultierend daraus, ergeben sich eine Masse an möglichen Kombinationen wobei diese stark voneinander abhängen. Ohne das Herabsetzen einer Zielgröße ist somit keine Erhöhung einer anderen mehr möglich. Künstliche neuronale Netze können diesen Vorgang beschleunigen und unter gewissen Voraussetzungen auch zu einer Effizienzanehebung beitragen. Die Kombinatorik aus

formsuchenden genetischen Algorithmen und zeitsparenden künstlichen neuronalen Netzen genoss somit in den vergangenen Jahren große Aufmerksamkeit. So lagen auch *Verstraete* [4] und *Uelschen* [5] vergleichbare Ansätze zu Grunde. Differenzierungen entstanden insbesondere bei der Parametrisierung und der Ausformulierung von Zielfunktion und Nebenbedingungen. *Verstraetes* Parametrisierung der Profilgeometrie eines Radialkompressors basiert dabei auf dreiundzwanzig Konstruktionsparametern. Die Dickenverteilung der Schaufelkontur wurde nicht als Optimierungsparameter vorgesehen. Diese wurde von *Uelschen* durch die Verwendung von zweidimensionalen B-Spline-Funktionen parametrisiert und in einen entsprechenden genetische Algorithmus zur Formoptimierung axialer Schaufelprofile eingebunden. *Pierret* [3] kommt nach der Realisierung einer ähnlichen Herangehensweise zu dem Resultat, dass eine starke Erhöhung der geometrischen Konstruktionsparametern unabdinglich für eine realistische Schaufelmodellierung ist. Ungeachtet der Vorteile die ein natural analoges Optimierungsverfahren auf Basis parametrisierter mathematisch definierter Kurvenzüge verspricht, ergeben sich auch einige grundlegende Probleme bei dessen Verwendung. Es wird vorausgesetzt, dass „gute“ Lösungen sich ähnlich sind und dass man daher durch Mutation und Rekombination schrittweise zu besseren Lösungen gelangen kann. Es ist demnach davon auszugehen, dass unkonventionelle Formvarianten oder neue Design-Konzepte mit hoher Wahrscheinlichkeit nicht erzeugt werden.

3. Formgebung mithilfe einer hochflexiblen und direkten Konturparametrisierung

Die konstruktive Gestaltung der Profilkontur im Optimierungsprozess wird konventionell durch mathematisch definierte Kurvenformen (Bézier-, B-Spline-, NURBS-Kurven) realisiert und verfolgt die Prämisse, die kennzeichnenden Kontrollpunkte zu minimieren. Dieser Ansatz begrenzt sowohl das potentielle Spektrum an Profilkonturen als auch die Intervention der Geschwindigkeits- und Druckverteilung, um und an der Profilkontur, auf deren Gestaltung. Eine direkte Verknüpfung der strömungsmechanischen Eigenschaften des Fluides mit der Formgebung des Optimierungsverfahrens kann somit nicht erzielt werden. Eine Unzulänglichkeit, die *Pierret und Van den Braembussche* schon 1999 erkannten und in ihrer Abhandlung [6] formulierten.

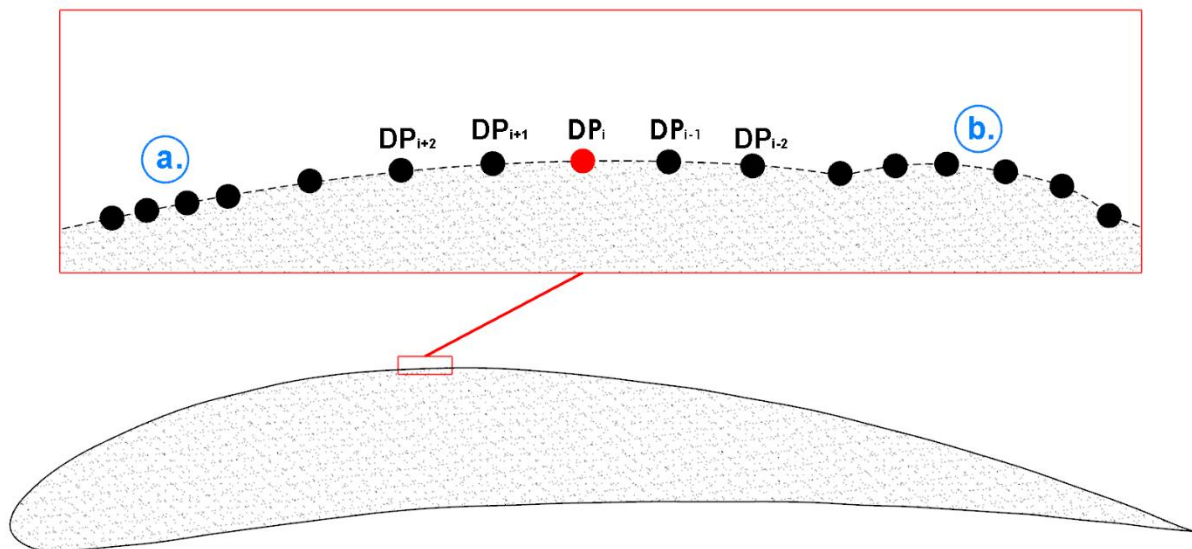


Abbildung 1 - Schematische Darstellung der direkten Parametrisierung eines dynamischen Profils

Die Forschungsarbeit soll an dieser Problemstellung ansetzen. Dafür wird die Profilgeometrie zunächst in zweidimensionale Profilschnittebenen (siehe Abb. 2) separiert, wobei deren Profilkontur durch eine hochdimensionierte Punktwolke substituiert wird (siehe Abb. 1). Ausgehend von der Profilnase werden die x- und y-Koordinaten der einzelnen Design-Punkte (DP) anhand des prozentualen Verhältnisses im Hinblick auf die Gesamtlänge beschrieben. Die damit erzielte Flexibilität in der Formgebung ermöglicht lokale Individualänderungen (Abb. 1 (b.)) im Konturverlauf und eine unkonventionelle und innovative Profilgestaltung. Des Weiteren können Design-Punkte lokal erhöht werden, um Gradienten besser auflösen zu können (Abb. 1 (a.)). Ausschlaggebend für eine genaue geometrische Abbildung der Profilkontur und der darauf aufbauende exakten numerische Strömungsberechnung ist die Präsenz der zur Verfügung stehenden Design-Punkte auf der Profilkontur. Dabei zeigte sich nach ersten Untersuchungen, dass die Distanz zwischen den einzelnen Design-Punkten einen im Verhältnis zur Profiltiefe abhängigen Wert nicht überschreiten darf. Andernfalls wird die Profilkontur in einer unbrauchbaren Qualität wiedergegeben insbesondere bei der Ausbildung lokaler Individualstrukturen. Eine zu große Anzahl an Design-Punkten erhöht jedoch das erforderliche Zeitinvestment zu stark.

Ziel ist eine Koordinierung der Design-Punkte entsprechend der vorliegenden Strömungsrestriktionen ohne den Einsatz mathematisch definierter Kurvenformen zu ermöglichen. Ein entsprechender Gegenpol wird durch die Implementierung einer Festigkeits- und Formuntersuchung geschaffen. Die Korrelation von struktur- und strömungsmechanischer Analyse ist für einen realistischen Optimierungsprozess unabdinglich [3]. Dabei werden geometrische Strukturen verhindert, die einen strömungsdynamischen Vorzug erhalten würden, strukturmechanisch jedoch nicht zu vertreten sind.

4. Entwicklung und Implementierung von Dynamischen Finiten Strömungsfeldern „DFSF“

Das Konzept der direkten Netz-Kontur-Kopplung bedarf einer speziellen und neuartigen Strukturierung des zu verwendenden Rechengitters. Dabei wird hinsichtlich der Präsenz und Positionierung der Design-Punkte ein globales Rechengitter generiert, das eine individuelle lokale Struktur aufweist. Jedem Design-Punkt wird dabei ein Quartett von Wertepunkten (Value-Points - VP) zugewiesen (siehe Abb. 2). Eine dadurch aufgespannte Bezugsfläche stellt dem formgebenden Design-Punkten charakteristische strömungsrelevante Informationen zur Verfügung. Die daraus resultierenden Dynamischen Finiten Strömungsfelder - DFSF stehen in unmittelbarer Korrelation zur Profilkontur. Eine im Rahmen der Auslegung vorgeschlagene Formänderung kann somit in direkte Relation zu der initiierten Strömungsgröße gesetzt werden. Folglich kann die Positionierung eines einzelnen Design-Punktes durch den Strömungscharakter des Fluides in seiner unmittelbaren Umgebung beschrieben werden.

Dabei sind Größe, Ausrichtung und Positionierung der Strömungsfelder die entscheidenden Kriterien für eine erfolgreiche Implementierung. Der Wandabstand zur Profilkontur muss dabei regulierbar sein da die jeweiligen kennzeichnenden Strömungseffekte sich in unterschiedlichen Schichten des umströmenden Fluides befinden. Naheliegend ist eine Ausrichtung, die sich an den geforderten Zielparametern orientiert. Separationsblasen und anderweitige Wirbelstrukturen haben ebenfalls einen großen Einfluss auf Güte von Widerstands- und

Auftriebskoeffizient [7]. Insbesondere laminar/turbulente Übergangsbereiche können somit erfasst und dahingehend beeinflusst werden, dass sie einen positiven Wirkeffekt auf die vordefinierten Zielparameter generieren. Im Gegensatz zu einer punktuellen Detektion der charakteristischen Strömungsgrößen ermöglichen die zweidimensionalen Strömungsfelder eine entsprechende dynamische Beurteilung. Dabei werden alle dimensionsbehafteten Größen bereinigt und in eine universelle Form überführt. Dieser Datenpool steht nun der anschließenden Analytik zur Verfügung.

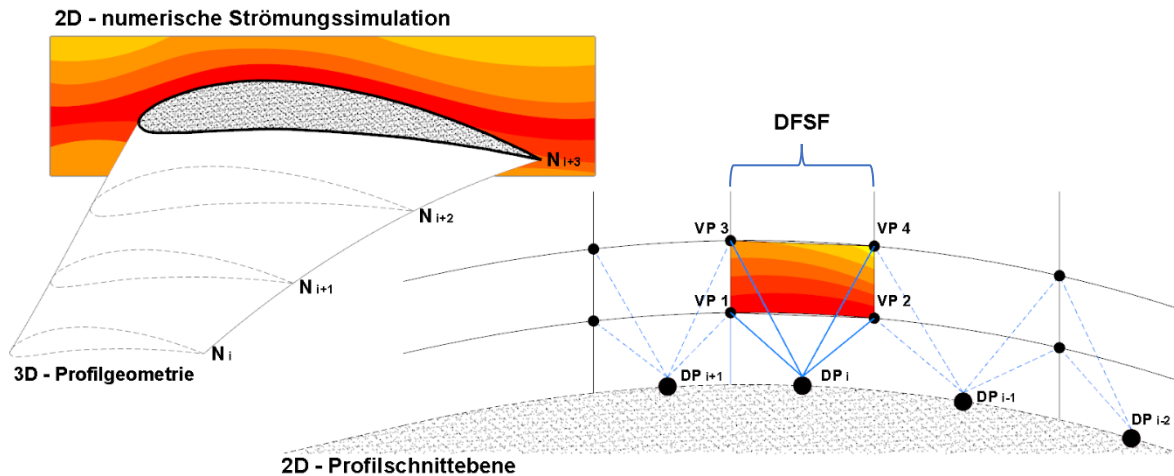


Abbildung 2 - Modellkonzept des Dynamischen Finiten Strömungsfeldes

5. Aufbau eines Analyseverfahrens zur Formoptimierung der initialen Profilgeometrie

Die iterative Formoptimierung der Profilkontur bildet die Grundlage der angestrebten Wissensbasis. Dabei werden in jedem Optimierungszyklus der Analytik sowohl lokale als auch globale Informationen bezüglich der Design-Punkt-Koordinaten, aktueller Zielparameter und charakteristischer Strömungsgrößen bereitgestellt (siehe Abb. 3).

Die Verarbeitung der extrahierten Daten erfolgt für jeden einzelnen Design-Punkt separat. Die zugehörigen DFSFS werden zunächst in ein standardisiertes Abbild transformiert, das sich hinsichtlich Form und Skalierung vom realen Strömungsbild differenziert (Abb. 3 (a.)). Dabei werden die zugehörigen Wertepunkte in ein dimensionsloses Format überführt. Dieses setzt sich aus dem Verhältnis zweier aufeinanderfolgender Wertepunkte bezogen auf den relativen Abstand zueinander zusammen. Als potentielle Eingangsgrößen kann der Druck oder die Strömungsgeschwindigkeit verwendet werden. Aber auch andere strömungsdynamische Eigenschaften sind denkbar.

Der Transformation Wert (Transformation-Point - TP) nimmt dabei für unterschiedliche Profilzonen entsprechende charakteristische Werte an (Abb. 3 (b.)). So ist er für den Druck in der Passage von Druck- zu Saugprofil sehr hoch, steigt in beschleunigten Strömungen an und sinkt bei einer Reduzierung der Strömungsgeschwindigkeit in einen negativen Wertebereich ab. Dahingehend ergibt sich eine Erweiterung des klassischen Druckprofiles wobei der daraus generierte Mehrwert zur optimalen Profilgestaltung verwendet werden kann. Zur besseren visuellen Erfassung der DFSFS-Eigenschaften bedarf es einer weiteren rationalisierenden

Umgestaltung. Dabei wird die transformierte Abbildung in eine Schachbrettstruktur überführt (Picture-Point - PP). Diese vereinfacht die visuelle Detektion, bündelt den Informationsgehalt und reduziert das notwendige Zeitinvestment.

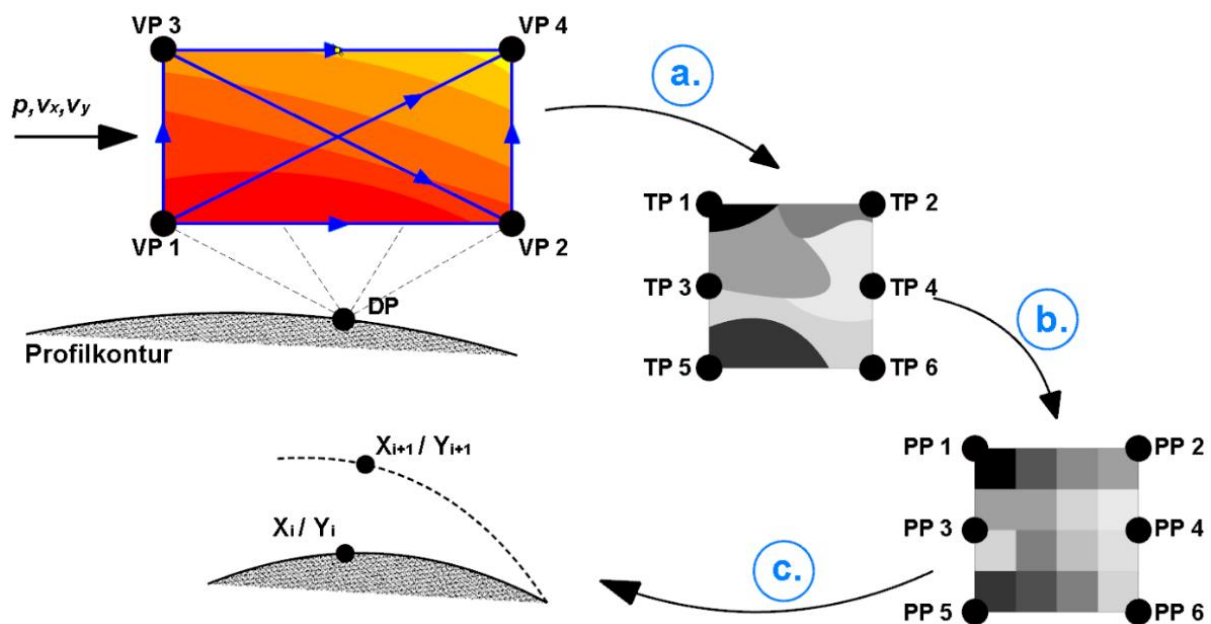


Abbildung 3 - Schematische Darstellung der visuellen Mustererkennung

Darauf aufbauend wird ein funktionaler Zusammenhang zwischen den dimensionslosen Strömungsgrößen und der Positionierung des Design-Punktes ermittelt (Abb. 3 (c.)). Dabei ist es wichtig, nicht nur den Informationsgehalt eines einzelnen lokalen Design-Punktes zu verwenden sondern auch die globalen Zielgrößen mit zu betrachten.

Diese Prozesskette erfolgt iterativ in jedem Optimierungszyklus wobei die Wissensbasis kontinuierlich erweitert wird. Damit bildet die systematische Auswertung der Datenstrukturen, das Erfassen von Querverbindungen und das Erkennen von Trends durch statistische Methoden einen wichtigen Baustein zur Erweiterung des physikalischen Verständnisses im direkten Umfeld des strömungsdynamischen Profils. Resultierende Gestaltungsrichtlinien ermöglichen eine schnelle und unkomplizierte Formgebung für die jeweiligen Strömungsrestriktionen und werden in den Optimierungszyklus eingebunden.

6. Modellbildung auf Basis einer numerischen strömungsmechanischen Berechnung

Die Verifizierung des Gesamtkonzeptes erfolgt durch die Modellierung einer Tragflügelgeometrie. Dazu wird diese in zweidimensionale Profilschnittebenen überführt (siehe Abb. 2). Diese Vorgehensweise dient sowohl der Reduzierung des Berechnungsgebietes als auch des erforderlichen Zeitinvestment und wurde erstmalig von Wu [8] initiiert. Ausgangspunkt des anvisierten Modellkonzeptes bildet eine numerische Strömungssimulation der betrachteten Profilschnittebene. Dabei erfolgt die Konturmodellierung durch die zuvor beschriebene hochdimensionierte Punktwolke und der darauf aufbauenden Implementierung der dynamischen finiten Strömungsfelder. Als repräsentative Zielgrößen werden sowohl Widerstandsbeiwert als auch Auftriebsbeiwert

definiert. Dabei strebt die Formoptimierung eine Maximierung des Auftriebs bei gleichzeitiger Minimierung des Widerstandes an. Die Prämisse einer strukturellen Integrität wird durch eine integrative Festigkeits- und Verformungsuntersuchung gewährleistet.

Iterativ wird nun die Lage der einzelnen Design-Punkte so verändert, dass die vordefinierten Zielparameter angenähert werden. Dabei wird die Positionierung eines jeden Design-Punktes anhand einer gewichteten Zielfunktion beschrieben, diese setzt sich zum einen aus dem aktuellen Datensatz der strömungsmechanischen Berechnung und zum anderen aus dem hinterlegten Datenpool der Wissensbasis zusammen. Die Gewichtungen richten sich dabei nach der Größe der zur Verfügung stehenden Datenbank, der Position des Design-Punktes auf der Profilkontur, des aktuellen Iterationsschrittes und der vorliegenden Randbedingungen.

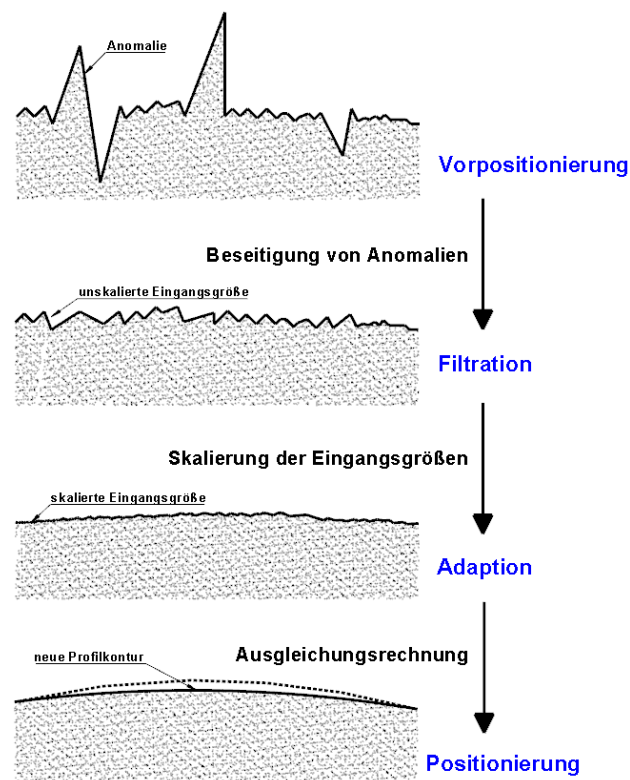


Abbildung 4 - Schematische Vorgehensweise zur Gestaltung der Profilkontur

Der individuelle Charakter eines jeden einzelnen Design-Punktes impliziert jedoch eine neue Fehlerquelle der es einer gesonderten Behandlung bedarf. Einzelne Design-Punkte können aufgrund unspezifischer Einflussgrößen, sei es durch Gitternetzfehler oder mathematisch-physikalischer Anomalien, aus der Punktwolke ausbrechen. Diese unspezifischen Positionsänderungen müssen aus dem Verband filtrierte und gegebenenfalls wieder eingegliedert werden. Anschließend werden die aus der Fluidströmung resultierenden Lageänderungen entsprechend der Profiltiefe auf ein annehmbares Niveau adaptiert. Somit soll eine zu „schnelle“ Formänderung der Profilkontur unterbunden werden. Eine abschließende Glättung der Kurvenzüge durch eine implementierte Ausgleichsrechnung dient der Verbesserung der strömungsmechanischen Eigenschaften der Profilgeometrie (siehe Abb. 4).

Diese Prozesskette durchläuft jede einzelne Profilschnittebene. Für die anschließende Verifizierung werden die formoptimierten Profilkonturen wieder zu einer dreidimensionalen Tragflügelgeometrie zusammengefügt. Das Gesamtkonzept wird nun durch eine Vergleichsdarstellung von originaler und formoptimierter Profilgeometrie auf eine potentielle Verbesserung der Zielparameter im Verhältnis zum erforderlichen Zeitinvestment hin untersucht.

Maßgebend für den Erfolg beziehungsweise die Qualität der Formoptimierung ist die Wahl eines passenden Abbruchkriteriums. Bei äquivalenten naturanalogen Optimierungsalgorithmen besteht das Risiko des Festsetzens in einem lokalen Extremwert. Durch die Implementierung einer Wissensbasis auf Grundlage der direkt gekoppelten Strömungsfelder soll diese Gefahrenquelle signifikant reduziert werden. Die dynamischen finiten Strömungsfelder korrelieren direkt zwischen Design-Punkt und strömendem Fluid was eine formoptimierende Koordination der Design-Punkte verbessert und wesentlich exakter macht.

7. Fazit

Gelingt eine technische Umsetzung, können strömungsdynamische Profile auf Basis eines wesentlich exakteren Modells, mit größeren konstruktiven Freiheitsgraden in einem effizienten, schnellen Konstruktions- und Optimierungsverfahren ausgelegt werden. Dabei wird der individuelle Charakter eines jeden Profilabschnittes strömungsmechanisch erfasst und formgebend umgesetzt. Potentielle lokale Unstetigkeiten in der Profilkontur beeinträchtigen die numerische Strömungsberechnung und somit die weitere Formgebung. Die technische Herausforderung liegt sowohl in der Ausformung der Profilkontur als auch in visuellen Detektion des Strömungsbildes eines DFSF wobei die wesentliche Einflussgröße im qualitativen Informationsspektrum der Wissensbasis zu sehen ist. Somit ist dem Aufbau einer Datenbank auf Basis einer visuellen Mustererkennung eine gesonderte Priorität zuzuschreiben. Weitere Fehlerquellen sind in der zweidimensionalen numerischen Strömungssimulation zu sehen. Physikalische Effekte die nur in einer dreidimensionalen Strömung auftreten können somit nicht erfasst werden und fließen daher auch nicht mit in das Modellkonzept ein. Nach der Entwicklung des zweidimensionalen dynamischen finiten Strömungsfeldes ist in Zukunft der dreidimensionale Ausbau möglich.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Samad, K.-Y. Kim und K.-S. Lee, „Multi-Objective Optimization of a Turbomaschinery Blade,“ 5th Joint ASME/JSME Fluids Engineering Conference, San Diego, California USA, 2007.
- [2] A. James und S. K. K., „Multi-Objective Design Optimization of Wind,“ International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT), Vol. 3, Issue 12, Indien, 2014.
- [3] S. Pierret, „Multi-objective and Multi-Disciplinary Optimization of Three-dimensional Turbomachinery Blades,“ 6th World Congresses of Structural and Multidisciplinary Optimization, Rio de Janeiro, Brazil, 2005.
- [4] T. Verstraete, A. Hildebrand und R. Van den Braembussche, „Multidisciplinary design and off-design optimization of a radial compressor for industrial application,“ Proceedings of the 10th International

Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows, Brüssel, Belgien, 2011.

- [5] M. Uelschen, Entwurf und Optimierung der zweidimensionalen Gitterströmung axialer Turbomaschinenbeschaufelungen mit neuronalen Netzen und Genetischen Algorithmen, Kassel: Universität Gesamthochschule Kassel; Fachbereich Maschinenbau, 2000.
- [6] S. Pierret und R. A. Van den Braembussche, „Turbomachinery Blade Design Using a Navier-Stokes Solver and Artificial Neural Network,“ in *Journal of Turbomachinery, Volume 121, Issue 2, 1999*, pp. 326 - 332.
- [7] T. Sonoda, Y. Yamaguchi, T. Arima, M. Olhofer, B. Sendhoff und H.-A. Schreiber, „Advanced High Turning Compressor Airfoil for Low Reynolds Number Condition - Part 1: Design and Optimization,“ The American Society of Mechanical Engineers; Journal of Turbomachinery; Vol. 126, USA, Juli 2004.
- [8] C.-H. Wu, „A General Theory of the 3D Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed-Flow Types,“ National Advisory Committee for Aeronautics, Washington, 1952.

Datenbasierte Simulationsumgebung für das Training autonomer, maschineller Regelungssysteme

M. Sc. Martin Schiele ¹⁾, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Klaus Augsburg²⁾

¹⁾ Fahrzeugtechnik, TU Ilmenau, Deutschland, Martin.Schiele@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 49 50

²⁾ Fahrzeugtechnik, TU Ilmenau, Deutschland, Klaus.Augsburg@tu-ilmenau.de, +49 3677 69 38 42

Zusammenfassung

Nach der Auslegung und Produktion komplexer Systeme, folgen oft umfangreiche Tests zum Nachweis der Produktfähigkeit über die Grenzen der vorausgelegten Randbedingungen hinweg. Solche Tests erfolgen häufig automatisiert unter bestmöglicher Reproduktion der späteren Einsatzbedingungen. Die dabei gemessenen Daten spiegeln das Systemverhalten in Form von Mess-, Berechnungs- und Stellgrößen wieder. Mithilfe dieser Daten soll in der vorliegenden Arbeit ein Vorgehen beschrieben werden, dass sie nutzt und durch den Einsatz neuronaler Netze in eine Black-Box Simulationsumgebung überführt. Diese Simulationsumgebung wird dann dazu verwendet, das Systemverhalten vorherzusagen, Abweichungen zu erkennen und vor allem autonome Lernalgorithmen auf das System anzuwenden, denn selbst wenn das System fertig entwickelt ist, so bedarf es oft immer noch einer manuellen Parametrisierung der Systemsteuerung.

Schlüsselwörter: neuronale Netze, Black Box, maschinelles Lernen, big data, digitaler Zwilling

1. Einleitung

Komplexe Systeme, wie Verbrennungsmotoren und Kraftwerke, bestehen oft selbst aus einer ganzen Reihe von Subsystemen. Bei der Auslegung des Gesamtsystems werden diese Subsysteme für gewöhnlich als Baugruppen zusammengeführt und übernehmen gemeinsam bestimmte Aufgaben. In einem Verbrennungsmotor sind das Systeme wie der Turbolader zur Erhöhung der Zylinderfüllung, die Kühlwasserpumpe zur aktiven Temperaturregelung und das Einspritzsystem zur Kraftstoffversorgung des Brennraumes, um nur einige wenige zu nennen.

All diese Subsysteme werden von unterschiedlichen Herstellern geliefert und müssen nach Vorgaben eines Lastenheftes gewisse Anforderungen erfüllen. Zum Nachweis der Maschinenfähigkeit, werden dazu umfangreiche Tests auf dafür eigens aufgebauten Komponentenprüfständen durchgeführt und überwacht. Die Prüfstände sind hierfür mit umfangreicher Sensorik ausgestattet und zeichnen das Systemverhalten im relevanten Bereich (durch Lastenheft vorgegeben) auf. Bei der Kreation neuer Subsysteme werden oft Simulationsmodelle mit modellbasiertem Ansatz generiert. Diese dienen dann als Auslegungswerkzeug, müssen jedoch im Anschluss mit den am Prüfstand gewonnenen Daten validiert werden. Erst wenn Modell-Simulation und reale Messwerte übereinstimmen, gilt das Modell als validiert und kann innerhalb des validierten Bereiches zur weiteren Modellauslegung verwendet werden. Der in dieser Arbeit beschriebene Ansatz umgeht die Modellerstellung und nutzt die gewonnenen Daten direkt als Grundlage zur Generierung einer Black Box Simulationsumgebung, oder auch „digitaler Zwilling“, was allerdings erst nach der Fertigstellung des Produktes (Subsystem) möglich ist, da erst dann Messdaten vorliegen.

Dieser digitale Zwilling soll in der weiteren Verwendung vor allem dazu dienen eine nahezu exakte Kopie der realen Umgebung / des Simulationsobjektes darzustellen, um maschinelle Lernalgorithmen darauf anwenden zu können. So ist es möglich unter Vorgabe gewisser Zielfunktionen (Belohnungsfunktion) zu einer Steuerungslösung zu gelangen ohne am realen System arbeiten zu müssen. Dieses Vorgehen verspricht Havarie Sicherheit, hohen Parallelisierungsgrad und enorme Kostenersparnis durch große „sample efficiency“.

2. Maschinelles Lernen

Maschinelle Lernalgorithmen und die dazugehörigen Wissenschaftsfelder existieren seit weit über 50 Jahren und ihr Beginn wird mit der Dartmouth Conference 1955 in New Hampshire benannt [1]. Im Laufe der Jahrzehnte

wurden Modelle und Vorgehensweisen entwickelt, um Algorithmen zu ermöglichen, bestimmte Aufgaben zu erfüllen. Seit Anfang des 21. Jahrhunderts kam es durch verbesserte Rechentechnologien, vor allem seitens *NVIDIA* und deren *CUDA* Plattform, zu zunehmendem Interesse der Wissenschaft am Lösen parallelisierter Rechenaufgaben.

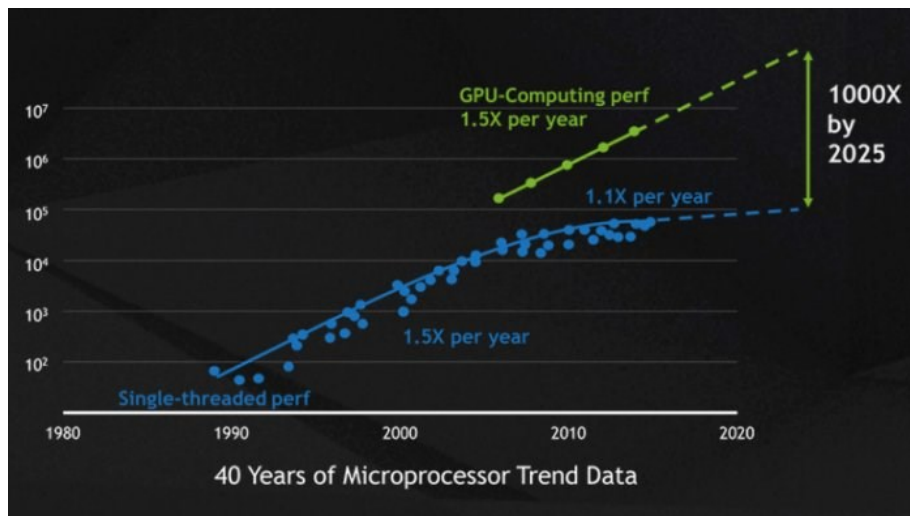


Abbildung 1. Darstellung von *Nvidia* zur Rechenleistungssteigerung der letzten 40 Jahre [2]

Das maschinelle Lernen setzt sich dabei aus drei Bereichen zusammen. Dem unbeaufsichtigten Lernen, dem beaufsichtigten Lernen und dem bestärkten Lernen. Unbeaufsichtigtes Lernen ist kein Baustein dieser Arbeit und wird daher nicht thematisiert, es beschäftigt sich allerdings mit dem Aufbereiten von Daten, aus denen keine klare Struktur bekannt ist. Das beaufsichtigte Lernen dient der Erstellung von Modellen mit klar bezeichneten Input und Output Parametern, sogenannten Features. Vor allem Klassifikations- und Regressionsaufgaben lassen sich mit dieser Form des maschinellen Lernens lösen und sie ist ein wichtiger Teil der in dieser Arbeit beschriebenen Vorgehensweise. Bestärkendes Lernen ist ebenfalls ein in dieser Arbeit genutztes, wichtiges Teilgebiet. Es liefert Methoden, die dazu dienen einen Algorithmus oder eine Funktion so anzupassen, dass diese nach bestimmten Vorgaben Entscheidungen trifft.

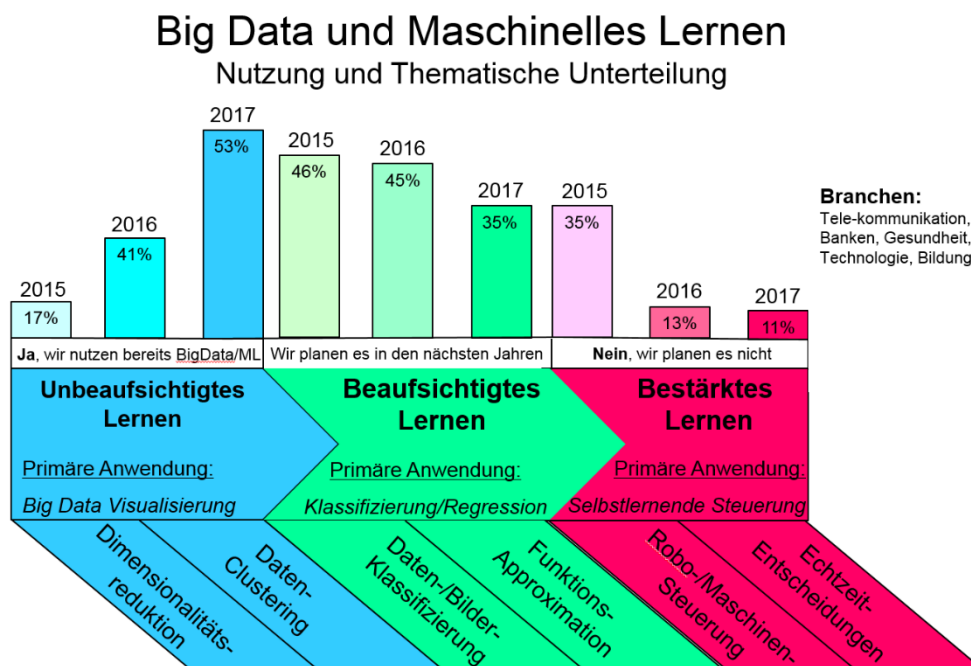


Abbildung 2. Unterteilung maschinellen Lernens und diverse Brancheninteressen am Thema [3]

Wie in Abbildung 2 ersichtlich, steigt seit Jahren das Interesse von Unternehmen sich dem Thema zu widmen. Zum einen, weil es ein Trend ist und zum anderen, weil sich daraus tatsächlich neue Möglichkeiten ergeben. Vor allem für Unternehmen, die viele Daten „produzieren“.

Eine solche Institution ist für gewöhnlich auch eine Forschungseinrichtung. An Fachgebiet Kraftfahrzeugtechnik der TU Ilmenau werden ständig Versuchsaufbauten an Prüfständen mit umfangreicher Messelektronik ausgestattet und getestet. Immer liegt diesem Vorgehen ein bestimmter Zweck zugrunde, wobei jedoch viele gemessene Daten nicht zwangsläufig weiterverwendet werden. Die Daten repräsentieren das Systemverhalten in verschlüsselter Form. Ihnen liegen zwar physikalische, chemische und biologische Gesetzmäßigkeiten zugrunde, diese sind aber nicht direkt sichtbar. Maschinelles Lernen bietet jedoch die Möglichkeit, auch ohne Modellansatz, zu korrekten Korrelationen zu finden.

In den vergangenen Jahren wurde das bestärkende Lernen zunehmend populärer [4–6]. Vor allem in Simulationsumgebungen, wie Videospielen und zum Erlernen einer Steuerung für Roboter [7]. Es zeigten sich vor allem in Spielumgebungen Leistungen, die denen von Menschen rasch überlegen waren [4, 8]. Das führt zu der Frage, in wie weit sich solche Algorithmen auf Steuerungsaufgaben übertragen lassen, die bisher von Menschen übernommen werden und was könnten das konkret für Aufgaben sein.

Als Beispiel wird der Verbrennungsmotor betrachtet. Dieser wird im Auslieferungszustand über ein fertig parametrisiertes Motorsteuergerät (ECU – Electronic Control Unit, oder Engine Control Unit) kontrolliert [9]. Dieses Steuergerät ist jedoch ein Produkt, dass nach Fertigstellung des Motors erst von Menschenhand parametrisiert werden muss [10]. Das bedeutet ein Produkt, dass von Menschen entworfen, wieder und wieder detailverändert und nach klaren Vorgaben funktioniert, am Ende der Produktionskette erst einmal lauffähig programmiert werden muss. Und auch wenn die Funktionsweisen klar sind, ist dies ein Prozess der enorm viel Aufwand bedeutet. Professionelle Anbieter wie die IAV (Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr), bieten diese Leistung für Automobilkonzerne an. Mit dieser Arbeit soll versucht werden eine Vorgehensweise aufzuzeigen, die es ermöglicht nahezu ohne menschliche Zuhilfenahme, jedwede Form komplexer Systeme zu steuern.

3. Bottom Up – Maschinelles Lernen am virtuellen Baugruppensystem

Ein System wie der Verbrennungsmotor lässt sich in einzelne Subsysteme unterteilen. Diese Subsysteme beschreiben in Summe das Gesamtsystem, Motor. Ausgehend von dieser Annahme, ist es möglich eine Simulationsumgebung aufzubauen, welche aus Blackbox Modellen der Subsysteme besteht.

Die folgende Illustration 3, zeigt den beispielhaften Zusammenhang anhand des Verbrennungsmotors.

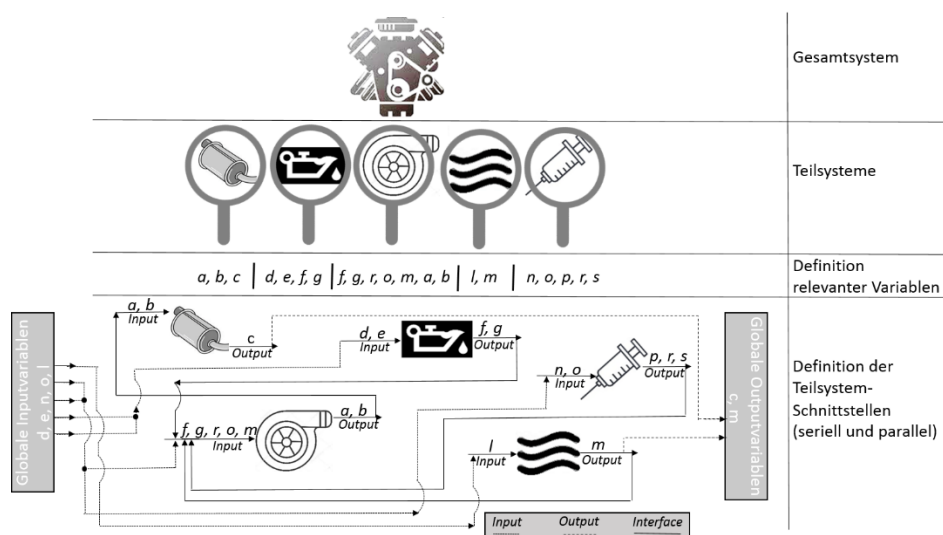


Abbildung 3. Gesamtsystem Verbrennungsmotor unterteilt in Teilsysteme

Jedes der Subsysteme weist ein eigenes Systemverhalten auf. Wird ein Verbrennungsmotor zusammengestellt, gibt ein Lastenheft die Anforderungen an jedes der einzelnen Subsysteme vor. Lieferanten dieser Subsysteme

testen ihre Produkte für gewöhnlich sehr umfangreich an dafür vorgesehenen Komponentenprüfständen, um die Maschinenfähigkeit für den Kunden nachzuweisen.

Bei diesen, oft sehr umfangreichen Tests, entstehen große Datensätze, da die Prüflinge mit Messinstrumenten ausgestattet werden, welche im Serienbetrieb oft nicht mehr angebracht sind. Wird also beispielsweise ein Turbolader am Heißgasprüfstand auf Lebensdauer, Maximaldrehzahl und sein Kennfeld getestet, so liefern diese Tests Daten, welche zur Validierung einer modellbasierten Simulationsumgebung dienen könnten, oder gleich als Blackbox Simulationsumgebung, ohne Umweg über ein entsprechendes Werkzeug, genutzt werden können.

Dazu sind, wie in Abbildung 3 gezeigt wird, die Schnittstellen zwischen den Subsystemen zu definieren und alle relevanten Variablen zu messen. Das Verfahren kann als „Bottom – Up“ bezeichnet werden, da jedes Teilsystem in ein eigenes Blackbox Modell überführt werden muss, um anschließend zum Gesamtsystem zusammengeschaltet zu werden. Dafür wird überwacht Lernen eingesetzt und neuronale Netze so trainiert, dass Sie die Systemzusammenhänge akkurat approximieren können (Black Box Simulation).

4. Simulationswerkzeuge – neuronale Netze

Zur Simulation von verschiedenen physikalischen, chemischen und biologischen Systemen existieren einige kommerzielle Werkzeuge. Einfach betrachtet ist das Simulieren eines Systems nicht viel mehr als das Aufstellen einer oft nichtlinearen Funktion. Unter bestimmten Eingangsumständen X ergeben sich Ausgangsvariablen Y . Demnach liegt hier ein Regressionsproblem vor. In der realen Welt ist oft mit kontinuierlichen Aktions- und Zustandsräumen umzugehen. Aufgrund ihrer Kontinuität existieren praktisch unendlich viele Kombinationen, welche nie durch Messungen an Komponentenprüfständen vollumfänglich abgebildet werden können. Das zu nutzende Werkzeug, muss also zumindest die Fähigkeit besitzen, unter Eingabe diskreter Messpunkte die dazwischenliegenden Zusammenhänge zu interpolieren.

Als Blackbox Simulationswerkzeug wird in dieser Arbeit auf neuronale Netzwerke zurückgegriffen. Ihre Fähigkeiten komplexe Zusammenhänge abzubilden und zu interpolieren sind weitreichend bekannt [11–13]. Dabei wird wie folgt vorgegangen. Eine Reihe von zusammengehörigen Datenpunkten wird in „Inputs“ und „Outputs“ unterteilt. Über das Gradientenabstiegsverfahren werden die zufällig initialisierten Gewichtungen der einzelnen Knotenpunkte soweit angepasst, dass die benutzten Trainingsdatensätze innerhalb einer Bestimmten Fehlerquote die „Inputs“ optimal zu den „Outputs“ umrechnen. Dieser Zusammenhang soll an einem einfachen Multi Layer Perceptron (MLP) in Abbildung 4 gezeigt werden.

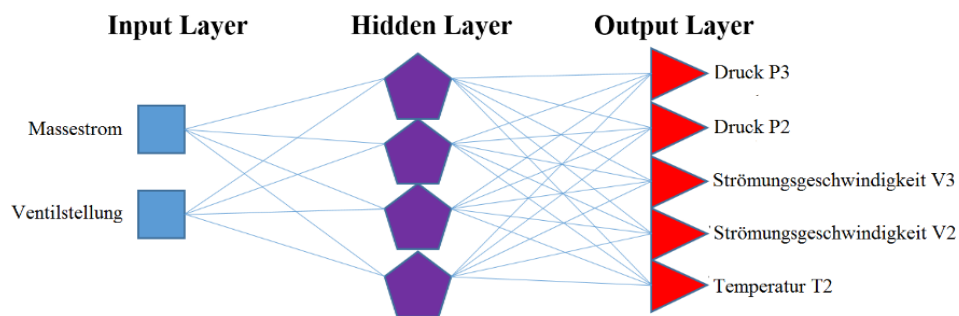


Abbildung 4. Voll verknüpftes MLP Netzwerk zur Regression/Simulation von Drücken, Strömungsgeschwindigkeiten und einer Temperatur [14]

Das genannte Beispiel wird im weiteren Verlauf noch ausführlich beschrieben. Einfach illustriert sind hier zwei Inputvariablen „Massestrom“ und „Ventilstellung“ welche am Ende in 5 Outputvariablen umgewandelt werden. Das neuronale Netzwerk stellt damit über diese Variablen ein Systemverhalten dar.

Übertragen auf das Beispiel des Verbrennungsmotors, ließen sich alle Subsysteme virtuell durch neuronale Netzwerke „substituieren“. Ihr spezifisches Systemverhalten, welches den gemessenen Daten der Prüfstandtests inhärent ist, kann somit simuliert werden. Abbildung 5 zeigt eine Abwandlung von Abbildung 3 derart, dass die einzelnen Teilsysteme nun durch neuronale Netze ersetzt wurden. Typische Netztopologien können MLPs, LSTMs (long short term memory) oder GRUs (gated recurrent unit) sein [15, 16]. Dargestellt sind allerdings in jeder Illustration ausschließlich MLPs, um den Detailgrad nicht unnötig, unübersichtlich zu steigern.

In der vorliegenden Quelle [17] ist ein Überblick verschiedener, bereits unternommener Versuche zu finden neuronale Netze (NN) in den Betrieb von Verbrennungsmotoren mit einzubinden. Vor allem das Ersetzen von LookUp-Tables durch NN scheint hierbei oft hilfreich, da sie kontinuierlich Werte zu interpolieren vermögen.

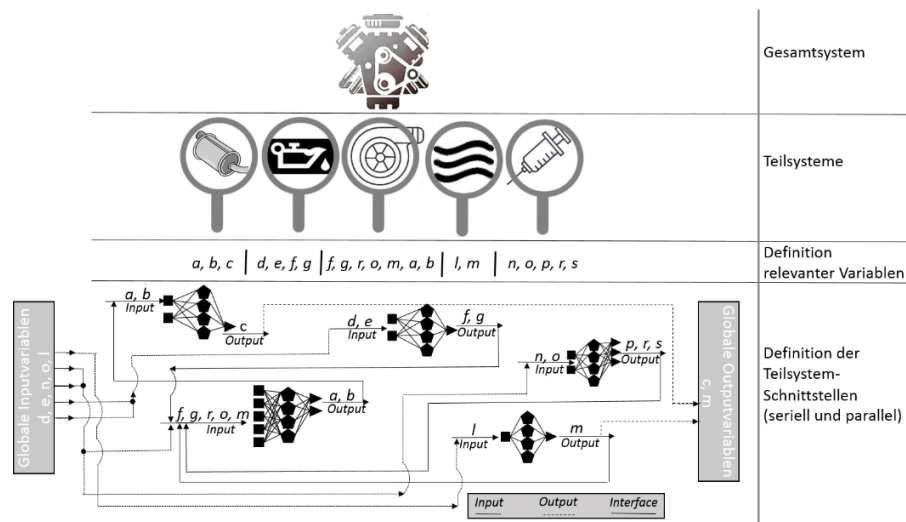


Abbildung 5. Gesamtsystem Verbrennungsmotor in Teilsysteme unterteilt und Teilsysteme durch neuronale Netzwerke approximiert / simuliert (Blackbox Modelle)

5. Der digitale Zwilling als Werkzeug

Das Nachbilden eines Gesamtsystems aus Blackbox Simulationsmodellen seiner Teilsysteme hat den Zweck die für gewöhnlich anfallenden Messdaten sinnvoll zu nutzen und schon vor Fertigstellung des realen Gesamtsystems eine auf empirischen Daten beruhende Simulationsumgebung zu schaffen. Abbildung 6 fasst die „Transformation“ noch einmal zusammen (die Illustration ist idealisiert, inwiefern Systemschnittstellen seriell oder parallel verlaufen ist systemabhängig).

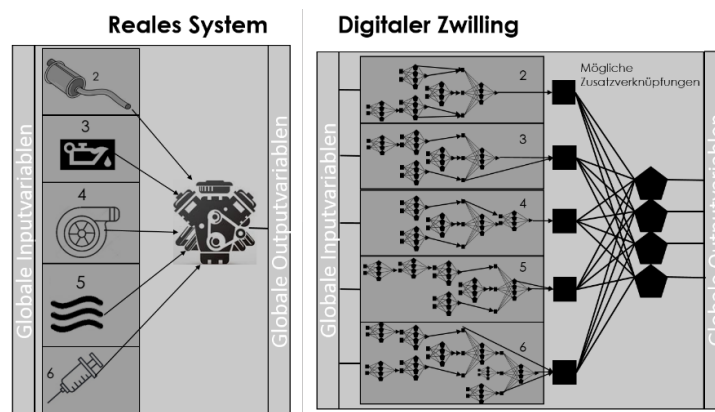


Abbildung 6. Gesamtsystem mit Subsystemen, real und digital

Wie schon in der Einleitung beschrieben, gibt es mehrere Anwendungsmöglichkeiten für einen solchen digitalen Zwilling.

1. Als Simulationsmodell welches es ermöglicht „offline“, also nicht am realen System, sondern am Computer Steuerungsaufgaben über einen „bestärkenden Lernalgorithmus“ anzutrainieren.

2. Als Vorhersagemodell im Realbetrieb. Das bedeutet man kann etwaige Aktionen schon vor realer Durchführung am digitalen Zwilling ausprobieren und schauen in wie fern Randbereiche des Gesamtsystems gefährdet sind.
3. Zur Verschleiß und Toleranzkontrolle. Wird beispielsweise ein Master Turbolader zur Messung eines Kennfeldes benutzt um dessen Daten zur Generierung eines Subsystemzwillings verwendet können, treten beim Einsetzen eines Serienturboladers im Realsystem fertigungstoleranzbedingt Unterschiede auf. Diese ließen sich messen und gegebenenfalls über ganze Chargen überwachen. Auch Sensoralterung ließe sich vorhersagen. Sind im Realsystem Sensoren verbaut, welche auch beim Erstellen des digitalen Zwillings vorhanden waren und messen diese trotz gleicher Randbedingungen zu große Unterschiede, so kann dies sowohl an einem fehlerhaften System, als auch an einem Sensorfehler, oder an Sensoralterung liegen. In jedem Fall wird ein auffälliger Unterschied zwischen Vorhersagewert und Realwert zu erhöhter Aufmerksamkeit am entsprechenden Subsystem führen und eine mögliche Havarie rechtzeitig vorhersagen oder andeuten.
4. Virtuelle Sensoren stehen ebenfalls zur Verfügung. Hat man wie beim Verbrennungsmotor im Serienbetrieb nur wenige verfügbare Messwerte, so können nicht verfügbare Werte aus anderen korreliert werden.

Im Folgenden soll Punkt 1 genauer an einem Beispiel vorgestellt werden. Die detaillierte Modellerstellung wird nicht genauer erläutert um den Fokus auf die Methode und die erzielten Ergebnisse zu legen. Sie ist genauer in Quelle [14] erläutert.

6. Testsystem Heißgasprüfstand

Um die vorgestellte Methode für den Anwendungsfall einer reglerfreien Steuerung, basierend auf bestärkendem lernen zu validieren, wird folgend ein reales, wenn auch einfaches Problem vorgestellt (Abbildung 7).

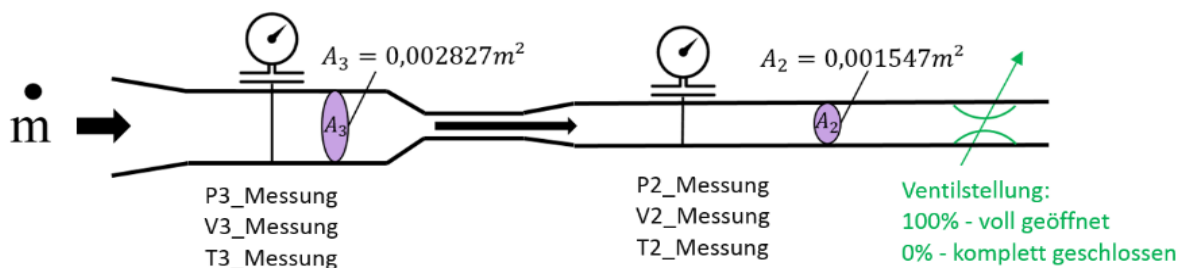


Abbildung 7. Testset Heißgasprüfstand, Massestrom und Ventilsteuerung [14]

Am Heißgasprüfstand des Fachgebietes Fahrzeugtechnik wurde eine simple Druckluftverrohrung installiert. Es gibt zwei Input Variablen (Steuergrößen), nämlich Massestrom und Ventilstellung, welche in Kombination bestimmte Drücke, Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen an zwei verschiedenen Messstellen kontrollieren. Stellt man also einen festen Massestrom ein und verringert über das Ventil den Strömungsquerschnitt steigt der Systemdruck. Drücke, Strömungsgeschwindigkeiten und Temperaturen sind Output Variablen und der Variablenzusammenhang ist bereits in Abbildung 4 gezeigt worden. Dieses Setup und seine Digitalisierung wurde schon ausführlich in [14] beschrieben. Der Zusammenhang ist teilweise stark nichtlinear, besonders zwischen den Outputvariablen P3 und P2. Da hier ein Blackbox Modell verwendet wird, soll nicht explizit auf den physikalisch korrekten Zusammenhang über Gleichungen eingegangen. Dieser Zusammenhang wird aufgegriffen, wenn es den Ergebniserklärungen dienlich erscheint. Reale physikalische Zusammenhänge sind für Blackbox Simulationen und insbesondere neuronale Netze belanglos, sie approximieren ausschließlich Muster. Ähnlich einem Menschen, der unter der Dusche steht und über einen Drehregler den optimalen Komfortbereich via Massestrom und Temperatur zum Duschen einstellen möchte. Dabei ist es egal wie hoch der Wärmeübergangskoeffizient der Haut oder die Wärmekapazität des Wassers ist, die Erinnerung spiegelt ein Muster der Drehreglerstellung im gewollten Komfortbereich wieder.

Wenn man nun in der Lage ist über Eingabe zweier Variablen (Massestrom und Ventilstellung) den Zustand des Systems (P3, T3, V3, P2, T2, V2) vorherzusagen, ist die Simulationsumgebung geschaffen. Abbildung 8 zeigt die Zusammenhänge in Form zweier Diagramme.

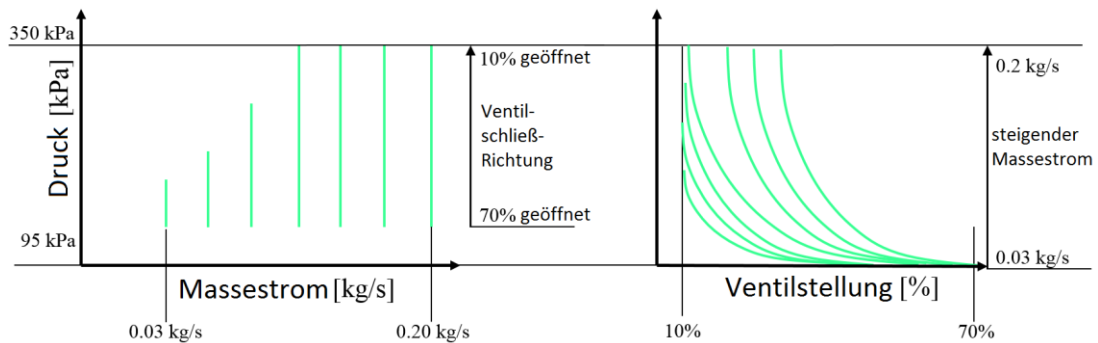


Abbildung 8. Qualitative Kennfelddarstellung für Strömungsgeschwindigkeit (links) und Druck (rechts)

Die erreichte Abweichung zwischen Modellvorhersage aus trainierten Trainingsdatensätzen und einem Validierungsdatensatz beträgt etwa 0,44% Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers (RMSE – root mean squared error) und 0,0022% des mittleren quadratischen Fehlers (MSE – mean squared error).

Mithilfe dieser Simulationsumgebung ist es nun möglich einen maschinellen Lernalgorithmus zu Trainieren. Im Folgenden wird ein Actor-Critic (AC) verfahren verwendet, das den Namen „D4PG – Distributed Distributional Deep Deterministic Policy Gradient“ [18] trägt. Der Algorithmus ist in der Lage kontinuierliche Kontrollaufgaben nach Stand der Technik zu übernehmen. Zwei neuronale Netze, der „Actor“ und der „Critic“ werden dazu trainiert und zyklisch kopiert. Das Lernen geschieht recht langsam, sorgt aber dafür, dass die Lernkurve in der Regel konvergiert. Für das vorliegende System wurden rund 3 Millionen Zustandsänderungen durchlaufen.

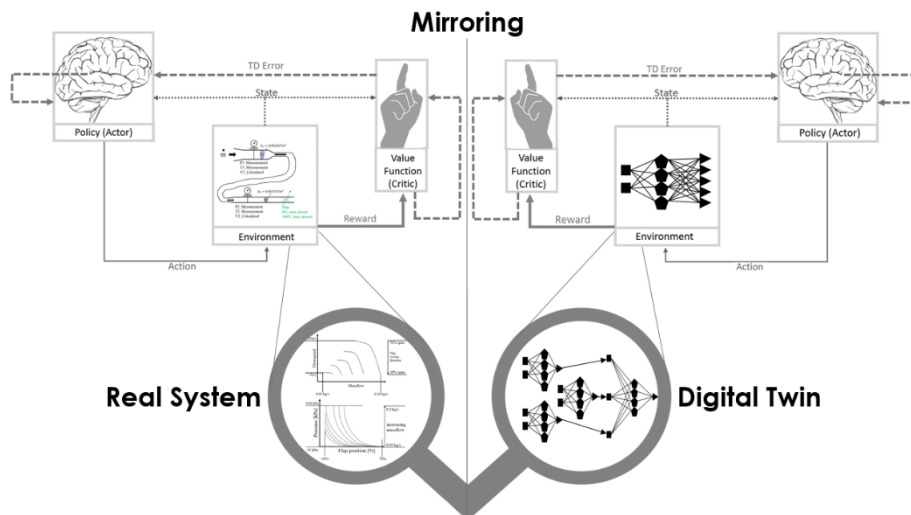


Abbildung 9. Gespiegeltes System Heißgasprüfstand, eingebunden in eine Actor-Critic Lernumgebung

In Abbildung 9 ist die Lernumgebung illustriert. Der Actor ist vergleichbar mit einem Kind, das auf dem Spielplatz spielt, wobei der Critic die Mutter darstellt, welche die einzelnen Aktionen des Kindes bewertet und so seine Prägung auf bestimmte Verhaltensmuster bildet. Der AC-Algorithmus trainiert jetzt unter Vorgabe einer Belohnungsfunktion, die Steuerung des Prüfstandes. Als Zielvorgaben werden ein zu erreichender Zieldruck und eine zu erreichende Zielströmungsgeschwindigkeit nach Gleichung 5.1 vorgegeben. In der hier behandelten Beispielumgebung wurden viele verschiedene Zielfunktionen getestet, jedoch hier nur diese eine genauer beschrieben.

$$Reward = -abs(P_{Ziel} - P_{Ist}) - abs(V_{Ziel} - V_{Ist}) \quad (5.1)$$

Gleichung 5.1 wird nur dann zu Null, wenn der gewünschte Druck und die gewünschte Strömungsgeschwindigkeit erreicht werden. Der Algorithmus erhält über die „Reward-Funktion“ eine Belohnung für Zustands-Aktions Tupel. So lernt er durch optimieren des Summenrewards, also den über mehrere Episoden aufsummierten Reward seinen Aktionsspielraum (Gleichung 5.2) so zu nutzen, die Belohnung möglichst groß (gegen 0 strebend) ausfallen zu lassen. Der Aktionsspielraum sieht wie folgt aus (2 Werte):

$$Aktionsraum = [\pm \Delta Ventil, \pm \Delta \dot{m}] = [\pm 0,8 \%, \pm 0,005 \frac{kg}{s}] \quad (5.2)$$

Der übergebene Zustandsraum lässt sich via Gleichung 5.3 folgendermaßen darstellen (8 Werte):

$$\text{Zustandsraum} = [\text{Aktion}_{\text{Ventil}}, \text{Aktion}_m, \text{Ventil}_{\text{Ist}}, \dot{m}_{\text{Ist}}, P_{\text{Ist}}, V_{\text{Ist}}, P_{\text{Ist}} - P_{\text{Soll}}, V_{\text{Ist}} - V_{\text{Soll}}] \quad (5.3)$$

Nach dem Trainingsprozess wird das Actor-Netzwerk extrahiert und am Prüfstand eingesetzt. Nun erhält man ein neuronales Netzwerk, das den Umgebungszustand (Gleichung 5.3) als Input zugeführt bekommt und nach Zielvorgaben (Gleichung 5.1) selbstständig die nötigen Steuerelemente bedient (Gleichung 5.2) um sie zu erreichen. Im PKW könnte später die Zielvorgabe sein, die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugleistung via Pedalstellung zu erreichen, unter der Prämisse, wenig Schadstoffe ausstoßen. Die am Prüfstandbeispiel möglichen Aktionen sind dabei das Verstellen des Massestroms im Bereich von 0,03kg/s bis 0,2kg/s und das Verstellen des Ventils im Bereich von 10 % bis 70% Öffnungsweite.

Wie beschrieben wurde das Actor-Netzwerk am Prüfstand getestet. Abbildung 10 zeigt einen solchen Versuch. Nach Vorgabe einer gewünschten Strömungsgeschwindigkeit und eines gewünschten Zieldruckes, werden innerhalb des Actor-Netzwerkes die antrainierten Zielfunktionen in Form von Aktionen versucht zu erfüllen. Selbst wenn ein Wert aufgrund unrealer Werte nicht erreichbar wäre, würde das System dennoch versuchen nächstmöglich dran zu kommen.

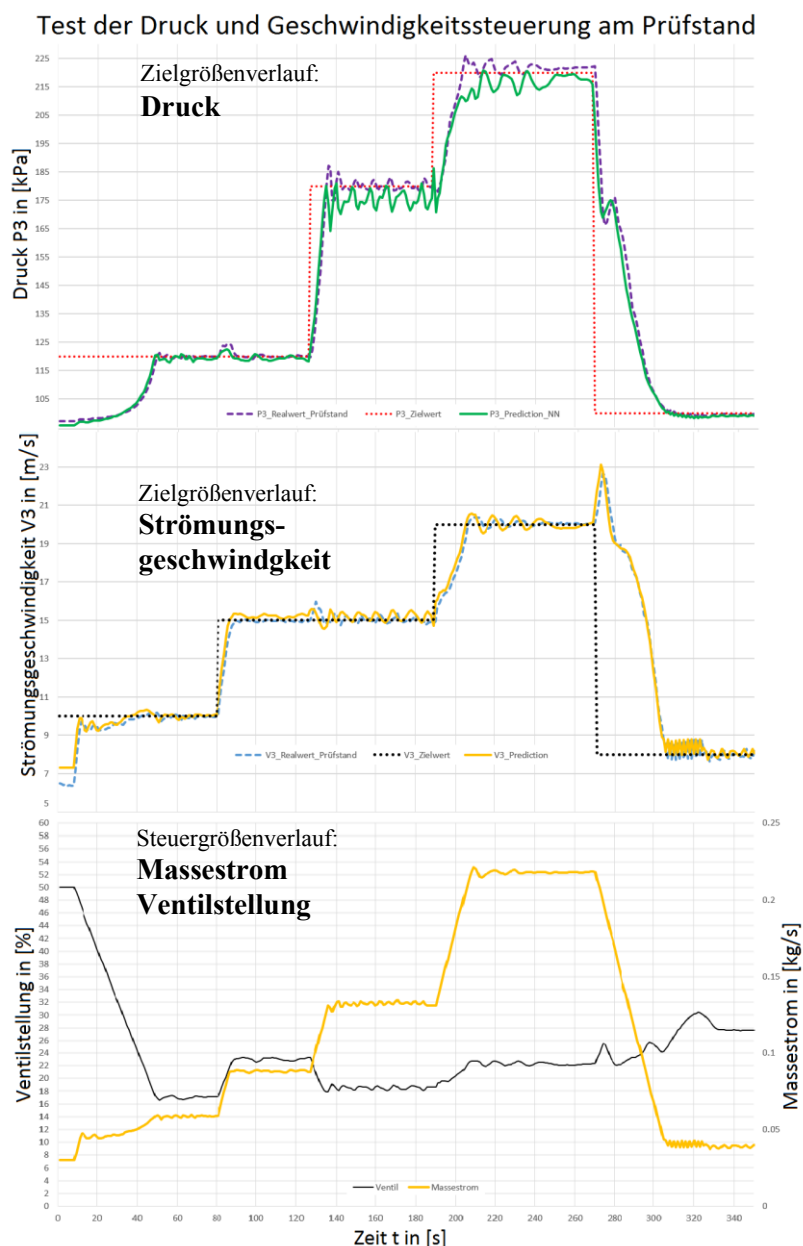


Abbildung 10. Ergebnisse des realen Prüfstandversuches, eines D4PG trainierten Actor-Netzwerkes

Je nach Trainingsdauer und Anwendung des Steueralgorithmus kommt es zu Einschwingprozessen. Wird das Ventil zugestellt, verringert sich die Strömungsgeschwindigkeit und der Druck steigt. Erhöht sich der Massestrom, steigen Druck und Strömungsgeschwindigkeit gemeinsam. Sowohl die Zielgeschwindigkeit, als auch der Zieldruck werden immer sehr gut erreicht. Wichtig ist dabei noch einmal anzumerken, dass der handelnde Agent die reale Umgebung nie gesehen hat. Er lernte das Umgebungsverhalten ausschließlich aus dem durch Messwerte erstellten, digitalen Zwilling der Umgebung. Damit kann gezeigt werden, dass reale Probleme, anhand von digitalen, neuronalen Netzwerk-Zwillingen gelöst werden können, insofern eine kleine Datenbasis vorliegt.

Des Weiteren hat sich gezeigt, dass der digitale Zwilling keine perfekte Kopie der Umgebung sein muss. Selbst wenn Vorhersagewerte und Realwerte nicht ansatzweise übereinstimmen, so regelt der Agent die Zielvorgaben trotzdem genauso gut ein, als wäre beides gleich, insofern der digitale Zwilling die relativen Variablenzusammenhänge richtig wiedergibt. Das liegt darin begründet, dass der Agent lernt, welchen Einfluss jede mögliche Aktion bezüglich der Zielwerte hat. Nämlich den Zusammenhang zwischen Verstellen von Massestrom und Ventilstellung als Einfluss auf Strömungsgeschwindigkeit und Druck. Er orientiert sich also an Relativwerten, an Gradienten und niemals an Absolutwerten (sofern diese im State – Zustand mit übergeben werden).

7. Fazit und Ausblick

Es konnte gezeigt werden, dass es möglich ist ein reales System mit Mess- Berechnungs- und Stellgrößen zu erfassen und anschließend als Black Box Simulationsmodell in Form neuronaler Netzwerke zu überführen. Mithilfe dieser digitalen Kopie eines Realweltproblems, lassen sich aus der Informatik bekannte, maschinelle Lernalgorithmen auf Steuer- und Optimierungsprobleme anwenden. Diese Algorithmen brauchen viele Trainingsdatensätze und Hyperparameteroptimierung, wodurch ein Lernen am echten System ineffizient wäre. Außerdem müsste das Explorationsverhalten stark eingeschränkt werden, um Havarien vorzubeugen. Das Nutzen einer digitalen Kopie gelang im vorliegenden Fall für die Druck- und Strömungsgeschwindigkeitsregelung eines Rohrsystems via D4PG Actor-Critic Verfahren.

Da es das Ziel sein soll zu zeigen, dass ein komplexes System wie der Verbrennungsmotor auf diese Weise automatisch steuerbar wird, ist der nächste Schritt ein Subsystem, den Abgasturbolader, digital zu kopieren. Ist es möglich, den Abgasturbolader in Verbindung mit dem Motor anhand realer Messwerte zu simulieren, kann ein maschineller Lernalgorithmus versuchen die Ladedrucksteuerung vollautomatisch, anhand übergeordneter Optimierungsfunktionen zu übernehmen. Das digitale Kopieren ist jüngst gelungen[19], Abbildung 11.

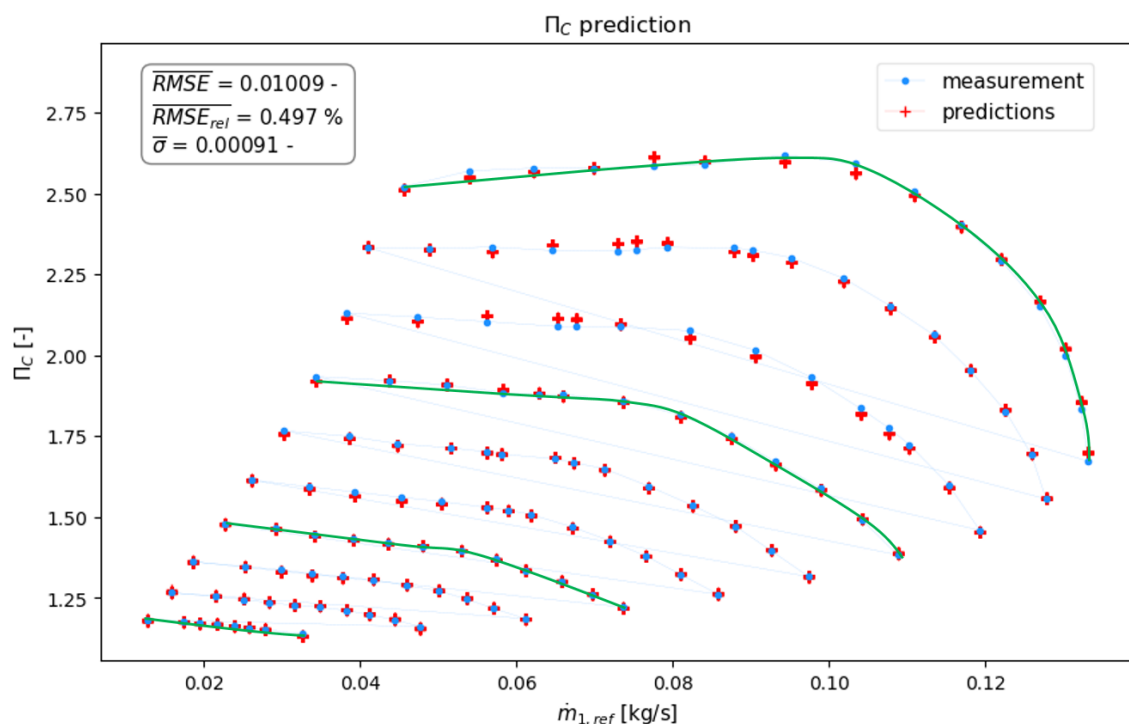


Abbildung 11. Black Box Abgasturboladersimulation, Verdichterkennfeld. Trainierte Linien in Grün

Sämtliche Zusammenhänge innerhalb des Turboladers haben sich mit Fehlerquoten weit unter 1% RMSE wiedergeben lassen. Dabei wurden 10 Kennlinien gemessen (blaue Punkte), jedoch nur 4 antrainiert. Abbildung 11 zeigt, wie gut das neuronale Netzwerk darin war die unbekanntes Messpunkte vorherzusagen (rote Kreuze). Auch Verdichtewirkungsgrad und Turbinenkennfelder haben sich sehr gut vorhersagen lassen. Die Wiedergabegenauigkeit steigt zunehmend mit der Anzahl an Trainingsdaten, wobei das Nutzen von 40% der Messwerte bereits zu mehr als zufriedenstellenden Ergebnissen führte. Doch was bedeutet das für weitere Untersuchungen?

Es eröffnet zukünftig nun die Möglichkeit, anhand eines „digitalen Turboladers“ eine Ladedrucksteuerung zu trainieren, die dann am Motor implementiert werden kann. So wäre es möglich die Motorsteuerung Subsystem, für Subsystem zu optimieren, oder bei Neuaufbau initial zu installieren.

Literaturverzeichnis

- [1] M. Khosrow-Pour, Hg., *Advanced methodologies and technologies in artificial intelligence, computer simulation, and human-computer interaction*. Hershey, PA: Engineering Science Reference, an imprint of IGI Global, 2019.
- [2] Martin Heller, *What is CUDA? Parallel programming for GPUs: You can accelerate deep learning and other compute-intensive apps by taking advantage of CUDA and the parallel processing power of GPUs*. Verfügbar unter: <https://www.infoworld.com/article/3299703/what-is-cuda-parallel-programming-for-gpus.html> (14.06.2019).
- [3] Louis Columbus, *53% Of Companies Are Adopting Big Data Analytics*. Verfügbar unter: <https://www.forbes.com/sites/louiscolombus/2017/12/24/53-of-companies-are-adopting-big-data-analytics/> (14.06.2019).
- [4] V. Mnih, K. Kavukcuoglu, D. Silver, A. Graves, I. Antonoglou, D. Wierstra, M. Riedmiller, *Playing Atari with Deep Reinforcement Learning*.
- [5] T. Bansal, J. Pachocki, S. Sidor, I. Sutskever und I. Mordatch, “Emergent Complexity via Multi-Agent Competition,” Okt. 2017.
- [6] G. Brockman, V. Cheung, L. Pettersson, J. Schneider, J. Schulman, J. Tang und W. Zaremba, “OpenAI Gym,” Jun. 2016.
- [7] OpenAI, M. Andrychowicz, B. Baker, M. Chociej, R. Jozefowicz, B. McGrew, J. Pachocki, A. Petron, M. Plappert, G. Powell, A. Ray, J. Schneider, S. Sidor, J. Tobin, P. Welinder, L. Weng und W. Zaremba, “Learning Dexterous In-Hand Manipulation,” Aug. 2018.
- [8] M. Hessel, J. Modayil, H. van Hasselt, T. Schaul, G. Ostrovski, W. Dabney, D. Horgan, B. Piot, M. Azar und D. Silver, “Rainbow: Combining Improvements in Deep Reinforcement Learning,” Okt. 2017.
- [9] V. D. Bhise, *Automotive product development: A systems engineering implementation*. Boca Raton, London, New York: CRC PressTaylor & Francis Group, 2017.
- [10] T. Cuatto, C. Passerone, C. Sansoè, F. Gregoretti, A. Jurecska und A. Sangiovanni-Vincentelli, “A Case Study in Embedded Systems Design: An Engine Control Unit,” *Design Automation for Embedded Systems*, 6. Jg., Nr. 1, S. 71–88, 2000.
- [11] D. F. Specht, “A general regression neural network,” (eng), *IEEE transactions on neural networks*, 2. Jg., Nr. 6, S. 568–576, 1991.
- [12] X. Shi, Z. Gao, L. Lausen, H. Wang, D.-Y. Yeung, W.-k. Wong und W.-c. Woo, “Deep Learning for Precipitation Nowcasting: A Benchmark and A New Model,” Jun. 2017.
- [13] I. E. Lagaris, A. Likas und D. I. Fotiadis, “Artificial neural networks for solving ordinary and partial differential equations,” (eng), *IEEE transactions on neural networks*, 9. Jg., Nr. 5, S. 987–1000, 1998.
- [14] M. Schiele und K. Augsborg, “Using a Multidimensional Input/Output Neural Network-Regression for Experienced Replay Suitability on Real World Test Bench Data,” in *2019 IEEE International Conference on Mechatronics (ICM)*: IEEE, Mrz. 2019 - Mrz. 2019, S. 433–439.
- [15] S. Hochreiter und J. Schmidhuber, “Long Short-Term Memory,” *Neural Computation*, 9. Jg., Nr. 8, S. 1735–1780, 1997.
- [16] K. Cho, B. van Merriënboer, C. Gulcehre, D. Bahdanau, F. Bougares, H. Schwenk und Y. Bengio, “Learning Phrase Representations using RNN Encoder-Decoder for Statistical Machine Translation,” Jun. 2014.
- [17] R. F. Turkson, F. Yan und M. K. A. Ali, *Artificial Neural Network Applications in the Calibration of Engines*, 1. Aufl. Saarbrücken: LAP LAMBERT Academic Publishing, 2016.
- [18] G. Barth-Maron, M. W. Hoffman, D. Budden, W. Dabney, D. Horgan, D. TB, A. Muldal, N. Heess und T. Lillicrap, “Distributed Distributional Deterministic Policy Gradients,” Apr. 2018.
- [19] Sebastian Berger, “Interpolation nichtlinearer Zusammenhänge am Beispiel des Abgasturboladers,” Masterarbeit, Kraftfahrzeugtechnik, 2019.

Testpriorisierung im Rahmen eines modellbasierten Testprozesses am Beispiel einer virtuellen Inbetriebnahme

M.Sc. Martin Reider ¹⁾, Dr.-Ing. Anton Strahilov ²⁾, B.Sc. Thorsten Schmitz ³⁾, Dipl.Inform. Karsten Meinecke ⁴⁾

¹⁾ Institut f. Automation und Kommunikation e.V., Magdeburg, Deutschland, martin.reider@ifak.eu, +49 391 9901492

²⁾ EKS InTec GmbH, Weingarten, Deutschland, anton.strahilov@eks-intec.de, +49 751 3621685

³⁾ EKS InTec GmbH, Weingarten, Deutschland, thorsten.schmitz@eks-intec.de, +49 751 3621685

⁴⁾ Institut f. Automation und Kommunikation e.V., Magdeburg, Deutschland, karsten.meinecke@ifak.eu, +49 391 9901449

Zusammenfassung

Es wird ein Ansatz für die Priorisierung von Testfällen im Rahmen eines modellbasierten Testprozesses vorgestellt. In diesem werden Methoden der Modellsynthese, Testgenerierung und Testpriorisierung miteinander verknüpft, um systematisch und effizient zu priorisierten Testfällen zu gelangen. Das Ergebnis ist eine optimierte Testsuite, die ein schnelles Feedback für den Testingenieur bei der Testdurchführung verspricht. Der Prozess ist dabei bezüglich der Auswahl der zu testenden Features und der Optimierungskriterien für die Testpriorisierung hochgradig parametrierbar. Anhand eines Beispiels aus der industriellen Automation sollen die Ergebnisse der Arbeit demonstriert werden. Bei diesem wird für ein virtualisiertes Produktionssystem im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme über den modellbasierten Testprozess eine Testsuite generiert und anschließend untersucht, inwiefern der Testprozess durch die Testpriorisierung effizienter gestaltet werden kann.

Schlüsselwörter: Testpriorisierung, Virtuelle Inbetriebnahme, Modellbasierter Test, Testgenerierung, Modellsynthese

1. Einleitung

Im Lebenszyklus eines Geräts, einer Komponente und/oder eines Systems im industriellen Einsatz führen schnelllebige sowie eine wachsende Anzahl von Anforderungen und die damit verbundene Zunahme von Features und Feature-Änderungen zwangsläufig zu einer steigenden Anzahl benötigter Testfälle, die zur Qualitätssicherung des jeweiligen Produkts durchgeführt werden müssen. Durch die Anwendung von Methoden des modellbasierten Testens, insbesondere die Test Generierung, verschärft sich diese Charakteristik durch die damit verbundene zunehmende Anzahl durchzuführender Testfälle. In Folge steigen die Kosten der Testdurchführung im Sinne des Zeit- und Ressourceneinsatzes.

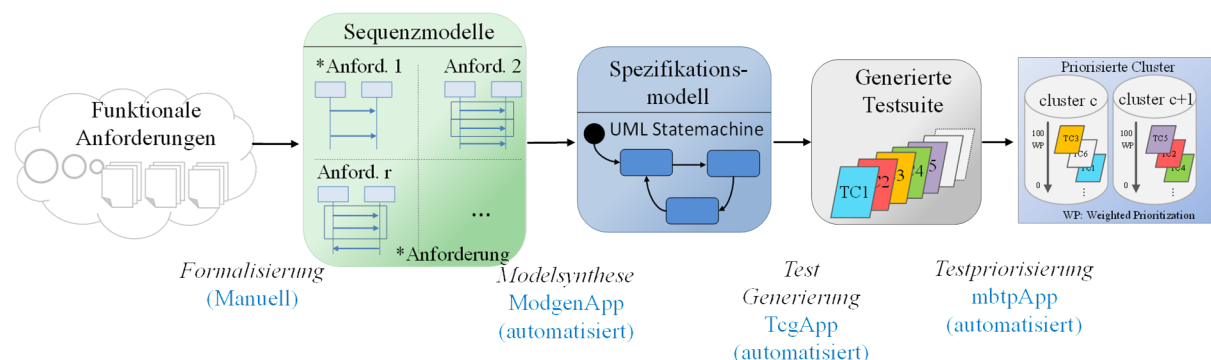


Bild 1: Modellbasierter Testprozess und Testpriorisierung

Vor diesem Hintergrund wird in diesem Beitrag ein Ansatz für eine anforderungs- und modellbasierte Methode der Testpriorisierung vorgestellt, die eine effiziente Testausführung insbesondere im Rahmen eines modellbasierten Testprozesses (Bild 1) ermöglicht. Als Ausgangsbasis der Testpriorisierung werden Methoden

der Modellsynthese und modellbasierten Testgenerierung miteinander kombiniert, um systematisch und effizient zu einer Testsuite zu gelangen, die für alle funktionalen Aspekte des Systems unter Test (SUT) passende Testfälle beinhaltet. Die Anwendung des modellbasierten Testprozesses wird im Beitrag für ein industrielles Beispiel im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme aufgezeigt. Die vorgestellte Priorisierungsmethode wird mit einer zufallsbasierten Strategie verglichen und hinsichtlich der Zielgrößen Testabdeckung und Fehleraufdeckungsrate im frühen Testprozess untersucht. Die in diesem Beitrag vorgestellten Methoden basieren auf dem vom BMBF in der EU ITEA Initiative geförderten Projekt TESTOMAT¹.

2. Stand der Technik

Zur Reduzierung des Testaufwands bieten sich verschiedene Methoden an, wobei generell zwischen der Testselektion, Testminimierung und Testpriorisierung unterschieden wird. Bei der Testselektion wird im Rahmen einer Testausführung eine Teilmenge aller Testfälle ausgewählt, die in Abhängigkeit einer oder mehrerer Restriktionen den Test hinsichtlich eines Testziels optimiert [1]. Mithilfe der Testminimierung sollen hingegen obsoletere Testfälle erkannt und dauerhaft aussortiert werden [1] [2] [3]. Methoden der Testpriorisierung erlauben es, für eine oder mehrere Metriken eine Bewertung von Testfällen für ein konkretes Priorisierungs- und Testziel vorzunehmen. Ein übliches Testziel stellt hierbei die Verbesserung der Fehlererkennung im frühen Testprozess oder die Reduzierung des zeitlichen sowie monetären Testaufwands dar. Aufbauend auf dieser Priorisierung kann unter Zunahme weiterer Restriktionen (z.B. zeitlich oder monetär) eine Selektion oder Minimierung von Testfällen vorgenommen werden.

Häufig Verwendung finden in der Testpriorisierung Metriken der Code- oder Modellüberdeckung. Elbaum et al. [4] [5] haben umfangreiche Untersuchungen zu Methoden durchgeführt, die auf Metriken der Codeüberdeckung basieren. Die Testsuite wird hierbei so optimiert, dass für eine minimale Anzahl von Testfällen eine größtmögliche Überdeckung des SUT erreicht wird. Ein weiterer vielfach untersuchter Ansatz stellt die Priorisierung anhand von Metriken auf Basis historischer Daten dar. Grundlage hierfür sind die Fehlerhistorie im Rahmen von Regressionstests [6] [7] [8] oder aber die Änderungshistorie des SUT [8], wobei eine logische Verknüpfung einer Änderung mit den dazugehörigen Testfällen notwendig ist. Unter der Annahme, dass Testfälle mit ähnlich Eigenschaften über ein vergleichbares Fehleraufdeckungspotenzial verfügen, haben Carlson et al. [9] die Anwendung einer Clusteranalyse für Testfälle anhand codebasierter Überdeckungsmetriken untersucht. Die Ergebnisse der Arbeit sind insbesondere für den modellbasierten Testprozess interessant, da sich die Methodik prinzipiell auch für modellbasierte Überdeckungsmetriken anwenden lässt. Weiterhin kann eine Verknüpfung von Risikoinformationen aus einer Risikoanalyse mit Testfällen vorgenommen und somit eine risiko-basierte Priorisierung erreicht werden [10] [11]. In der Literatur wird bei einer Vielzahl von Methoden davon ausgegangen, dass es sich beim Testprozess um einen Whitebox-Test handelt, bei dem der zu testende Quellcode bekannt ist. Der Blackbox-Test, wozu auch die Testgenerierung gehört, besitzt diese Information nicht. Für Letzteren sind daher in besonderem Maße anforderungs- sowie modellbasierte Methoden der Testpriorisierung relevant. Eine anforderungsbasierte Methode wird von Srikanth et al. [12] vorgestellt. Der dort entwickelte PORT-Algorithmus (Prioritization of Requirements for Test) erlaubt eine Priorisierung von Testfällen anhand von Metriken, die auf einer Bewertung der zugrundeliegenden Anforderungen für verschiedene Beurteilungskriterien basiert. Der in diesem Beitrag vorgestellte Ansatz stellt eine Methode der Testpriorisierung dar, die in erster Linie für die Verwendung im Rahmen des modellbasierten Testens konzipiert wurde und hierbei insbesondere auf den Arbeiten von Carlson et al. sowie Srikanth et al. aufbaut und diese für die Anwendung im Rahmen von Blackbox-Tests erweitert.

3. Anforderungsformalisierung und Modellsynthese

Die Generierung eines Spezifikationsmodells aus funktionalen Anforderungen stellt den ersten Teilschritt des modellbasierten Testprozesses dar, der im Rahmen der Arbeit auf die Testaufgabe in der virtuellen Inbetriebnahme angewandt wurde. Die Formalisierung der Anforderungen als auch die Modellsynthese basieren hierbei auf vorherigen Arbeiten von Magnus et al. [13] und sollen im Folgenden kurz erläutert werden.

Die Beschreibung der formalisierten Anforderungen erfolgt in einem ersten, manuellen Schritt mithilfe der ifak Requirement Description Language (ifakRDL oder IRDL). Diese auf Basis von UML-Sequenzdiagrammen entwickelte Beschreibungsnotation ist speziell auf die Bedürfnisse zur Beschreibung von Anforderungen als Sequenzen angepasst und definiert eine Reihe von Modellelementen (z.B. Komponenten, Nachrichten) mit dazugehörigen Attributen (Name, Beschreibung, Empfänger, Sender, etc.). Hierdurch wird eine modulare

¹ <https://www.testomatproject.eu/>

Beschreibung der im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme definierten Anforderungen als Eingabe-/Ausgabeverhalten ermöglicht. Funktionale, verhaltensbasierte Anforderungen werden mithilfe der ifakRDL textuell beschrieben und können anschließend grafisch als Sequenzdiagramm visualisiert werden (Bild 2). Einzelne Anforderungen können dabei zu Features zusammengefasst werden.

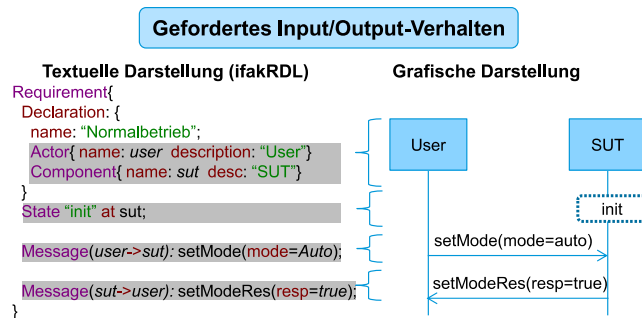


Bild 2: Beispielhafte Darstellung der ifakRDL und grafische Repräsentation als Sequenzdiagramm [14]

Die so formalisierten Anforderungen, bzw. Features des Testobjekts können in einem nächsten Schritt mithilfe der Modellsynthese zu einem Spezifikationsmodell zusammengefasst werden. Die dort beschriebenen Sequenzelemente, bestehend aus Lebenslinien, Nachrichten, Zustand-Statements, Attribut-Statements sowie Fragmente für zeitabhängige und alternative Vorgänge, werden regelbasiert in äquivalente Elemente einer UML-Zustandsmaschine transformiert. Das resultierende Spezifikationsmodell beschreibt hierbei das Verhalten des Testobjekts aus Anforderungssicht und modelliert diese in Form von Zuständen und Transitionen mit Start- und Endzustand, Ereignisse als Trigger zum Auslösen der jeweiligen Transitionen und interne Attribute zur Beschreibung von Datenwerten. Der von Magnus et al. formulierte Ansatz für die formale Beschreibung von Anforderungen sowie die Modellsynthese wurden im Rahmen des akademischen Werkzeugs ModgenApp (Bild 1) im Projekt MASSIVE² implementiert und findet in dieser Arbeit Anwendung.

4. Modellbasierte Testgenerierung

Ausgehend von einem Modell des geforderten Verhaltens (Spezifikationsmodell) und mit spezifizierten Testzielen werden durch einen geeigneten Algorithmus systematisch Testfälle inklusive Testdaten und Testorakel generiert (Bild 3). Gängige Modellierungsnotationen für Spezifikationsmodelle sind graphbasierte Modelle wie UML-Zustandsmaschinen, UML-Aktivitätsdiagramme sowie High Level Petrinetze. Für die Testgenerierung sind mittlerweile einige akademische und auch kommerzielle Werkzeuge verfügbar³.

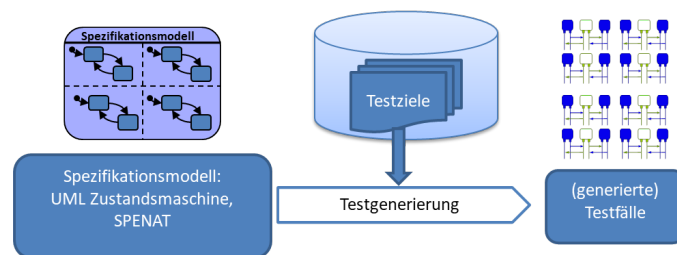


Bild 3: Vorgehen zur modellbasierten Testgenerierung [15]

Unmittelbaren Einfluss auf die Testgenerierung haben die spezifizierten Testziele. Im Regelfall handelt es sich dabei um Abdeckungskriterien, die sich auf das jeweilige Spezifikationsmodell als Basis der Testgenerierung beziehen. Gängig sind dabei graphbasierte Abdeckungskriterien (alle Knoten, alle Kanten, alle Pfade, etc.). Für die Testgenerierung wurde in dieser Arbeit das akademische Werkzeug TcgApp (Bild 1) verwendet, das auf den in [16] entwickelten Methoden auf Basis von Petrinetzentfaltungen für SPENAT Modelle beruht. Ebenfalls in [16] wird auch gezeigt, dass eine UML-Zustandsmaschine auf ein SPENAT Modell abgebildet werden kann, wodurch

² <https://www.ifak.eu/de/projekte/massive-modellsynthese-sequenzbasierten-verhaltensanforderungen-zur-modellbasierten>

³ <https://www.conformiq.com>,

<https://marketplace.visualstudio.com/items?itemName=SpecExplorerTeam.SpecExplorer2010VisualStudioPowerTool-5089>,

<https://www.assystem-germany.com/produkte/modellbasiertes-testen-modica/>

auch UML-Zustandsmaschinen als Spezifikationsmodell zur Testgenerierung verwendet werden können. Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, wird in dieser Arbeit das Spezifikationsmodell aus einer Modellsynthese auf Basis der formalen Verhaltensanforderungen ausgewählter Features automatisiert erzeugt und als UML-Zustandsmaschine bereitgestellt.

Zur Testgenerierung wird diese UML-Zustandsmaschine auf ein SPENAT abgebildet, um daraus Testfälle unter Berücksichtigung der spezifizierten Abdeckungsgrade zu generieren.

5. Konzept der modell- und anforderungsbasierten Testpriorisierung

In den vorherigen Abschnitten wurde bereits eingehend ein Verfahren zur anforderungsbasierten Generierung von Testfällen diskutiert. Hierauf aufbauend wird im Folgenden eine Methode für die Priorisierung generierter Testfälle auf Basis modell-sowie anforderungsbasierter Metriken vorgestellt. Die in diesem Beitrag vorgestellte Methode und seine Anwendung im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme basiert auf vorherigen Arbeiten [15], in denen das Konzept erstmals vorgestellt wurde.

Der modellbasierte Testprozess erlaubt die lückenlose Verknüpfung aller Informationen über den Testprozess hinweg, von den Verhaltensanforderungen bis hin zu den generierten Testfällen. Hierdurch ist es möglich, Metriken für die Testpriorisierung aus den Anforderungen sowie aus den darauffolgenden Methoden des Testprozesses abzuleiten. Das Ziel der vorgestellten Methode der Testpriorisierung ist es, die Testausführung hinsichtlich der Fehlererkennungsrate im frühen Testprozess zu optimieren und somit ein frühes Feedback über Fehlerzustände an den Testingenieur zu ermöglichen. Der erste Schritt der Testpriorisierung stellt eine hierarchische, agglomerative Clusteranalyse dar, bei welcher alle Testfälle der generierten Testsuite hinsichtlich ihrer Ähnlichkeit für eine Überdeckungsmetrik (z.B. Zustands-, Transitions-, Pfadabdeckung) in Bezug auf ein zugrundeliegendes Zustandsmodell des SUT untersucht werden. Testfälle, die hinsichtlich einer ausgewählten Überdeckungsmetrik ähnlich zueinander sind, werden hierbei demselben Cluster zugeordnet.

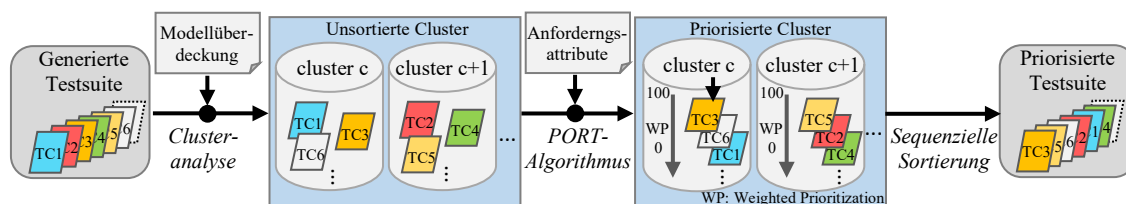


Bild 4: Prozessablauf der Priorisierungsmethode

Eine solche Gruppierung von Testfällen ermöglicht es, die Testabdeckung im Rahmen einer Testselektion sowie über die Ausführungsreihenfolge gezielt zu steuern. Ist eine vollständige Ausführung einer Testsuite aufgrund zeitlicher oder monetärer Restriktionen nicht möglich, so kann der Testingenieur anhand der Information über die Testabdeckung ein adäquates Abbruchkriterium wählen.

In einem zweiten Schritt werden die Testfälle innerhalb eines jeden Cluster priorisiert. Dies geschieht über einen Algorithmus, bei welchem die Priorität eines jeden Testfalls anhand verschiedener Anforderungsattribute ermittelt wird. Das Vorgehen basiert hierbei auf der Annahme, dass Anforderungen, die eine höhere Komplexität aufweisen oder einer höheren Anzahl von Änderungen im Entwicklungsprozess unterworfen sind, mit höherer Wahrscheinlichkeit Fehler in der Implementierung aufweisen. Durch die Kombination aus Clustering und anforderungsbasierter Testpriorisierung soll die Fehlerrückmeldung verbessert und sichergestellt werden, dass eine akzeptable Testabdeckung gewährleistet ist, um einen einseitigen Test zu vermeiden. Der grundlegende Aufbau der Methode ist in Bild 4 dargestellt.

5.1 Clustering anhand modellbasierter Metriken

In Anlehnung an den Ansatz von Carlson et al. [9] wird bei der Clusteranalyse iterativ die Ähnlichkeit aller Testfälle in Bezug auf eine ausgewählte Metrik der Modellüberdeckung verglichen. In jeder Iteration wird ein neuer Cluster für die beiden Elemente mit der höchsten Ähnlichkeit bezüglich der gewählten Überdeckungsmetrik gebildet. Der neue Cluster wird anschließend als ein einzelnes Element betrachtet. Das Clustering wird so lange fortgeführt, bis alle Testfälle einem einzigen Cluster zugeordnet sind. Im resultierenden Dendrogramm kann anschließend über die Höhe h eine Anzahl von Clustern für die weitere Priorisierung gewählt werden (Bild 5).

Die Auswahl der Clusteranzahl erfolgt in der Regel experimentell oder über einen mathematischen Ansatz. Im Rahmen der Methode erfolgt die Bestimmung mathematisch über den Calinski-Harabasz Index [17]. Dieser nimmt für jene Clusterauswahl den höchsten Wert an, bei der die Variation innerhalb der Cluster minimiert und die

Variation zwischen den Clustern maximiert wird. Zur Bestimmung der Ähnlichkeit von Testfällen, bzw. Clustern wird die euklidische Distanz zwischen diesen ermittelt, wobei jeder Testfall durch einen Vektor aller Elemente der gewählten Überdeckungsmetrik definiert ist. Die Clusteranalyse kann im Rahmen des modellbasierten Testprozesses für verschiedene Metriken der Modellüberdeckung (Alle Knoten, Kanten, Pfade, Entscheidungen etc.) durchgeführt werden [18].

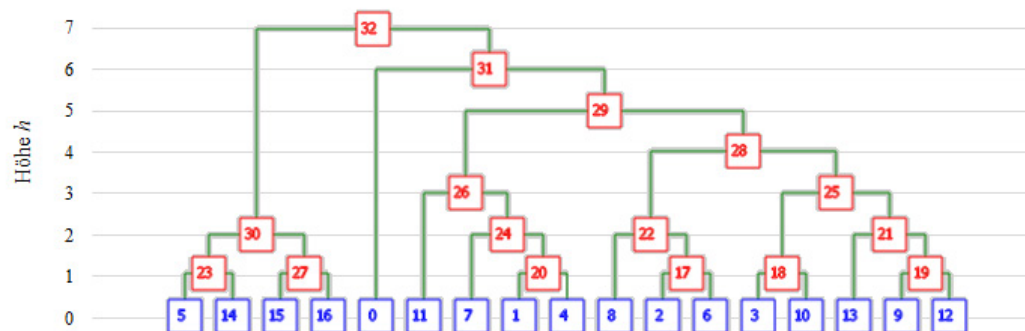


Bild 5: Dendrogramm als Ergebnis der agglomerativen, hierarchischen Clusteranalyse

Das Ziel der Priorisierung ist es, eine effiziente Ausführungsreihenfolge aller Testfälle zu finden. Die Priorisierung auf Basis der Clusteranalyse erlaubt es dem Testingenieur, bei der Auswahl der Ausführungsreihenfolge eine hohe Heterogenität bezüglich der Überdeckung im zugrundeliegenden Spezifikationsmodell zu erreichen. Dies ist insbesondere dann von Vorteil, wenn nur eine Teilmenge der Testsuite ausgeführt werden soll, weil so bereits in einer frühen Phase der Testausführung eine höhere Testabdeckung erreicht wird. Hierzu werden aus jedem Cluster Testfälle gewählt, bis ein erforderlicher Überdeckungsgrad erreicht ist. Die Clusterbildung erfolgt darüber hinaus für die Annahme, dass einander ähnliche Testfälle über ein vergleichbares Fehlerrückmeldungspotential verfügen.

5.2 Priorisierung anhand anforderungsbasierter Metriken

Innerhalb der gewählten Cluster wird anschließend für jeden Testfall eine relative Priorität ermittelt. Hierfür wird in Anlehnung an den PORT-Algorithmus [12] für jede funktionale Verhaltensanforderung i ein gewichteter Priorisierungsfaktor (*Priorization Factor Value*) PFV_i berechnet. Dieser basiert auf zwei Attributen (Volatilität, Komplexität), die aufbauend auf Srikanth et al. [12] für den modellbasierten Testprozess erweitert wurden und mit denen eine initiale Bewertung der zugrundeliegenden Anforderungen vorgenommen wird. Bei der Volatilität wird die Häufigkeit von Änderungen einer Anforderung im Entwicklungsprozess ermittelt, wodurch sich eine Aussage über das vorhandene Fehlerpotenzial treffen lässt. Die Komplexität einer Anforderung wird anhand der zyklomatischen Zahl [19] dieser für die Anzahl Kanten und Knoten ermittelt, in dem diese in einen Zustandsautomat überführt wird. Der Ansatz ist prinzipiell auch um weitere anforderungsbasierte Attribute erweiterbar (z.B. Kundenpriorität, Kritikalität, Sicherheits- und Zertifizierungsanforderungen). Für die Berechnung der Priorität über den PORT-Algorithmus werden alle ermittelten Attribute normiert. Weiterhin wird für jedes Attribut j ein Gewichtungsfaktor (*Factor Weight*) FW_j festgelegt, über welchen der Einfluss des Attributs auf das Priorisierungsergebnis eingestellt werden kann. Anschließend werden die Testfälle innerhalb jedes Clusters analog zum PORT-Algorithmus [12] priorisiert. Bei diesem Verfahren wird ein Priorisierungsfaktor PFV_i für jede Anforderung i anhand der Attributwerte FV_{ij} und der dazugehörigen Gewichtungsfaktoren FW_j ermittelt:

$$PFV_i = \sum_{j=1}^m \frac{\sum_{j=1}^m FV_{ij} \cdot FW_j}{\sum_{j=1}^m FW_j} \quad \text{mit } j = 1 \dots m \quad (1)$$

Jeder generierte Testfall t kann einer oder auch mehreren Anforderungen i zugeordnet werden. Für die Priorisierung ist es daher notwendig, eine anteilig normierte Priorität (*Weighted Priority*) WP_t für jeden Testfall zu ermitteln. Hierzu wird analog zum PORT-Algorithmus [12] das Produkt aus dem arithmetischen Mittelwert des Priorisierungsfaktors sowie der Anforderungsüberdeckung des jeweiligen Testfalls t für alle relevanten Anforderungen n ermittelt:

$$WP_t = \left[\frac{\sum_{x=1}^i PFV_x}{\sum_{y=1}^n PFV_y} \right] \cdot \left(\frac{i}{n} \right) \quad (2)$$

Aus den so priorisierten Clustern kann abschließend eine Ausführungsreihenfolge generiert werden, in dem iterativ aus den Clustern der jeweilige Testfall mit der höchsten gewichteten Priorität WP_t entnommen und zur Ausführungsreihe hinzugefügt wird. Dies wird solange wiederholt, bis die Testfälle aller Cluster in der Ausführungsreihe enthalten sind oder ein gefordertes Abbruchkriterium erreicht wurde.

6. Anwendung im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme

In diesem Beispiel soll die Anwendung der Werkzeugkette für den modellbasierten Test, bestehend aus Formalisierung, Modell- und Testfallgenerierung sowie Testpriorisierung dargestellt werden. Der hier untersuchte industrielle Anwendungsfall wird von der FFT Produktionssysteme GmbH & Co. KG im Rahmen des Projekts TESTOMAT bereitgestellt und ist im Bereich der virtuellen Inbetriebnahme angesiedelt. System unter Test ist hierbei eine Speicherprogrammierbare Steuerung (SPS), die innerhalb einer Roboterzelle mehrere Anlagenkomponenten steuert (Bild 6).

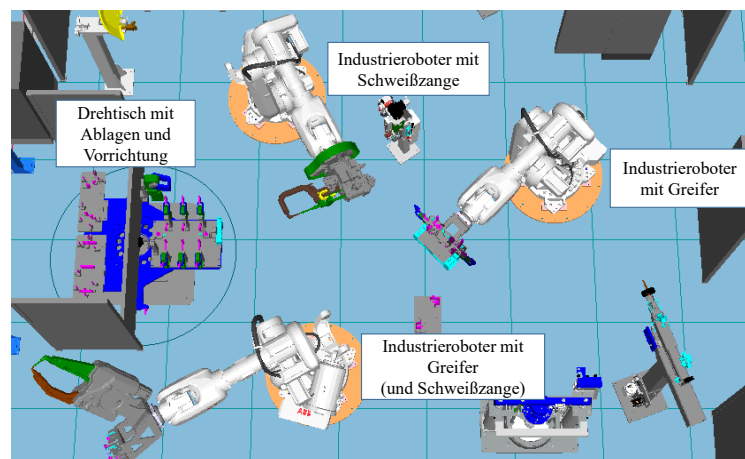


Bild 6: Virtueller Zwilling der Roboterzelle als 3D-Modell

Die Zelle besteht aus drei 6-Achsen Industrierobotern, auf denen Schweißzangen sowie pneumatische Greiferelemente zur Manipulation der Bauteilposition und Ausrichtung angebracht sind. Weiterhin ist ein Drehtisch zur Teileaufnahme vorhanden, der über zwei Ablagen und eine Vorrichtung mit pneumatischen Greiferelementen sowie Positionierungskontrollen verfügt. Die Kommunikation zwischen der SPS und den Anlagenkomponenten erfolgt über PROFINET. Im Rahmen des Tests geprüft werden die Steuerung des Drehtisches sowie seine Aufbauten und die Steuerung der Greiferelemente auf den Robotern durch die SPS. Die Steuerung der Schweißfunktion wird im Test nicht betrachtet.

6.1 Virtuelle Inbetriebnahme

Die virtuelle Inbetriebnahme (VIBN) stellt heutzutage bei den deutschen OEMs wie Daimler, Audi, BMW und Volkswagen den State-of-the-Art im Bereich der Body-in-White Anlagen dar. VIBNs werden als Quality Gate gesehen (s. Bild 7) und zur Validierung der Steuerungsprogramme der Anlage verwendet. Validiert werden das SPS-Projekt und die Roboterprogramme, die virtuell in Betrieb genommen werden. Ziele der VIBN sind eine Erhöhung der Qualität und Effizienz in der Produktionstechnik bei gleichzeitiger Reduzierung des Zeitaufwands.

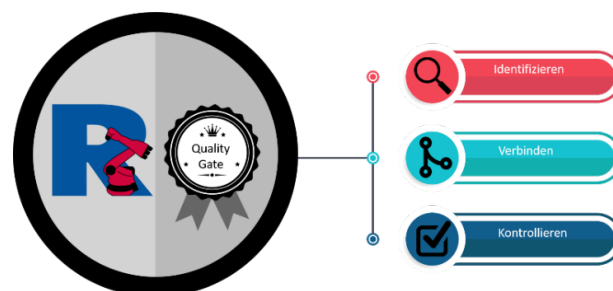


Bild 7: VIBN als Quality Gate

Die virtuelle Inbetriebnahme stellt eine junge Industriedisziplin dar, die darauf abzielt, die Entwicklungs-, Installations- und Testphase neuer Produktionssysteme zu verbessern, zu überprüfen und zu beschleunigen. Sie übt derzeit einen massiven Einfluss auf die Automobilindustrie aus und gilt als ein wichtiges Glied in der Entwicklungskette der Vorproduktion [20] [21]. Die virtuelle Inbetriebnahme ist in der Lage, komplette Roboterzellen oder Produktionslinien virtuell zu realisieren und eine detaillierte Überprüfung der SPS-Programme, Roboterprogramme sowie Produktionskonzepte zu ermöglichen, um verschiedene Zykluszeitorientierungen, Überprüfungen der Hardwarepläne etc. zu ermöglichen.

Nur wenige Softwareprodukte sind derzeit für die erfolgreiche Implementierung und Realisierung von virtuellen Anlagen einsetzbar. Den Hauptplatz in diesem System nimmt die Softwarefamilie namens RF::Suite ein, die aus einer Reihe eigenständiger Tools besteht (Bild 8), wie z.B.: RF::RobSim, RF::YAMS, RF::ViPer, RF::HMI, etc.

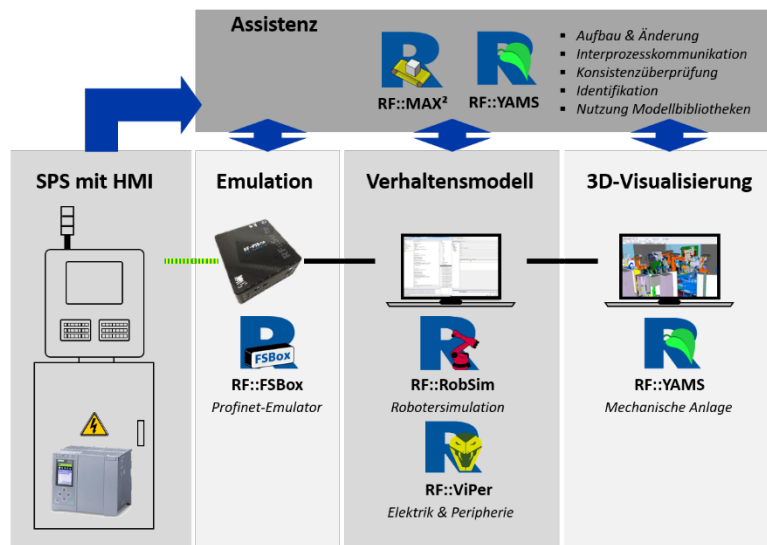


Bild 8: Übersicht der virtuellen Inbetriebnahme mit RF::Suite Tools

Jedes dieser Tools nimmt eine besondere Rolle bei der Vereinfachung und Verbesserung der Aufbereitung und Konfiguration einer virtuellen Anlage ein. Die RF::Suite enthält darüber hinaus Tools, die in der Lage sind, Roboterprogramme auszuführen, 3D-Weltumgebungen zu erstellen, bearbeiten und präsentieren, Mensch-Maschine-Schnittstellen zu implementieren sowie den Kommunikationsprozess zwischen anderen relevanten Softwarelösungen und den RF::Suite Tools herzustellen. Während der virtuellen Inbetriebnahme ist man in der Lage, kinematische Bewegungen aller beweglichen Elemente in einem 3D-Anlagenmodell auszuführen (z.B. Zylinder, Klemmen, Roboter, robotergestützte Geräte wie Schweißgeräte, Pistolen, Werkzeugständer usw.), sowie Materialflüsse zu erzeugen, die den realen Fluss der Fertigungsteile repräsentieren [22]. Die wird beispielhaft in Bild 9 dargestellt, in welchem die realen Komponenten auf der linken Seite, gegen die virtuellen Pendants auf der rechten Seite ausgetauscht sind.

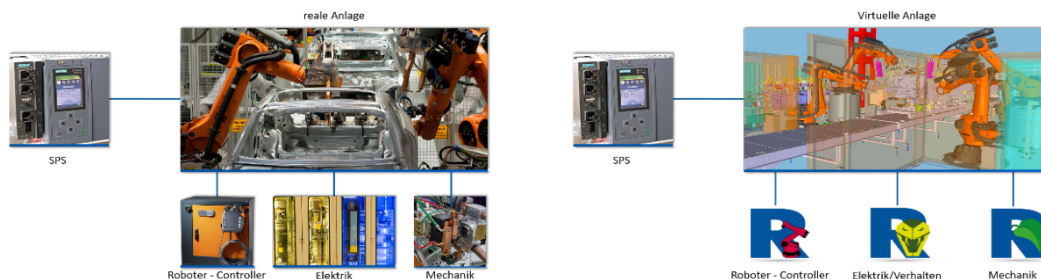


Bild 9: Austausch der realen Steuerungen durch RF::Suite Tools bei der virtuellen Inbetriebnahme

Die Verwendung der AutomationML-Standards durch alle Beteiligten in diesem Industriezweig ist von entscheidender Bedeutung für die virtuelle Inbetriebnahme [21]. AutomationML ermöglicht den Austausch von Daten zwischen verschiedenen Tools und Schnittstellen. In Zukunft sollen Daten von Anlagenkomponenten als detaillierte Datenobjekte bereitgestellt werden, die dann in anderen Tools eingesetzt werden können, ohne dass die Daten selbst konvertiert, bearbeitet oder neu implementiert werden müssen.

Einen Ansatz hierfür stellen Functional Mock-up Units (FMU) dar, die anhand des Functional Mock-up Interface (FMI) Standards [23] für jede Komponente erstellt werden. Das Ziel ist hierbei, eine automatisierte und v.a. vom Komponentenhersteller selbst validierte Testfunktionalität in diese FMU-Modelle zu integrieren. Hiermit wäre eine akkurate und automatisierte Testausführung im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme möglich. Diese soll durch eine Anbindung existierender Methoden und Werkzeuge des modellbasierten Testens an die RF::Suite Tools realisiert werden. Die Anbindung erfolgt hierbei über einen speziellen Test Adapter, welcher die Steuerung von Tools der RF::Suite über eine gemeinsame Schnittstelle durch ein Testwerkzeug erlaubt.

Die Ausführung der generierten Testfälle erfolgt anschließend für eine reale SPS, welche mit dem digitalen Zwilling der Roboterzelle kommuniziert.

6.2 Anwendung im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme

Der im Beitrag vorgestellte modellbasierte Testprozess wurde auf die von der FFT Produktionssysteme GmbH & Co. KG bereitgestellten Anforderungen für eine Roboterzelle angewandt. Die signalbasierte Steuerung der Anlagenkomponenten durch die SPS wird durch acht Anforderungen beschrieben, die mithilfe der IRDL formalisiert und für welche anschließend ein UML Zustandsautomat generiert wurde. Unter Anwendung der modellbasierten Testgenerierung konnten 77 Testfälle für das graphbasierte Abdeckungskriterium der Pfadabdeckung generiert werden. Diese wurde gewählt, weil die Pfadabdeckung das höchste graphbasierte Abdeckungskriterium darstellt, das unter Vermeidung von Wiederholungen auf Basis des berechneten vollständigen Präfixes der SPENAT-Entfaltung ermittelt werden kann.

Im ersten Priorisierungsschritt wird für die generierte Testsuite zuerst eine Clusteranalyse bezüglich der Abdeckung aller Testfälle für Transitionen im zugrundeliegenden Zustandsautomaten durchgeführt. Für jede Ebene im resultierenden Dendrogramm wird anschließend der Calinski-Harabasz Index ermittelt. Dieser wird für die Höhe $h = 7$ im resultierenden Dendrogramm mit $CH_j = 33.0757$ maximiert. Für die weitere Priorisierung werden damit vier Cluster ausgewählt (Bild 10).

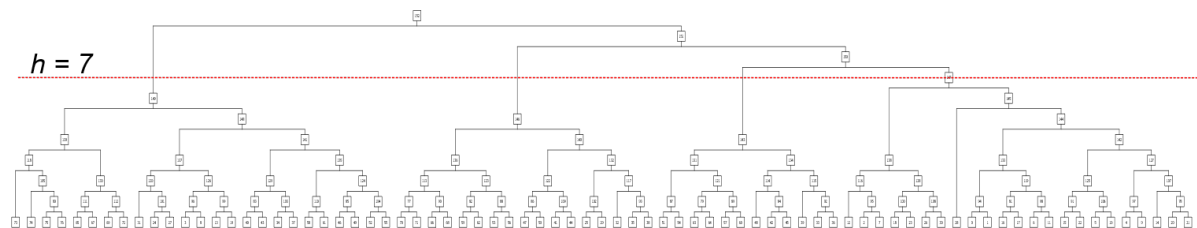


Bild 10: Dendrogramm als Ergebnis der Clusteranalyse

In einem nächsten Schritt werden die Testfälle in jedem Cluster in Anlehnung an den PORT-Algorithmus priorisiert. Hierzu wird der Priorisierungsfaktor PFV_i für jede der acht Anforderungen ermittelt. Dazu erfolgt zuerst eine Bewertung jeder Anforderung bezüglich der Volatilität sowie der zyklomatischen Komplexität. Weiterhin wird eine Gewichtung FW_j für jedes Attribut festgelegt. Die Volatilität wurde hierbei aus der Anzahl der Revisionen einer Anforderung ermittelt. Die zyklomatische Komplexität wurde anhand der Anzahl von Kanten und Knoten ermittelt, indem jede Anforderung separat in einen Zustandsautomat überführt wurde.

Da im modellbasierten Testprozess eine durchgehende Verknüpfung aller Teilschritte gegeben ist, kann für jeden Testfall eine Aussage darüber getroffen werden, aus welchen Anforderungen dieser abgeleitet wurde. Anhand dieser Information wird für jeden Testfall eine gewichtete Priorität WP_t anhand der Gleichung 2 ermittelt.

Abschließend wird eine Ausführungsreihenfolge generiert, in welcher iterativ der Testfall, der den größten Wert WP_t annimmt, nacheinander aus jedem Cluster entnommen und zur Ausführungsreihenfolge hinzugefügt wird. Dieses Vorgehen wird solange fortgeführt, bis alle Testfälle in der Ausführungsreihenfolge enthalten sind.

6.3 Evaluierung der Testpriorisierung

Die vorgestellte Priorisierungsmethode wird bezüglich der Testabdeckung und Fehlerrückmeldung im frühen Testprozess untersucht. Hierzu wird die Testausführungsreihenfolge der Priorisierungsmethode mit einer zufälligen Sortierung der Testfälle verglichen. Da das Ergebnis für eine zufällige Priorisierung stark schwankt, wurde für die Evaluierung jeweils die durchschnittliche Fehlererkennungsrate und Testabdeckung anhand 100 zufälliger Sortierungen der Testfälle ermittelt.

Für die Untersuchung der Fehlerrückmeldung wurde die Metrik APFD (Average Percentage of Faults Detected) [24] verwendet, mithilfe derer sich die Effektivität einer Methode der Testpriorisierung überprüfen lässt. Diese beschreibt, wie viele Fehler zu einem Zeitpunkt der Testausführung bereits aufgedeckt wurden. Die Ermittlung

der Metrik setzt hierbei voraus, dass alle detektierbaren Fehler bekannt sind. Für die Untersuchung der Fehlerauffdeckungsrate wurden über ein Mutationsverfahren [24] Fehler in das zu testende System eingebracht. Hierbei wurden in 100 Durchläufen sowohl eine jeweils zufällige Verteilung als auch eine über einen geeigneten Algorithmus gesteuerte Verteilung betrachtet, die auf den Annahmen zur allgemeinem Fehlerverteilung in Abhängigkeit der Komplexität und Volatilität einer Anforderung basiert (siehe Abschnitt 5).

Im vorliegenden Anwendungsfall konnte mit der neuen Methode sowohl für eine zufällige als auch gesteuerte Fehlerverteilung eine Verbesserung der Fehlerauffdeckungsrate im Vergleich zu einer zufälligen Priorisierung beobachtet werden (Bild 11).

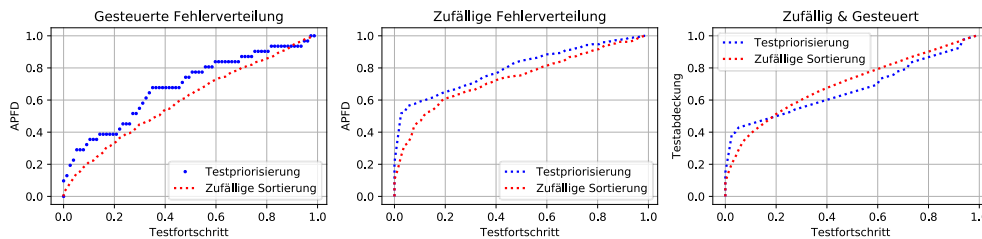


Bild 11: APFD für gesteuerte (Links) und zufällige (Mitte) Fehlerverteilung, Testabdeckung (Rechts)

Die Testabdeckung verbessert sich für das Ergebnis der Priorisierungsmethode im frühen Testprozess, liegt ansonsten aber unter der durchschnittlichen Testabdeckung einer zufälligen Sortierung. Hierbei zeigt sich, dass eine höhere Testabdeckung nicht immer mit einer höheren Fehlererkennung einhergeht. Dies gilt insbesondere bei einer höheren Komplexität vieler Teilfunktionen im SUT, z.B. bei einer hohen Anzahl von Verzweigungen in den Anweisungen.

Generell hängt die Effektivität der Methode auch vom Aufbau des zugrundeliegenden Zustandsautomaten ab. Für sehr simple Zustandsautomaten ist ein sinnvolles Clustering nur eingeschränkt möglich. Gleiches gilt für sequenzartige Zustandsautomaten mit wenigen bis gar keinen Verzweigungen. Durch den modularen und konfigurierbaren Aufbau der Priorisierungsmethode ist es allerdings möglich, die Priorisierung nur anhand des anforderungsbasierten zweiten Teilschritts vorzunehmen.

7. Diskussion und Ausblick

Im Beitrag wurde ein Ansatz für einen modellbasierten Testprozess vorgestellt, der Methoden der Modellsynthese, Testgenerierung und Testpriorisierung miteinander verknüpft, um eine priorisierte Testsuite zu erzeugen. Es wurden verschiedene Methoden der Testpriorisierung in der Literatur diskutiert und geeignete Ansätze für die Verwendung im Rahmen des modellbasierten Tests erweitert.

Der modellbasierte Testprozess wurde für die Steuerung von Anlagenkomponenten einer Roboterzelle aus der industriellen Automation angewandt. Darüber hinaus wurde die Ausführung der Testsuite im Rahmen der virtuellen Inbetriebnahme dargestellt. Zunächst wurden Testfälle für ausgewählte, zu testende Anforderungen erstellt, wobei Methoden der Modellsynthese und modellbasierten Testgenerierung zum Einsatz gekommen sind. Die generierten Testfälle wurden dann mit einem modell- und anforderungsbasierten Ansatz der Testpriorisierung für die Ausführung optimiert. Die generierten Testfälle wurden dabei zu Clustern zusammengeschlossen, die anhand von Ähnlichkeiten bezüglich anforderungsbasierter Metriken gebildet wurden. Die Cluster wurden daraufhin über ein anforderungsbasiertes Priorisierungsverfahren für ausgewählte Metriken nach ihrer Priorität sortiert. Abschließend wurde iterativ eine Ausführungsreihenfolge aus den priorisierten Clustern generiert und diese für eine zufällige sowie gesteuerte Fehlerverteilung mit einer zufälligen Sortierung der Testfälle verglichen. In zukünftigen Arbeiten soll die Effektivität der Methode entwicklungsbegleitend auch für reale Fehler untersucht werden. Hieraus sollen wertvolle Informationen über die Effektivität der Methode sowie weiteres Optimierungspotenzial dieser abgeleitet werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Harrold, M. J.; Rothermel, G.: „Analyzing Regression Test Selection Techniques,“ in IEEE Transactions on Software Engineering, Vol. 22, No. 8, Oxford, 1996.
- [2] Harold, M. J.; Jones, J. A.: „Test-Suite Reduction and Prioritization for Modified Condition/Decision Coverage,“ in IEEE Transactions on Software Engineering, Nol. 29, No. 3, 2003.

- [3] Offut, A. J.; Pan, J.; Voas, J. M.: „Procedures for Reducing the Size of Coverage-based Test Sets,“ in *Proceedings of the Twelfth International Conference on Testing Computer Software*, Washington, DC, 1995.
- [4] Rothermel, G.; Untch, R.; Chu, C.; Harrold, M. J.: „Test Case Prioritization,“ in *Technical Report GIT-99-28*, Georgia Institute of Technology, 1999.
- [5] Elbaum, S.; Malishevsky, A.; Rothermel, G.: „Test Case Prioritization: A Family of Empirical Studies,“ in *IEEE Transactions on Software Engineering*, Vol. 28, No. 2, 2002.
- [6] Lin, C. T.; Chen, C. D.; Tsai, C. S.; Kapfhammer, G. M.: „History-based Test Case Prioritization with Software Version Awareness,“ in *18th International Conference on Engineering of Complex Computer Systems*, Singapore, 2013.
- [7] Kim, J.; Porter, A.: „A History-Based Test Prioritization Technique for Regression Testing in Resource Constrained Environments,“ in *Proceedings of ACM/IEEE Conference on Software Engineering*, 2002.
- [8] Liu, W. N.; Huang, C. T.; Lin, C. T.; Wang, P. S.: „An evaluation of applying testing coverage information to historical-value-based approach for test case prioritization,“ in *Proceedings of the 3rd Asia-Pacific Symposium on Internetware*, Nanning, 2011.
- [9] Carlson, R.; Do, H.; Denton, A.: „A Clustering Approach to Improving Test Case Prioritization: An Industrial Case Study,“ in *ICSM '11 Proceedings of the 2011 27th IEEE International Conference on Software Maintenance*, Washington, DC, 2011.
- [10] Stahlbaum, H.; Metzger, A.: „Employing Requirements Metrics for Automating Early Risk Assessment,“ in *1st MeReP*, Palma, 2007.
- [11] Stahlbaum, H.; Metzger, A.; Pohl, K.: „An Automated Technique for Risk-based Test Case Generation and Prioritization,“ in *AST '08 Proceedings of the 3rd international workshop on Automation of software test*, Leipzig, 2008.
- [12] Srikanth, H.; Williams, L.; Osborne, J.: „System Test Case Prioritization of New and Regression Test Cases,“ in *2005 International Symposium on Empirical Software Engineering*, Raleigh, NC, 2005.
- [13] Magnus, S.; Ruß, T.; Krause, J.; Diedrich, C.: „Modellsynthese für die Testfallgenerierung sowie Testdurchführung unter Nutzung von Methoden zur Netzwerkanalyse,“ in *at-Automatisierungstechnik*, Volume 65(1), 2017, S. 73-86.
- [14] Magnus, S.; Ruß, T.; Krause, J.; Diedrich, C.: „Modellsynthese für die Testfallgenerierung sowie Testdurchführung unter Nutzung von Methoden zur Netzwerkanalyse,“ in *at – Automatisierungstechnik 2017*, München, De Gruyter Oldenbourg, 2016, S. 73-86.
- [15] Reider, M.; Magnus, S.; Krause, J.: „Feature-based testing by using model synthesis, test generation and parameterizable test prioritization,“ *2018 IEEE International Conference on Software Testing, Verification and Validation Workshops (ICSTW)*, S. 130-137, 2018.
- [16] Krause, J.: *Testfallgenerierung aus modellbasierten Systemspezifikationen auf der Basis von Petrinetzentfaltungen*, Magdeburg: Shaker Verlag, 2011.
- [17] Caliński, T.; Harabasz, J.: „A dendrite method for cluster analysis,“ in *Communications in Statistics*, Taylor & Francis, 1974, S. 1-27.
- [18] Whalen, M. W.; Rajan, A.; Heimdahl, M. P.; Miller, S. P.: „Coverage metrics for requirements-based testing,“ in *ISSTA '06 Proceedings of the 2006 international symposium on Software testing and analysis*, 2006.
- [19] McCabe, T. J.: „A complexity measure,“ in *ICSE '76 Proceedings of the 2nd international conference on Software engineering*, IEEE Computer Society Press Los Alamitos, 1976, S. 407.
- [20] „Virtuelle Inbetriebnahme von automatisierten Produktionsanlagen - Gegenwart und Zukunft,“ in *5. VR-Symposium in der SRH Hochschule, Virtuelle Realitäten*, Heidelberg, Fakultät Informatik Heidelberg, 2015.
- [21] *AutomationML im Praxiseinsatz*, Vulkan-Verlag, 2016.
- [22] „Simulation des Verhaltens von pneumatischen Antrieben zur virtuellen Inbetriebnahme von automatisierten Anlagen,“ in *Montagesysteme, Robotik und Computer-Integrated Manufacturing (RCIM)*, 2015.
- [23] „FMI Standard,“ Modelica Association c/o PELAB, IDA, [Online]. Verfügbar: <https://fmi-standard.org/>.
- [24] Elbaum, S.; Malishevsky, A. G.; Rothermel, G.: „Prioritizing Test Cases for Tegration Testing,“ in *IEEE Transactions on Software Engineering*, vol. 27, no. 10, 2001.

Laborversuch zur Validierung der Nutzerfreundlichkeit eines digitalen Assistenzsystems für den Einsatz in der mobilen Instandhaltung

Eric Mewes ¹⁾, Stefan Waßmann ²⁾, Annemarie Minow ³⁾, Simon Adler⁴⁾, Sonja Schmicker¹⁾

¹⁾METOP GmbH, An-Institut der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, eric.mewes@metop.de, 0 391 5 44 86 243

²⁾Institut für Arbeitswissenschaft, Fabrikautomatisierung und Fabrikbetrieb (IAF), Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, stefan.wassmann@ovgu.de, 0391 544 86 254

³⁾Bereich Arbeitsmedizin, Medizinische Fakultät, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, annemarie.minow@med.ovgu.de, 0391 67 25126

⁴⁾Fraunhofer-Institut für Fabrikbetrieb und -automatisierung IFF, Magdeburg, Deutschland, Simon.Adler@iff.fraunhofer.de, 0391 4090 776

Zusammenfassung

Im Projekt ArdiAS wird ein digitales Assistenzsystem mit dem Ziel entwickelt, Tätigkeiten im mobilen Service zu unterstützen. Um den Nutzen des Assistenzsystems im Kontext einer Inspektionstätigkeit u. a. bei Windenergieanlagen zu evaluieren, sollen das aktuell eingesetzte papierbasierte Inspektionsprotokoll und das digitale Assistenzsystem verglichen werden. Aufgrund sicherheitstechnischer Restriktionen im Feld wurde hierzu ein Laborversuch konzipiert. In diesem sind alle Tätigkeitsarten bei der Inspektion von Windenergieanlagen abgebildet. Dabei wurden das Assistenzsystem und das bisher verwendete schriftliche Protokoll hinsichtlich der Benutzerfreundlichkeit, der Durchführungszeit und der objektiv erfassten Beanspruchung (mittels Herzratenvariabilität, HRV) der Probanden verglichen. In diesem Beitrag werden sowohl Versuchsaufbau als auch Versuchsergebnisse dargestellt.

Schlüsselwörter: mobiler Service, digitale Assistenzsysteme, Laboruntersuchung, Instandhaltung, Herzratenvariabilität

1. Einleitung

Tätigkeiten im mobilen Service stellen besondere Anforderungen an die ausführenden Arbeitspersonen. Hohe fachliche Expertise, wechselnde Arbeitsumgebungen sowie der Verzicht auf den Büroarbeitsplatz sind nur einige davon [1]. Im BMBF-geförderten Projekt „Gesundes mobiles Arbeiten mit digitalisierten Assistenzsystemen im technischen Service“ (ArdiAS, FKZ: 02L15A031) wird ein digitales Assistenzsystem entwickelt, welches Arbeitspersonen im technischen Service bei diesen Tätigkeiten unterstützen soll. Begleitet wird das Vorhaben von mittelständischen Unternehmen, die industrielle Dienstleistungen im Kontext des mobilen Services erbringen. Das Geschäftsfeld eines dieser Anwendungspartner umfasst unter anderem die Inspektion von Windenergieanlagen (WEA).

Eine detaillierte Beschreibung der Inspektionstätigkeit einer WEA wurde bereits an anderer Stelle vorgenommen [2]. Aus Platzgründen werden diese hier nur kurz beschrieben. Die Arbeitspersonen führen im Rahmen der Inspektion einer WEA verschiedene Prüfvorgänge an Maschinen, Anlagen und statischen Konstruktionen aus. Die Ergebnisse werden in einem standardisierten Prüfprotokoll zusammengefasst. Identifizierte Mängel protokollieren die Inspektoren zusätzlich mit einer Digitalkamera.

Die Arbeit erfolgt unter speziellen Bedingungen, welche unterschiedliche Anforderungen an den Mitarbeiter stellen. So sind z. B. aufgrund hoher Absturzgefahr strenge Sicherheitsvorschriften zu beachten. Weiterhin erfolgt ein häufiger Wechsel des Arbeitsortes, was eine hohe Variabilität der Arbeitsumgebung nach sich zieht. Dieser wird unter Umständen von den Arbeitspersonen jedoch kaum wahrgenommen, da sich Anlagen aufgrund kongruierender Bauart stark ähneln. An einigen Stellen weisen sie jedoch Unterschiede auf. Dies ist besonders an Gefahrenstellen von Bedeutung. Auffällig ist auch die räumliche Enge aufgrund baulicher Gegebenheiten. Da die Wartung einer Maschine im Vergleich zur eigentlichen Funktionsausführung über deren Laufzeit nur sehr selten

stattfindet, werden andere Maschineneigenschaften gegenüber der Wartbarkeit bevorzugt (z. B. Masse, Luftwiderstand). Aus diesem Grund sind Arbeitsplätze im Service-Bereich zumeist nicht ergonomisch optimiert. Im Maschinenhaus von WEA ist der eingeschränkte Bewegungsraum besonders gravierend.

Die ersten Erprobungen des Assistenzsystems wurden aus sicherheitstechnischen Gründen unter Laborbedingungen durchgeführt. Zusätzlich erlaubt ein Laborexperiment gegenüber einer Feldstudie eine höhere Zahl von Probanden, da auch ungeschulte Personen teilnehmen können.

2. Analyse und Kategorisierung der Arbeitsplätze

Um eine umfassende Abbildung der realen Arbeitsstellen in der WEA im Labor zu simulieren, wurden in einem ersten Schritt unterschiedlichste Datenquellen analysiert (u. a. Dokumentenanalysen, Interviewprotokolle, Videomaterial). Zur Abgrenzung der einzelnen Arbeitsschritte diente ein standardisiertes Prüfprotokoll zur Inspektion der WEA. Die einzelnen Prüfschritte wurden anhand selbstverfasster Beschreibungen der Mitarbeiter und mit Hilfe des vorhandenen Videomaterials analysiert. Anschließend erfolgte eine Kategorisierung der Schritte im Hinblick auf einzelne Tätigkeiten im Prüfvorgang.

Als Ergebnis entstanden die Kategorien: betrachtende Prüfung, mechanische Prüfung, akustische Prüfung, Datenerfassung, Fotografie und Sonstige. Diese werden in Tabelle 1 spezifiziert und mit der Anzahl ihres Auftretens im Prüfprozess unterlegt. In dieser ist zu erkennen, dass der gesamte Arbeitsprozess zum Großteil aus betrachtender Prüfung besteht. Für den Versuch war das Auftreten des jeweiligen Fehlerzustands jedoch von zweitrangiger Bedeutung. Wichtiger war die Abbildung aller Interaktionen der zukünftigen Nutzung des Assistenzsystems in der WEA, um auf diesem Wege alle potenziellen Interaktionen mit dem Assistenzsystem zu simulieren.

Tabelle 1: Festgestellte Prüfkategorien, Beschreibung dieser Kategorien und Anzahl des Auftretens während einer Inspektion

Prüfkategorie	Beschreibung	Anzahl
Betrachtende Prüfung	Betrachtung einzelner Maschinen und statischer Bauteile hinsichtlich verschiedener Verschleißmerkmale; zusätzliche Dokumentation identifizierter Mängel mittels Digitalkamera	24
Mechanische Prüfung	Überprüfung der Funktionsweise einzelner Maschinen und Werkzeuge innerhalb der Anlage durch Verwendung von Testabläufen. Beispielsweise wird der vorgeschriebene Lauf eines Lastkrans durch Verfahren getestet.	3
Akustische Prüfung	Test des Klangverhaltens von Maschinen und Materialien	2
Datenerfassung	Übertragung von Maschinendaten und anderen Messwerten in das Prüfprotokoll	2
Fotografie	Fotografische Protokollierung betroffener Bauteile und Maschinen zusätzlich zur betrachtenden Prüfung, auch ohne Störungsdiagnose	6
Sonstige	Notwendige Arbeitsschritte, welche nicht im Prüfprotokoll auftreten	6

3. Beschreibung des Laborversuchs

Für das Laborexperiment sollte mit möglichst geringem Aufwand eine Umgebung zur Erprobung der Funktionsweise des Assistenzsystems für den Einsatz in der WEA geschaffen werden. Ziel des Versuchs war ein Vergleich der Nutzung eines handschriftlichen Protokolls mit der des digitalen Assistenzsystems hinsichtlich Durchführungszeit, Fehlerrate, objektiver Beanspruchung mittels HRV und Akzeptanz. Im Folgenden werden der Aufbau des Labors, die Funktionsweise des Assistenzsystems und die organisatorische Versuchsplanung beschrieben.

3.1 Aufbau des Labors

Ziel des Laboraufbaus war eine zweckmäßige Abbildung der oben beschriebenen Arbeitsstellen. Im Gegensatz zu Inspektoren in der Windenergiebranche, konnte bei den Probanden für den Versuch jedoch keinerlei Fachwissen oder Erfahrung vorausgesetzt werden. Im Versuchsaufbau galt es daher, Inspektionsaufgaben zu konstruieren, welche sich ohne spezifisches Fachwissen durchführen lassen.

Aufgrund der damit einhergehenden Flexibilität, wurden die Versuche analog zur Methode des „Cardboard Engineering“ konzipiert. Hierbei galt es, durch Kombination vorhandener Möbel, Kartons und Geräte verschiedene

Inspektionsaufgaben zu konstruieren. Im finalen Versuchsaufbau wurden alle in Tabelle 1 dargestellten Prüfkategorien abgebildet. Ein besonderes Augenmerk lag auf der Integration von Zwangspositionen. Diese wurden an die in der Analyse festgestellten angelehnt. Zusätzlich wurde den Probanden ein Klettergeschirr angelegt, welches diese analog zur realen Arbeitsstelle in ihrer Bewegung einschränkt und mit zusätzlichem Gewicht belastet. Ein Vergleich der realen Arbeitssituation in der WEA mit der Haltung im Versuchsfeld ist in Bild 1 dargestellt.



Bild 1: Eingenommene Zwangspositionen in der Windenergieanlage (links) und im Feldversuch (rechts)

3.2 Funktionsweise des Assistenzsystems

Für den Versuch wurde das im Projekt zu entwickelnde Assistenzsystem verwendet. Dieses ist aktuell für die Anwendung auf Browseroberflächen konzipiert und dadurch mit verschiedenartigen digitalen Geräten kompatibel. Die Inspektionslisten können in einem Autorenmodus erstellt werden, welcher keine Programmier- oder Datenverarbeitungskennnisse voraussetzt. Für den Versuch wurden die erstellten Listen auf einem Mikrocontroller gespeichert. Diese könnten via WLAN über ein Tablet (Lenovo Joga Pad 3 Pro) abgerufen werden. Sämtliche im System vorhandenen Versuchsdaten werden auf dem Mikrocontroller gespeichert.

In Bild 2 ist die im Versuch verwendete Checklistenfunktion des Assistenzsystems dargestellt. Hier werden die einzelnen Inspektionsstationen (1) gegliederten Prüfpunkte (2) dargestellt. Über das Icon auf der linken Seite (3) lassen sich wahlweise zusätzliche Informationen, Dokumente, Fotos und Kommentare anzeigen und ausblenden. Je nach Freigabe können diese sowohl im Autorenmodus, als auch im Nutzungsmodus geändert werden. Die Farbe der jeweiligen Schrift weist darauf hin, ob sich unter dem Reiter zusätzliche Informationen befinden. Nach Erledigung der Aufgabe ist diese unter (4) zu quittieren. Dem Anlagenzustand bei (5) ist ein farblicher Smiley zuzuordnen. Hierbei steht grün für „in Ordnung“, rot für „fehlerbehaftet“ und gelb für einen nicht eindeutig feststellbaren Anlagenzustand. Für eine zusätzliche Übersicht können erledigte Aufgaben mit dem Augenicon (6) minimiert werden. Fehlen in einem Arbeitsschritt notwendige Informationen, werden diese durch einen roten Rahmen hervorgehoben.

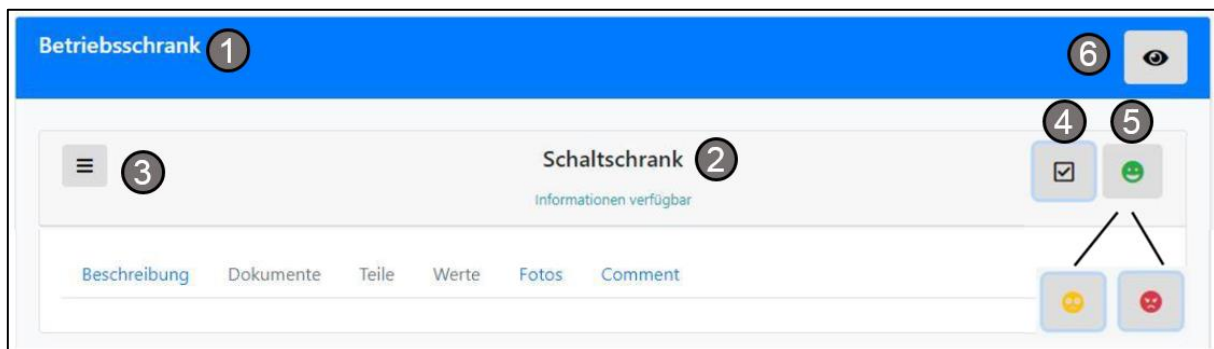


Bild 2: Aufbau der Darstellungsoberfläche des Assistenzsystems im Versuch

3.3 Organisatorische Versuchsplanung

Ziel des Versuchs war der Vergleich des digitalen Assistenzsystems mit einer klassischen Inspektionsliste. Beide Varianten hielten die gleichen Informationen vor. Die Vergleichsparameter waren die benötigte Zeit, die Häufigkeit auftretender Fehler sowie die individuelle Präferenz des Arbeitsmittels der Probanden nach Versuchsende. Zudem wurde die Herzratenvariabilität als Maß für die objektiv physiologische Beanspruchung der Probanden erfasst [3].

Neben dem Vergleich beider Protokollvarianten sollten auch Verbesserungspotenziale des Assistenzsystems gefunden und der Versuchsaufbau im Hinblick auf mögliche Folgeuntersuchungen evaluiert werden. Weiterhin galt es, Fehler und Verbesserungspotenziale des Assistenzsystems aufzudecken.

Vor der Durchführung der Versuche wurden die Probanden zunächst über deren Hintergrund und Zielstellung aufgeklärt. Daran anschließend erfolgte eine kurze Einweisung in die einzelnen Arbeitsstationen. Die hierbei gegebenen Informationen wurden während des Versuchs sowohl im Assistenzsystem als auch im Anhang des physischen Prüfprotokolls vorgehalten. Folgend wurde der Proband mit einem mobilen 3-Kanal-EKG-Gerät Modell MT-101 (Fa. Schiller AG, Schweiz) ausgestattet. Nach einer Ruhephase von fünf Minuten zum Vergleich der Ausgangswerte der HRV mit denen aus den späteren Arbeitsphasen begannen die Probanden mit der Bearbeitung ihrer Aufgaben im Versuchsfeld.

Im Versuch absolvierten die Probanden drei verschiedene Durchgänge. In jedem dieser Durchgänge befanden sich die einzelnen Stationen in unterschiedlichen Fehlerzuständen (siehe Tabelle 2). Dieses Vorgehen fand analog zur aufeinanderfolgenden Inspektion verschiedener WEA des gleichen Typs statt, wie es häufig auch in der Realität praktiziert wird. An den jeweiligen Stationen konnten je nach Art ein oder zwei verschiedene Fehlerzustände oder eine fehlerfreie Anlage vorgefunden werden. In jedem Versuch wurden die Inspektionsliste einmal und das Assistenzsystem zweimal getestet. Dies begründet sich mit dem Fokus der Untersuchung auf das digitale Assistenzsystem. Der Zeitpunkt des Einsatzes der Papiercheckliste wurde hierbei randomisiert. Um alle Kombinationen gleichmäßig zu betrachten und die Validität der Ergebnisse sicher zu stellen, wurden für die Studie 18 Versuchsdurchläufe durchgeführt.

Tabelle 2: Prüfkategorien und Zustände im Versuch

Station	Versuchsaufbau		
	1	2	3
Logbucheintrag	Kein Fehlerzustand möglich		
Betriebsdaten auslesen	Kein Fehlerzustand möglich		
Schaltschrank Verschraubung	In Ordnung	In Ordnung	Fehlerzustand 1
Druck und Spannung ablesen	In Ordnung	Fehlerzustand 1	Fehlerzustand 1
Schrankboden	Fehlerzustand 2	In Ordnung	Fehlerzustand 1
Ablagerungen	Fehlerzustand 1	In Ordnung	In Ordnung
Erste Hilfe Kasten	Fehlerzustand 1	Fehlerzustand 2	In Ordnung
Kran	In Ordnung	Fehlerzustand 2	Fehlerzustand 1
Generatorlauf	Fehlerzustand 2	Fehlerzustand 1	In Ordnung
Füllstand	Fehlerzustand 1	In Ordnung	Fehlerzustand 2
Rotorwelle	In Ordnung	Fehlerzustand 1	In Ordnung

4. Ergebnisse des Laborversuchs

4.1 Probandenzusammenstellung

Die Stichprobe der freiwilligen Probanden setzte sich zum großen Teil aus Studenten und Mitarbeitern der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg zusammen. Dabei gaben die Probanden 11-mal weiblich, 6-mal männlich und einmal divers als Geschlecht an. Die Körpergröße der Teilnehmer lag zwischen 163 und 196 cm, wodurch nach DIN 34402 das 95. Perzentil der männlichen Körpergröße abgedeckt ist. Eine Probandin im 5. weiblichen

Perzentil konnte für die Untersuchung nicht akquiriert werden. Zusätzlich wurde vor der Untersuchung die Erfahrung der Probanden mit der Art der getesteten Hardware auf einer 7-Stelligen Skala erfasst (siehe Bild 3). Diese zeigt, dass mehr als die Hälfte der Probanden sehr vertraut mit Smartphones und Tablets sind. Nur zwei Probanden geben an, wenig bis keine Erfahrung mit den Geräten erworben zu haben.

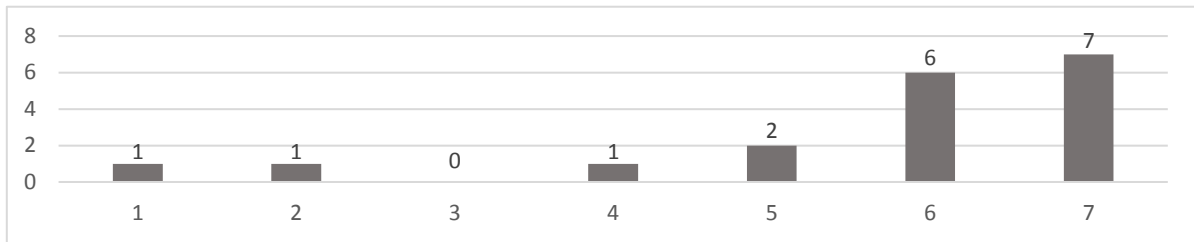


Bild 3: Absolute Häufigkeit der Vertrautheit der Probanden mit Tablets/Smartphones (1 schlecht – 7 gut)

4.2 Versuchsergebnisse

Während der Versuche wurden verschiedene Einzelzeiten der jeweiligen Durchläufe ermittelt. Diese sind einzeln für alle Probanden in Tabelle 3 und zusammengefasst in Tabelle 4 dargestellt:

Tabelle 3: Einzelzeiten der Probanden in Minuten
Durchführungen mit Papierliste sind durch ein (P) gekennzeichnet

Proband Nr.	Dauer Durchlauf D1	Dauer Durchlauf D2	Dauer Durchlauf D3	Proband Nr.	Dauer Durchlauf D1	Dauer Durchlauf D2	Dauer Durchlauf D3
1	09:03	07:55 (P)	04:36	10	09:21	05:53 (P)	05:40
2	05:45 (P)	06:16	04:57	11	06:25 (P)	06:25	04:55
3	11:10	08:05	08:49 (P)	12	06:22	06:15	05:45 (P)
4	04:52	05:39 (P)	04:55	13	09:15	07:05 (P)	04:15
5	11:05 (P)	09:25	07:01	14	07:34 (P)	10:25	07:10
6	07:57	05:49	06:33 (P)	15	11:40	06:50	08:35 (P)
7	12:15	11:25 (P)	08:05	16	06:10	08:35 (P)	04:50
8	09:30 (P)	05:05	05:20	17	08:45 (P)	06:30	05:30
9	07:35	05:15	06:10 (P)	18	12:40	08:20	07:30 (P)
				Ø	08:45	07:17	06:09
				σ	02:21	01:47	01:25

Tabelle 4: Durchschnittszeit der Probanden mit Assistenzsystem und Checkliste im Vergleich

		Assistenzsystem	Checkliste
Zeit gesamt	Ø	07:13	07:43
	σ	02:19	01:46
Ø – Zeit im 1. Durchgang	Ø	09:01	08:10
	σ	02:32	01:59

Die Versuchsergebnisse zeigen, dass Durchläufe mit dem Assistenzsystem im Durchschnitt 30 Sekunden weniger Zeit benötigten als jene mit der Papiercheckliste. Dies entspricht einer relativen Zeitersparnis von ca. 7 %. In der Einzelbetrachtung ist jedoch zu erkennen, dass die Ausführungszeit der Versuche mit zunehmender Wiederholung deutlich sinkt. Die Probanden führten die Arbeitsaufgabe nach mehrmaliger Durchführung schneller aus, was Lerneffekte vermuten lässt. Insgesamt beträgt die durchschnittliche Zeitersparnis zwischen Durchlauf D1 und D3 unabhängig vom mitgeführten Testgegenstand 2:36 Minuten. Auch die über die Durchläufe sinkende Standardabweichung spricht für auftretende Lerneffekte. Bei gesonderter Betrachtung beider Durchläufe mit dem digitalen

Assistenzsystem ergibt sich eine Zeitersparnis von 2:28 Minuten. Die Differenz dieser beiden Zeitunterschiede beträgt nur 8 Sekunden. Dies lässt die Vermutung zu, dass die Probanden sich eher durch Einarbeitung in das Assistenzsystem im Rahmen des Versuches, als durch die Optimierung ihrer Arbeitsaufgaben verbesserten. Die höheren durchschnittlichen Standardabweichungen bei der Verwendung der digitalen Assistenzsysteme weist auf die unterschiedliche Erfahrung der Probanden mit den verwendeten Geräten hin. Diese könnte bei einigen Probanden Bedienungsprobleme mit dem Tablet zur Folge haben, welche im Umgang mit der Papierliste nicht auftraten. Im direkten Vergleich der ersten Durchgänge beider Varianten zeigt sich, dass die Versuchspersonen in D1-Durchgängen mit der Papiercheckliste zu Beginn im Durchschnitt 51 Sekunden weniger Zeit benötigten, als für D1-Durchgänge mit dem Assistenzsystem. Die Zeitersparnis bei Durchläufen mit dem Tablet deutet auf einen Vorteil des Assistenzsystems hinsichtlich der Durchführungszeit hin. Durch die ungleiche Nutzungshäufigkeit der getesteten Hilfsmittel, kann diese jedoch nicht zweifelsfrei bestätigt werden.

Eine Bewertung der Fehlerhäufigkeit war im Rahmen der Studie zwar geplant, jedoch waren aufgrund von Fehlern im Back-End des Systems, große Teile der Daten unvollständig. Dies macht eine Bewertung der Fehlerhäufigkeit innerhalb der Versuche leider unmöglich.

Nach Beendigung der drei Durchläufe wurden die Teilnehmer gebeten, den Gesamteindruck der beiden im Versuch verwendeten Hilfsmittel auf einer siebenstufigen Skala (1 = schlecht – 7 = gut) zu bewerten. Die Verteilung der Häufigkeit der Nennungen ist in Bild 4 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass das Assistenzsystem von den Probanden deutlich besser bewertet wurde, als die Papiercheckliste. Im Durchschnitt konnten für das Assistenzsystem ein Wert von 6,22 und für die Papiervariante ein Wert von 3,44 ermittelt werden. Die Probanden empfanden die Arbeit mit den digitalen Assistenzsystemen also deutlich angenehmer als mit der klassischen Checkliste. Für eine hypothetische Wiederholung der Aufgaben gaben 17 der 18 Probanden an, dass Assistenzsystem zu präferieren, nur ein Teilnehmer würde hierfür lieber die Laufliste nutzen. Anzumerken ist an dieser Stelle, dass die Versuche von einer sehr technikaffinen Probandengruppe durchgeführt wurden. Zudem sind die Probanden, anders als in der realen Anwendung, noch nicht an die klassische Lösung gewöhnt. In einer Feldstudie sind weniger deutliche Ergebnisse zu erwarten.

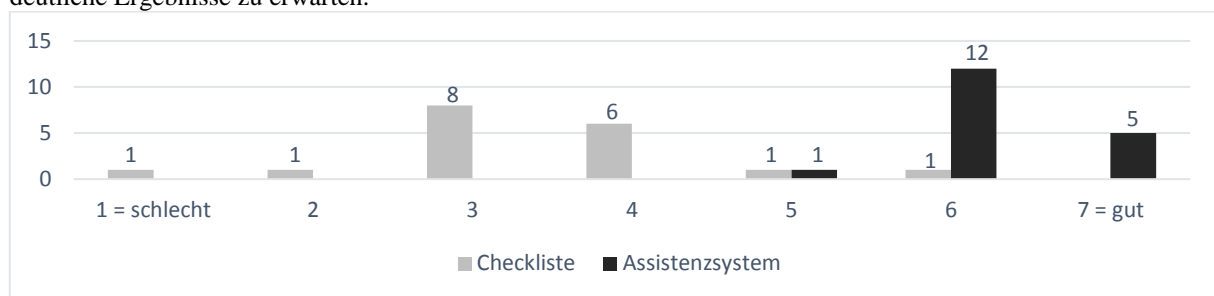


Bild 4: Absolute Häufigkeiten der Bewertung der untersuchten Hilfsmittel

5. Untersuchung der Herzratenvariabilität

Ziel dieser Teilstudie war u. a. die vergleichende Erfassung der objektiven Beanspruchung im beschriebenen Versuchsszenario anhand der Parameter der Herzfrequenzvariabilität (heart rate variability, HRV). Diese beschreibt die Variabilität einer Zeitreihe von aufeinanderfolgenden Herzaktionen, die Erkenntnisse über den allgemeinen Aktivierungszustand des Organismus und damit die Beanspruchungslage des Nutzers liefert. Sie umfasst eine Vielzahl mathematisch berechneter Parameter, „welche die Varianz, Rhythmik oder Komplexität einer Zeitreihe von aufeinander folgenden Herzaktionen – den sog. NN-Intervallen – kennzeichnet“ (Sammito et al. 2015, S. 5).

5.1 Methode

Zur Ermittlung der objektiven Beanspruchung auf der Grundlage der HRV bzw. zur dafür notwendigen Erfassung der NN-Intervalle wurde ein 3-Kanal-EKG-Gerät Modell MT-101 (Fa. Schiller AG, Schweiz) eingesetzt. Die NN-Datenreihen wurden in Medilog DARWIN übertragen, Artefakte korrigiert und die NN-Intervalle in eine txt-Datei für die nachfolgende HRV-Analyse exportiert. Die NN-Intervall-Reihen - jeweils von fünf Minuten Dauer - aus verschiedenen Phasen des Versuches wurde mit dem Programm Kubios HRV Version 2.0 im Zeit- und Frequenzbereich sowie mittels nichtlinearer Methode analysiert. Für die HRV-Analyse erfolgte eine Artefaktkorrektur mit den Einstellungen custom und 0,3 – ohne Veränderung der trend components. Für die Spektralanalyse wurde ein Autoregressives Modell (AR) mit einer Einstellung der Fensterbreite von 300 Sekunden (entspricht der Aufzeichnungsdauer von 5 Minuten) und 50 % window overlap (Fensterüberlappung) für die folgenden Frequenzbänder

entsprechend internationaler und nationaler Empfehlungen bzw. Leitlinie (ESC & NASPE 1996; Sammito et al. 2015) berechnet:

Very Low Frequency (VLF)	0,00 - 0,04 Hz
Low Frequency (LF)	0,04 - 0,15 Hz
High Frequency (HF)	0,15 - 0,40 Hz

Als Ausschlusskriterien für die HRV-Analyse gelten die Kriterien der Qualitätssicherung bei der Erfassung der HRV entsprechend der AWMF-s2k-Leitlinie (Sammito et al. 2015). Erläuterungen zu den HRV-Parametern finden sich auch in dieser Leitlinie.

Für die statistische Auswertung wurde der nichtparametrische Test nach Friedman mit der nachfolgenden Analyse mit dem Wilcoxon-Test eingesetzt.

5.2 Ergebnisse

Für die HRV-Berechnung mussten zwei der 18 Probanden ausgeschlossen werden, da die Aufzeichnung von einem Probanden mehr als 1 % Extrasystolen zeigte und ein Proband kein EKG tragen wollte. Damit wurden in die HRV-Analyse nur die Daten von 16 Probanden einbezogen (siehe Tabelle 5).

Beim Vergleich aller fünf Versuchsphasen lassen sich in nahezu allen untersuchten HRV-Parametern statistisch signifikante Unterschiede vorfinden.

Im Vergleich der Durchgänge mit der App gegenüber der Papiervariante (P) zeigt sich eine signifikant höhere Beanspruchung im ersten Durchgang mit der App (T1) anhand von Parametern aus der nicht-linearen Analyse SD1 (Standardabweichung der Poincare-Plot-Punktabstände zum Querdurchmesser) und zeitbezogenen Parametern RMSSD (Root Mean Square of successive differences). Diese Effekte sind jedoch im Vergleich der Papiercheckliste zur zweiten Arbeitsphase mit der App (T2) nicht mehr erkennbar. Dies spricht dafür, dass die höhere Beanspruchung durch die Arbeit mit der App nach einer kurzen Einarbeitungszeit wieder verschwindet.

Auch im direkten Vergleich von T1 und T2 wird deutlich, dass die Beanspruchung im Laufe des Versuchs geringer wird. Diese Ergebnisse können für die Parameter SDNN (Standardabweichung der NN-Intervalle), RMSSD, TP (Total Power), SD1 und SD2 (Standardabweichung der Poincare-Plot-Punktabstände zum Längsdurchschnittsmesser) statistisch sicher bestätigt werden.

Über nahezu alle HRV-Parameter hinweg zeigt sich eine höhere Beanspruchung in den Arbeitsphasen (T1, P, T2) verglichen mit den Ruhephasen (R1, R2).

Anzumerken ist, dass die Ruhephasen vor und nach dem Versuch ebenfalls unterschiedlich sind. Die Parameter SDNN ($p < 0,05$) und SD2 ($p < 0,05$) verdeutlichen eine höhere Beanspruchung der Probanden vor Beginn des Versuchs verglichen mit der Ruhephase nach dem Versuch. Eine mögliche Ursache ist Aufregung der Probanden, welche Aufgaben sie im Versuch erwarten.

Demgegenüber zeigt SD HR ($p < 0,05$) eine größere Beanspruchung in der Ruhephase nach dem Versuch als vor dem Versuch und deutet auf einen Ermüdungseffekt hin.

Der Parameter aus der nicht-linearen Analyse DFA1, der den Grad der Korrelation im Detrended fluctuation Analyse zeigt, verdeutlicht signifikante Unterschiede zwischen den einzelnen Phasen, kann jedoch aufgrund aktueller Forschungsergebnisse noch keinem konkreten physiologischen Mechanismus zugeschrieben werden.

Tabelle 5: Ergebnisse der HRV-Analyse: Parameter nach (Sammito et al. 2015)

HRV-Parameter	R1 (I) Ruhephase vor Versuch	T1 (II) Arbeitsphase mit App	P (III) Arbeitsphase mit Papier	T2 (IV) Arbeitsphase mit App	R2 (V) Ruhephase nach Versuch	P _{Friedman}	P _{Wilcoxon}
	MW ± SD						
zeitbezogene Parameter							
SDNN [ms]	67,73 ± 29,397	76,66 ± 24,733	79,39 ± 17,721	82,17 ± 20,894	91,44 ± 46,901	0,003	I – II (0,028) II – IV (0,030) I – IV (0,007) I – V (0,001)
HR [1/min]	78,61 ± 15,279	90,39 ± 15,230	89,24 ± 14,900	90,78 ± 14,833	77,95 ± 15,348	< 0,001	I – II (< 0,001) I – III (< 0,001) I – IV (< 0,001) IV – V (< 0,001) III – V (< 0,001) II – V (0,001)
SD HR [1/min]	6,66 ± 1,722	9,98 ± 2,332	9,74 ± 1,823	10,54 ± 1,772	8,99 ± 3,040	< 0,001	I – II (< 0,001) I – III (< 0,001) I – IV (< 0,001) IV – V (0,024) I – V (0,002)
RMSSD [ms]	49,72 ± 27,076	37,63 ± 24,568	42,64 ± 25,384	41,58 ± 23,924	56,03 ± 42,723	0,029	II – III (0,007) II – IV (0,023) I – II (0,017) IV – V (0,046) II – V (0,034)
pNN 50 [%]	25,23 ± 20,555	13,90 ± 13,696	17,07 ± 14,863	15,46 ± 13,257	24,97 ± 21,767	0,057	-
frequenzbezogene Parameter							
VLF-Peak [Hz]	0,0074 ± 0,01146	0,0033 ± 0	0,0110 ± 0,01414	0,0033 ± 0	0,0033 ± 0	0,031	-
LF-Peak [Hz]	0,0477 ± 0,02672	0,0431 ± 0,01250	0,0419 ± 0,00544	0,0400 ± 0	0,0438 ± 0,01500	0,696	-
HF-Peak [Hz]	0,2075 ± 0,08525	0,1619 ± 0,04750	0,1754 ± 0,06944	0,1656 ± 0,0625	0,2096 ± 0,08189	0,022	-
TP [ms ²]	4749,8750 ± 3984,27588	5905,0625 ± 3454,38819	6152,6250 ± 2124,74312	6715,3125 ± 3189,08164	8680,6250 ± 9673,14702	< 0,001	II – IV (0,013) I – II (0,049) I – IV (0,007) I – V (0,001)
LF/HF	2,53 ± 1,859	5,32 ± 2,918	5,74 ± 3,467	5,61 ± 3,026	2,97 ± 3,391	< 0,001	I – II (0,001) I – III (< 0,001) I – IV (0,001) IV – V (0,002) III – V (0,010) II – V (0,013)
LF nu	64,55 ± 16,568	80,82 ± 8,341	80,41 ± 11,209	81,60 ± 8,403	63,98 ± 16,668	< 0,001	I – II (0,001) I – III (< 0,001) I – IV (0,001) IV – V (0,002) III – V (0,004) II – V (0,003)
HF nu	35,45 ± 16,568	19,18 ± 8,341	19,59 ± 11,209	18,40 ± 8,403	36,03 ± 16,668	< 0,001	I – II (0,001) I – III (< 0,001) I – IV (0,001) IV – V (0,002) III – V (0,004) II – V (0,003)
nicht-lineare Parameter							
SD1 [ms]	34,8438 ± 19,21406	26,5563 ± 17,41241	30,1813 ± 17,97885	29,4375 ± 16,93875	39,6813 ± 30,26781	0,028	II – III (0,008) II – IV (0,023) I – II (0,017) IV – V (0,046) II – V (0,036)
SD2 [ms]	88,7250 ± 37,68926	104,4375 ± 32,81333	107,1688 ± 22,86682	111,7813 ± 27,20319	122,4875 ± 60,29434	< 0,001	II – IV (0,049) I – II (0,010) I – III (0,036) I – IV (0,002) I – V (0,001)
DFA1	1,1873 ± 0,26093	1,4443 ± 0,23595	1,3980 ± 0,21200	1,4144 ± 0,20718	1,1758 ± 0,26285	< 0,001	I – II (0,002) I – III (0,010) I – IV (0,006) IV – V (0,003) III – V (0,010) II – V (0,004)
DFA2	0,9264 ± 0,21059	1,0073 ± 0,14245	0,9658 ± 0,18756	1,0206 ± 0,16579	0,9653 ± 0,19464	0,745	-

5.3. Diskussion und Schlussfolgerung

Die Ergebnisse legen nahe, dass es – zumindest im kurzfristigen Einsatz und nach einer kurzen Adaptionszeit – keine erhöhte objektiv physiologische Beanspruchung bei der Aufgabenbearbeitung mit der App im Vergleich zur Papierliste gibt. Einzelne Unterschiede zwischen der Papiervariante (P) und dem ersten Durchgang mit der App (T1) verschwinden im Vergleich der Papierliste und dem zweiten Durchgang mit der App (T2), was für einen Gewöhnungseffekt spricht. Es zeigt sich jedoch, dass die Arbeitsphasen (unabhängig davon, ob die Papierliste oder App verwendet wurde) beanspruchender sind, als die Ruhephasen vor dem Versuch und nach dem Versuch. Das hier dargestellte Vorgehen lässt sich auf weitere Studien, die sich mit der Gestaltung und Bewertung human-gerechter digitaler Assistenzsysteme befassen, übertragen.

6. Fazit und Ausblick

In der Untersuchung wurde festgestellt, dass die meisten Probanden das digitale Assistenzsystem der handschriftlichen Variante vorziehen. Auch bei der durchschnittlichen Durchführungszeit wurde ein Vorteil des Assistenzsystems gegenüber der Papiervariante festgestellt. Hierbei ist jedoch der Versuchsablauf als Einflussfaktor zu benennen. Eine Auswertung der Fehlerhäufigkeit war aufgrund von Fehlern im Backend der programmierten Anwendung nicht möglich. Eine mögliche Erhöhung der Fehlerrate bei kürzerer Ausführungszeit kann also weder ausgeschlossen noch bestätigt werden. Der Fehler wurde kurz nach der Durchführung der Versuche beseitigt. Die Betrachtung der Herzratenvariabilität zeigte eine kurzfristige Erhöhung der objektiv physiologischen Beanspruchung bei der ersten Verwendung der App gegenüber der Papierliste. Bei der zweiten Verwendung des Systems trat dieser Effekt jedoch nicht länger auf.

Während der Versuche wurden kleinere Konsistenzfehler in der Anleitung eines Prüfpunktes entdeckt. So wurden die Probanden bei der akustischen Prüfung nicht angewiesen, das Klangverhalten des Prüfgegenstandes zu beschreiben. Dies muss für Folgeuntersuchungen behoben werden. Weitere Verbesserungspotenziale bieten sich in der Konstruktion der Versuchsumgebung. Hier ist der Bewegungsspielraum deutlich einzuschränken, um so der WEA ähnlichere Versuchsbedingungen zu erreichen. Generell eignet sich der für die Studie entwickelte Versuchsaufbau um die Anwendung digitaler Assistenzsysteme für Inspektionstätigkeiten zu testen.

Im weiteren Verlauf des Projekts sind Folgestudien geplant, welche sich am vorhandenen Versuchsaufbau orientieren sollen. Dabei sind verschiedene Bedienkonzepte für das Assistenzsystem zu testen. Hierzu ist der Versuchsaufbau besonders im Hinblick auf die Notwendigkeit des Einnehmens verschiedener Zwangspositionen anzupassen, um die Bedienvarianten in realitätsnahen Bedingungen zu testen. Hierbei ist zusätzlich die körperhaltungsinduzierte Belastung zu untersuchen. Weiterhin ist auf eine homogene Anwendungshäufigkeit der getesteten Varianten zu achten.

Literaturverzeichnis

- [1] Vogl, Gerlinde; Nies, Gerd; Mobile Arbeit - Betriebs und Dienstvereinbarungen – Analyse und Handlungsempfehlungen; Bund-Verlag GmbH, Hans Böckler Stiftung, ISBN 978-3-7663-6271-1, Frankfurt am Main, 2013
- [2] Mewes, Eric; Schmicker, Sonja; Waßmann, Stefan; Mecke, Rüdiger; Böckelmann, Irina; Entwicklung und Durchführung einer Anforderungsanalyse zur Identifikation von nutzerunterstützenden Anwendungspotenzialen digitaler Assistenzsysteme in ARBEIT(S).WISSEN.SCHAF(F)T Grundlage für Management & Kompetenzentwicklung: Dokumentation des 64. Arbeitswissenschaftlichen Kongresses, ISBN: 978-3-936804-24-9, Beitrag B.1.3; Aachen 2018
- [3] Böckelmann, Irina; Sammito, Stefan; Herzfrequenzvariabilität: Handbuch der Arbeitsmedizin, 41. Ergänzungslieferung; A III-3.2.2; Juni 2016
- [4] ESC, NASPE Heart rate variability: standards of measurement, physiological interpretation and clinical use. Circulation 93: 1043–1065; 1996
- [5] Sammito S, Thielmann B, Seibt R, Klussmann A, Weippert M, Böckelmann I; Guideline for the application of heart rate and heart rate variability in occupational medicine and occupational science. ASUI 2015; 2015

Danksagung:

Besonderer Dank gilt Herrn Florian Bruns, Herrn Christian Petters und Herrn David Such für die Unterstützung bei der Konzeption und Umsetzung der Studie. Weiterer Dank gilt Herrn Sergej Schapkin, Frau Irina Böckelmann und Herrn Rüdiger Mecke für Ihre konzeptionelle Unterstützung.

Dieses Forschungs- und Entwicklungsprojekt wird im Rahmen des Programms „Zukunft der Arbeit“ vom Bundesministerium für Bildung und Forschung (BMBF) und dem Europäischen Sozialfonds (ESF) gefördert und vom Projektträger Karlsruhe (PTKA) betreut. Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei den Autoren.



I4.0 Gateway zur Erfassung, Auswertung und Bereitstellung von Maschinendaten nach den aktuellen Spezifikationen der Plattform Industrie 4.0

Holger Zipper ¹⁾

¹⁾ ifak e.V. Magdeburg, Deutschland, holger.zipper@ifak.eu, +493919901497

Zusammenfassung

In diesem Beitrag wird ein System zur Erfassung, Auswertung und Bereitstellung von Maschinendaten vorgestellt. Die Maschinendaten sollen den Maschinenhersteller über eine Cloud-Plattform bereitgestellt werden. So können die Maschinenhersteller mit innovativen After-Sales-Service die Zuverlässigkeit und Qualität der gelieferten Maschinen und Anlagen erhöhen.

Schlüsselwörter: Industrie 4.0, Gateway, Datenerfassung

1. Einleitung und Motivation

In diesem Beitrag wird ein System zur Erfassung, Auswertung und Bereitstellung von Maschinendaten vorgestellt. Die Maschinendaten sollen den Herstellern der Maschinen über eine Cloud-Plattform bereitgestellt werden. So können die Maschinenhersteller mit innovativen After-Sales-Services die Zuverlässigkeit und Qualität der gelieferten Maschinen und Anlagen erhöhen.

Obwohl eine Reihe von Lösungen zur Datenerfassung am Markt existiert, gestaltet sich deren Einsatz gerade für kleinere Unternehmen nach wie vor schwierig: Oft können sich Maschinenhersteller nicht auf eine Lösung festlegen, denn diese müssen ihre Maschinen in die Produktionsketten ihrer Auftraggeber und in ihre eigenen IT Systeme integrieren. Gerade im Sondermaschinenbau oder Werkzeugmaschinenbau werden Kleinstserien oder Einzelmaschinen produziert, so dass für jede Maschine die Lösung zur Datenerfassung angepasst werden muss. Im Gegensatz zu den am Markt etablierten Closed-Source-Lösungen soll das hier vorgestellte I4.0 Gateway quelloffen zur Verfügung gestellt werden. Das erlaubt es Unternehmen und Ingenieurdienstleistung das System aufwandsarm zu testen, anzupassen sowie Prototypen zu erstellen. Gerade in Verbindung mit der Kompatibilität zu den aktuellsten Empfehlungen der Plattform Industrie 4.0 grenzt sich das System ab.

Das I4.0 Gateway wird zwischen Maschinensteuerung und der Cloud-Plattform angeordnet. Ein entscheidender Punkt ist die Kommunikationslösung sowohl zwischen Maschinensteuerung und Gateway als auch zwischen Gateway und Cloud-Plattform. Herausforderungen dabei sind z. B. die hohe Dynamik der Maschinensteuerungen, die unterschiedlichen Erwartungen der Automatisierungstechniker und Cloud-Plattform-Entwickler hinsichtlich der höheren Protokollschichten des Automatisierungssystems (z. B. OPC UA, REST oder MQTT), die Notwendigkeit zur Beschränkung der Zugänglichkeit zu den Maschinendaten durch den Maschinenbetreiber, sowie plötzliche und geplante Unterbrechungen der Kommunikationsnetze.

Dabei geht der vorgestellte Ansatz von der Anbindung an die Maschine aus. Diese sind in der Regel heterogen und werden neben einer SPS meist zusätzlich einem Maschinen PC und möglicherweise zusätzlichen Steuerungen (z.B. Motorsteuerung) gesteuert bzw. geregelt. Entsprechend heterogen gestaltet sich auch die Datenerfassung. Ein Plugin-Ansatz ist das Mitlesen des Datenverkehrs am Kommunikationssystem, falls Systeme wie zum Beispiel PROFINET zum Einsatz kommen. Hier können Daten in Echtzeit erfasst werden wobei keine Modifikation der Steuerung oder Maschine benötigt wird. Zustände der Steuerung werden über eine OPC Anbindung erfasst und auftragsrelevante Informationen (Werkstücktyp, Seriennummer, ...) werden vom Anlagen-PC ausgelesen. Hierbei spielt die zeitliche Zuordnung der Daten aus den verschiedenen Quellen eine entscheidende Rolle, zum Beispiel durch Algorithmen zur Erkennung des Taktbeginns oder spezifischer Phasen der Werkstückbearbeitung.

Durch die Zykluszeiten von unter 1ms ergeben sich hohe Anforderungen an die Leistungsfähigkeit der Hardware zur Speicherung und Vorverarbeitung der Daten sowie dem Transport der Daten in die Cloud-Plattformen. Diese konnten durch Anwendung von Filter und Datenreduktionsverfahren abgemildert werden.

Das I4.0 Gateway implementiert die verteilte Datenerfassung und oben vorgestellte Datenreduktion. Zudem lassen sich über ein Web-Dashboard maschinenspezifische Ansichten erstellen und erste statistische Analysen anwenden. Die Daten können dann über ein Adapter-Konzept über unterschiedliche Kommunikationsschnittstellen (MQTT; Apache Kafka) an Cloud-Plattformen weitergeleitet werden. Dort lassen sich die Daten über ML- und Big-Data Algorithmen auswerten.

Im Weiteren ist dieser Beitrag wie folgt unterteilt: In Kapitel 2 wird ein kurzer Überblick über den Stand der Technik gegeben. In Kapitel 3 wird das Konzept des I4.0 Gateways vorgestellt, dessen Umsetzung wird in Kapitel 4 beschrieben. Die Validierung an einem Laboraufbau wird in Kapitel 5 dargestellt. Kapitel 6 gibt eine kurze Zusammenfassung.

2. Stand der Technik

Für die Entwicklung eines Datenerfassungsgateways ergeben sich folgende, grobe Anforderungen:

1. Erfassung von Daten aus unterschiedlichen Quellen wie Analoge, Digitale Sensoren, Feldbus, Datenbanken, Dateien
2. Vorverarbeitung der Echtzeitdaten
3. Zwischenspeicherung
4. Transport der Daten in eine Cloud-Plattform
5. Visualisierung der Daten

Für einzelne der genannten Punkte gibt es bereits am Markt existierende Lösungen.

2.1 Erfassung von Daten aus unterschiedlichen Quellen

Für die Erfassung von Daten aus industriellen Anlagen oder Maschinen stehen seit jeher Protokolle wie OPC und OPC UA zur Verfügung [1]. Für den Zugriff auf Daten per OPC (UA) muss auf der Datenquelle ein OPC (UA) Server gestartet sein. Entsprechend ist OPC (UA) nur für relativ leistungsfähige Komponenten wie Steuerungen sinnvoll. OPC (UA) ist also für Realisierung der Datenerfassung als ein Baustein zu betrachten.

In den letzten Jahren haben sich leichtgewichtige Protokolle auf Publish-Subscribe-Basis entwickelt. Diese werden vor allem im Bereich des IoT eingesetzt. Ein prominentes Beispiel solch eines Publish-Subscribe-Protokolls ist MQTT [2]. Dieses ist auch für schwache Geräte verfügbar, jedoch nicht weit verbreitet im industriellen Umfeld. Durch die aktuell in der Umsetzung befindliche Erweiterung von OPC UA um Publish-Subscribe [3] könnte sich die Anwendung dieser Verfahren in der industriellen Umgebung in den kommenden Jahren erhöhen.

Eine weitere Möglichkeit der Datenerfassung besteht durch PC-Einsteckkarten bzw. USB-Adapter für die verschiedenen Feldbussysteme. Wird in einer industriellen Anlage oder Werkzeugmaschine beispielsweise CAN als Kommunikationsprotokoll eingesetzt, kann über einen CAN-USB Adapter jeder PC Teil dieses CAN Netzwerkes werden und die gesendeten Echtzeitdaten mitschreiben. Bei Ethernet-basierten Feldbussystemen wie PROFINET ist hierfür keine Spezialhardware notwendig, da jedes Ethernet Interface genutzt werden kann.

2.2 Vorverarbeitung der Echtzeitdaten, Zwischenspeicherung und Visualisierung

Zur Weiterverarbeitung der erfassten Daten von industriellen Maschinen werden oft angepasste Speziallösungen implementiert. Alternativ dazu kommen Systeme wie National Instruments LabVIEW oder Matlab zum Einsatz. Auch diese allgemeinen Werkzeuge erfordern Programmieraufwand zur Erstellung einer an die Maschine angepassten Lösung zur Datenweiterverarbeitung und Visualisierung. Die Zielgruppen für diese Werkzeuge sind vor allem Wissenschaftler und Entwicklungsingenieure, der Maschinenoperator steht nicht im Fokus.

2.3 Transport der Daten in eine Cloud-Plattform

Zur Anbindung an Cloud-Plattformen stehen wiederum eine Reihe von Technologien zur Verfügung. Üblicherweise werden hier dateibasierte- sowie Stream-basierte Upload-Mechanismen eingesetzt. Beispiele

hierfür sind Apache Kafka [4], MQTT, AMQP oder auch SFTP [5]. Das Datenerfassungsgateway muss die relevanten Technologien zur Cloud-Anbindung implementieren.

2.4 Verbindung der Anforderungen

Generische, über grafische Eingabe leicht konfigurierbare Lösungen, welche das hier betrachtete Spektrum von der Aufnahme aus verschiedenen Quelle, über Vorverarbeitung und Speicherung bis zur Cloud-Anbindung und Analyse abdecken stehen so nicht für den Einsatz bereit.

Hersteller wie Siemens, VOITH, ABB und andere bieten für ihre Systeme Gateways zur einfachen Cloud-Anbindung an, zum Beispiel [6]. Diese sind jedoch eng an das jeweilige Ökosystem gebunden (Steuerung / Engineering des Herstellers, Cloud-Plattform usw.).

3. Konzept

Der Fokus bei der Umsetzung lag auf der Untersuchung von Komponenten und Möglichkeiten zur maschinen-lokalen Speicherung, Komprimierung und Vorverarbeitung von Daten. Damit sollen Fälle wie Trennung vom Netz, vom Cloud Service usw. behandelt werden. Zudem lässt sich so die Verwendung (eines Teils) der zu entwickelnden Plattform ohne permanenten Internet- / Netzwerkzugang durch die Maschinen realisieren. Das Konzept Gliederten sich in die folgenden Unterpunkte: Systemstruktur, Datenerfassung und Datenkonzentration, Entwicklung der Adapter für die verschiedenen Datenquellen sowie die maschinennahe Aufbereitung der Daten. Im Folgenden werde diese Punkte genauer beschrieben.

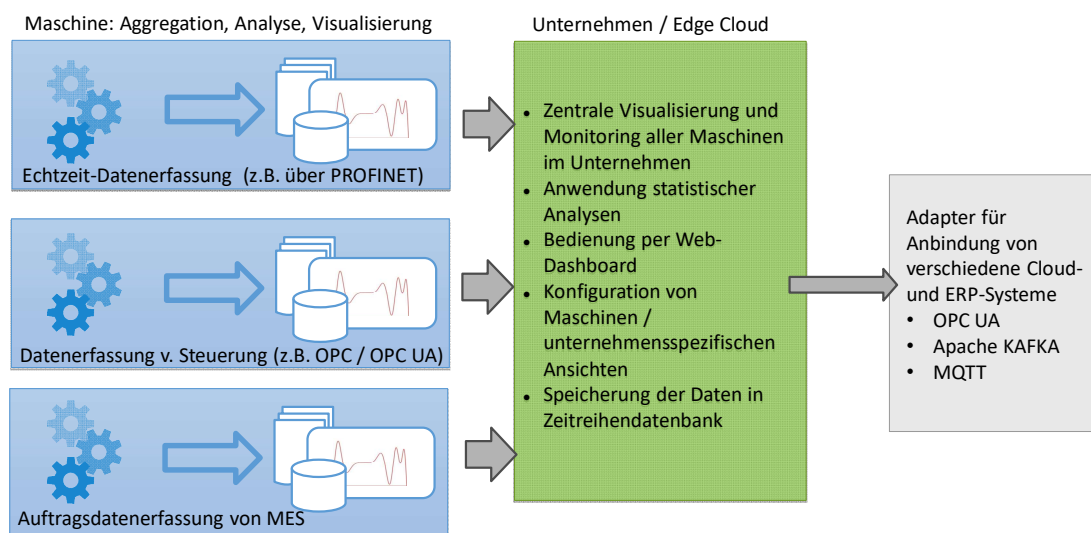


Abbildung 1: Architektur I4.0 Gateway

Grundlage des Konzepts stellt das Framework ifakFAST dar. Dieses wurde mittlerweile als quelloffen (Open Source) und frei unter [7] verfügbar gemacht, um die Anwenderbasis und Akzeptanz zu erhöhen. Die zu entwickelnden Funktionen bezüglich der Datenfilterung, Konzentration, echtzeitfähige Anbindung der unterschiedlichen Datenquellen, spezielle Visualisierungen usw. wurden auf dieser Basis umgesetzt. Dadurch wurden doppelte Arbeiten vermieden um grundlegende, notwendige Funktionen einer solchen Plattform vorher zu implementieren (z.B. Nutzermanagement, Verschlüsselung, Datenbankanbindung, ...). Dieses Vorgehen hat zwei Vorteile:

1. Es konnte direkt mit der Umsetzung der Projekthinhalte begonnen werden
2. Die Grundlagen der Umsetzung sind bereits erprobt, es gibt eine Community zur Weiternutzung und Weiterentwicklung. Zugleich kann bei Bedarf professioneller Service zur Wartung oder Anpassung angeboten werden

Der zentrale Bestandteil des ifakFAST Frameworks ist der Mediator. Dieser stellt einen Vermittler im verteilten Datenakquise- und Visualisierungsframework dar. Dieser ist durch ein Adapterkonzept erweiterbar. Der Mediator ist dabei auf die Verarbeitung von Echtzeit Prozessdaten optimiert. Die Prozessdaten werden in einer Zeitreihendatenbank abgelegt. Das implementierte Benutzer- und Rollenmanagement erlaubt es, den Zugriff

lesend oder schreibend pro Datenpunkt zu spezifizieren. Je nach Konfiguration ist der Mediator dabei für die Adapter und weiteren Komponenten über Netzwerk erreichbar. Die Netzwerkkommunikation ist dabei jederzeit verschlüsselt. Eine wesentliche, über Netzwerk erreichbar Komponente ist das Web-Dashboard. Dieses erlaubt die Konfiguration aller Datenquellen, die Verknüpfung von Daten und die Visualisierung sowie Filterung der Daten. Für die Erschließung weitere Datenquellen wurde ein Adapter zum Abgriff von Signalen aus der Feldbuskommunikation, zur performanten Verarbeitung von CSV und Excel-Dateien sowie zur Filterung und Datenkonzentration erstellt. Darüber hinaus wurden auf die Maschinen zugeschnittene Ansichten für das Web-Dashboard erstellt. Die konkreten Umsetzungen werden in im Folgenden beschrieben.

4. Umsetzung

4.1 Adapterkonzept

Viele Maschinendaten werden bereits von der SPS bereitgestellt und per OPC verfügbar gemacht. Einige der Daten stehen aber nur der Motorsteuerung zur Verfügung. Da die Motorsteuerung mit den Motoren und Sensoren die Daten über Feldbussysteme austauscht, und weil aktuelle Feldbussysteme Daten aus Gründen der Performance unverschlüsselt übertragen, können die Daten dort abgegriffen werden durch. Dies erfolgt durch mitschneiden des Datenverkehrs. Dazu sind im groben folgende Schritte durchzuführen:

1. Mitlesen aller Netzwerkpakete von der entsprechenden Netzwerkschnittstelle
2. Dekodierung der Paket-Header, um die relevanten Pakete anhand der Adresse (MAC / IP) und eventuell weiterer Informationen (Bestimmung logischer Links) zu identifizieren. Hierbei geht es darum zu erkennen, ob ein Netzwerkpaket zu einem für die Datenerfassung relevanten Signal gehört.
3. Dekodierung des Paketinhaltes, um die Prozessdaten zu erhalten. Hierbei geht es darum, aus dem Bitstrom des Netzwerkverkehrs die eigentlichen Prozessdaten zu extrahieren. In Paketen für Feldbuskommunikation liegen normalerweise neben Adressdaten auch noch Daten für Alarm, CRC Checksummen. Diese sind für eine Datenerfassung nicht relevant.
4. Auslesen der Zeitstempel. Neben den Prozessdaten können Pakete Zeitstempel enthalten. Diese werden oft von den zur Aufzeichnung des Netzwerkverkehrs genutzten Treiber oder der Hardware eingetragen. Die Zeitstempel müssen entsprechend der lokalen Zeit umgerechnet werden

Jeder dieser Schritte erfordert eine entsprechende Konfiguration.

Daten über den aktuell an der Maschine bearbeiteten Auftrag (Produktionsdaten) liegen im CSV Format vor. Zur Handhabung dieser Daten wurde ein Adapter für CSV Dateien entwickelt.

4.2 Pipeline und Komprimierung

Zur Umsetzung der Datenaufnahme wurde eine Verarbeitungspipeline umgesetzt. Die Sensordaten sind in einer zeitlichen Auflösung von weniger 1ms verfügbar. Das bedeutet, pro Maschine fallen mindestens als 1Mib/s Daten an. Gerade für die Verarbeitung, Vorhaltung und Auswertung der Daten lokal an einer Maschine, stellt dies eine unnötig hohe Anforderung an die Rechnerressourcen der Maschine dar:

- Entsprechend Speicherplatz muss vorhanden sein um Daten auch mittelfristig Speichern zu können
- Der verwendete Speicher wird stark beansprucht, die Nutzung von günstigen Flashspeicher ist dadurch nicht mehr möglich, da die Anzahl der Schreibzyklen bei Flashspeicher limitiert ist.
- Je mehr Daten pro Sekunde aufgenommen werden, desto anspruchsvoller wird die Berechnung von Analyseverfahren und Visualisierung auf der Maschine. Sollen auf dem IPC weitere Algorithmen und Aufgaben durchgeführt werden, muss die Datenerfassung sich die Leistung, sowohl Speicherzugriffe als auch Prozessorleistung, mit den weiteren Aufgaben teilen.

Die Verarbeitungspipeline wurde daher so entwickelt, dass die Daten in Echtzeit komprimiert werden können, ohne dabei an Aussagekraft für spätere Analysen zu verlieren. Diese Pipeline ist in der folgenden Abbildung 2 zu sehen.

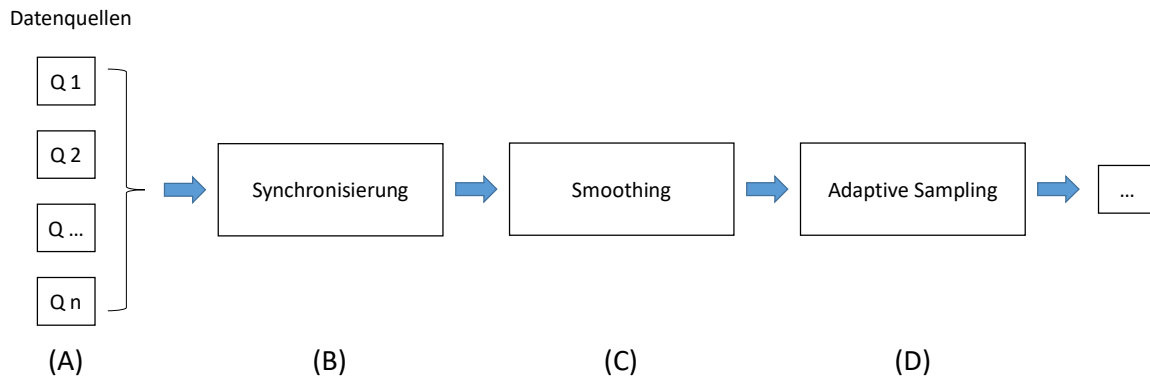


Abbildung 2: Pipeline Datenerfassung, Teil 1

Zur Datenreduktion wurde folgender Ansatz gewählt: Durch eine adaptive Send-On-Delta (SOD) Abtastung sollen nur Änderungen weiterverarbeitet werden (gespeichert, analysiert), statt gleichbleibende Werte zu verarbeiten. Einige der Messwerte weisen jedoch hochfrequente Schwankungen auf, zum Beispiel verursacht durch das Rauschen der analogen Eingabebaugruppen. Solche Signale würden bei einer SOD Abtastung dazu führen, dass jeder neue Wert als Änderung erkannt wird. Aus diesem Grund wurden die Signale zuerst geglättet. Zur Glättung wurden verschiedene Algorithmen getestet. Letztendlich wurde sich für einen Moving Average Filter entschieden. Dieser kann Online eingesetzt werden und ist mit wenig Aufwand zu berechnen. Nach der Glättung kann dann die SOD Abtastung erfolgen. Dies führt zu einer erheblichen Reduktion der Daten pro Produktionstakt.

Eine der Herausforderungen bei der Akquise der Daten ist die Zeitsynchronisation der Datensätze aus den verschiedenen Datenquellen. Da die Datenquellen auf unterschiedliche Systeme verteilt sind, und diese Systeme nicht zwangsläufig zeitsynchronisiert arbeiten müssen alle von der Maschine gemessenen Daten auf eine Zeitbasis abgebildet werden. Eine Taktsynchronisation ist dabei nicht ausreichend, wenn Daten anhand der Zeit korreliert werden sollen. Zum Beispiel könnte die interne Uhr der Steuerung eine andere Uhrzeit haben als die PC-basierte Auftragsverwaltung. Möglicherweise sind es nur wenige Sekunden. Trotzdem könnte dieser Umstand dazu führen, dass Sensordaten so zum falschen Auftrag zugeordnet und dadurch den falschen Produktparametern. Zur Synchronisation der Zeiten der Daten aus den verschiedenen Quellen ist es dafür erforderlich, den Zeitstempel durch die Datenquelle in Relation zu einem Maschinenweit gültigen Zeitpunkt zu setzen. Ein geeignetes Beispiel für solch einen Zeitpunkt der Beginn eines Produktionstaktes, falls dieser als separates Signal angezeigt wird. Des Weiteren ist es notwendig, Anfragen auf Datenquellen mit vergleichsweise langsamer Reaktions- und Übertragungszeit zwischen dem Anfang und dem Ende eines Taktes durchzuführen. Ein Beispiel hierfür ist der Zugriff auf aktuelle Auftragsdokumente (Chargennummer, Werkstücktypbezeichnung, ...).

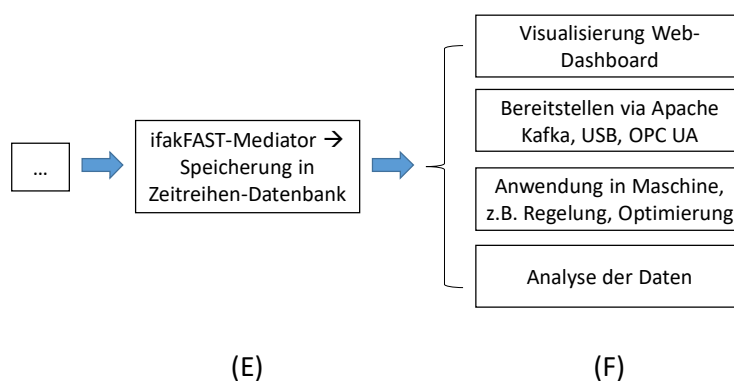


Abbildung 3: Pipeline Datenerfassung, Teil 2

In Abbildung 3 ist der zweite Teil der Pipeline zur Datenerfassung dargestellt. Nach der erfolgten Datenreduktion werden die Daten dem Mediator bekannt gegeben. Dieser speichert die Daten effizient in einer Zeitreihendatenbank und stellt sie weiteren Modulen zur Verfügung. Beispiele für solche Module sind:

- **Visualisierung:** Über angepasste Ansichten des verfügbaren Web-Dashboards bzw. über speziell an die Maschinen angepasste Visualisierungssoftware könnten die Daten sowie Analyseergebnisse angezeigt

werden. Darüber hinaus kann die Datenerfassung parametrisiert werden und Einstellungen für die Anbindung an das Cloud-System vorgenommen werden.

- **Bereitstellung an Cloud-System:** Je nach Anforderung (des Maschinenherstellers, des Maschinenbetreibers) werden die Daten für die Cloud-Plattform bereitgestellt. Als Kommunikationsmechanismen wären hier Apache Kafka, MQTT, OPC UA und ähnliches denkbar. Falls keine Netzwerkanbindung an das Cloud-System möglich ist, kann der Zugriff auf die Daten über USB, bei Bedarf mit Passwort geschützt, erfolgen.
- **Anwendung in der Maschine:** Durch das modulare Konzept von ifakFAST lassen sich beliebige weitere Werkzeuge, zum Beispiel zur Regelung oder Optimierung der Maschinenfahrweise anbinden. Diese können die reduzierten Daten sowie möglicherweise zusätzlich verfügbare Analyseergebnisse nutzen.
- **Analyse der Daten:** Wie oben erwähnt können weitere Analyse-Algorithmen in jeden Punkt der Pipeline oder anschließend als weiteres Modul integriert werden.
- **Industrie 4.0 Anbindung:** Wird die Bereitstellung der Daten über OPC UA vorgenommen, können diese entsprechend dem „Device Integration Model (DI)“ [8] bzw. dem Verwaltungsschalenmodell aus [9] strukturiert werden.

5. Validierung

Das entwickelte I4.0 Gateway wurden durch den Einsatz an realen Werkzeugmaschine sowie an einem Demonstrationsaufbau validiert. Im Folgenden wird die Validierung am Demonstrationsaufbau näher beschrieben.

5.1 Beschreibung Demonstrationsaufbau

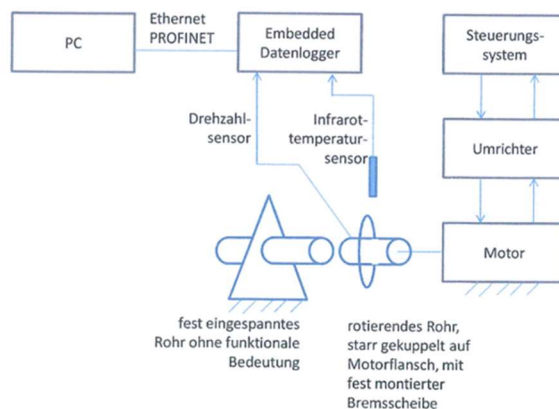


Abbildung 4: Demonstrationsaufbau

Der Demonstrationsaufbau, siehe Abbildung 4, besteht aus einem festen und einem rotierenden Rohr. Das rotierende Rohr wird durch einen Motor angetrieben. Dieser Motor ist über einen Umrichter und durch ein Steuerungssystem geregelt. Umrichter bzw. Steuerungssystem sind Datenquellen. Sensoren für Drehzahl und Temperatur bilden weitere Datenquellen, welche direkt an der Demonstratorhardware geloggt werden. Über einen PC (speziell wurde hierfür ein Raspberry PI 3b+ verwendet) per Ethernet, PROFINET oder per serieller Anbindung werden die Daten von dem Logger und dem Steuerungssystem abgefasst und zusammengeführt.

5.2 Umsetzung

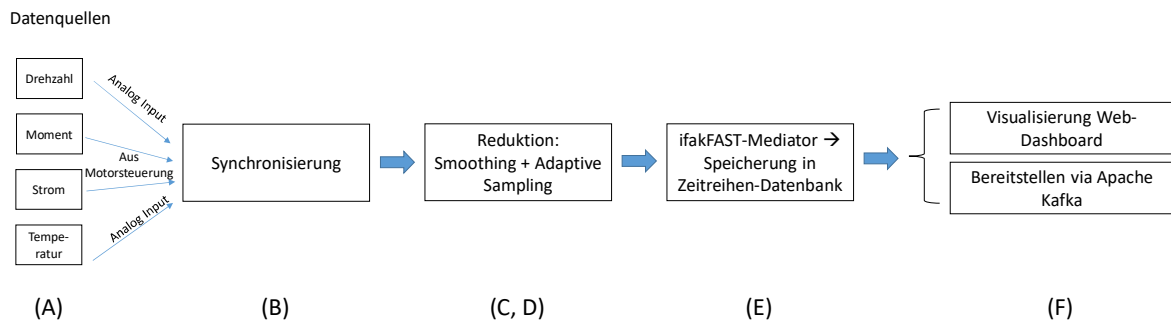


Abbildung 5: Pipeline Datenerfassung Demonstrator

Die konkret umgesetzte Architektur zur Erfassung der Echtzeitdaten des Demonstrators ist in Abbildung 5 dargestellt. Obwohl Umfang und Komplexität des Demonstrators im Vergleich zu einer Reibschweißmaschine wesentlich geringer sind, sind deren Eigenschaften bezüglich der Datenerfassung durchaus vergleichbar. Die Daten der verfügbaren Sensoren (Drehzahl, Moment, Strom und Temperatur) wurden aus verschiedenen Quellen erfasst: Drehzahl und Temperatur wurde über eine Analoge Eingangsbraugruppe aufgenommen, die Werte bezüglich Strom, Moment, usw. wurden aus der Motorsteuerung ausgelesen.

Anschließend wurde die Pipeline zur Datenerfassung, die Speicherung, Darstellung und das Bereitstellen per Cloud entsprechend der vorangegangenen Beschreibungen umgesetzt. Die Schritte (B) bis (E) liefen auf einen Raspberry PI (Modell 3b+). Per WLAN konnten von einem PC oder Tablet aus über das Web-Dashboard die Daten visualisiert werden. Zudem konnte so die Visualisierung sowie weitere Bestandteile wie die Aggregation von Werten konfiguriert werden.

Die entwickelten Verfahren konnten mit dem Demonstrator getestet werden. Die Ergebnisse sind in Abbildung 6 und Abbildung 7 dargestellt. In Abbildung 6 ist die Drehzahlkurve des Motors dargestellt. In Abbildung 7 ist dieselbe Kurve dargestellt, jedoch wurde das Verfahren zur Reduzierung der Daten angewendet.

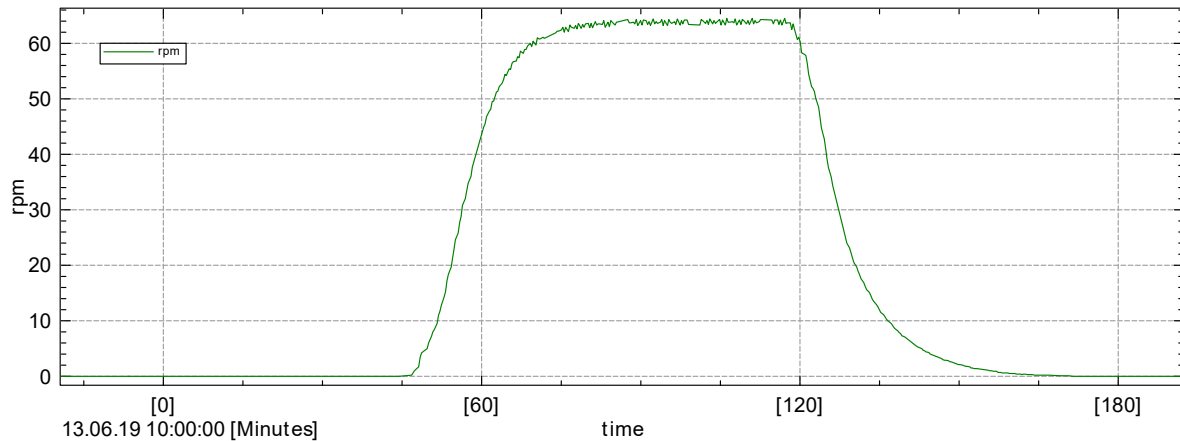


Abbildung 6: Drehzahl des Motor des Demonstrators

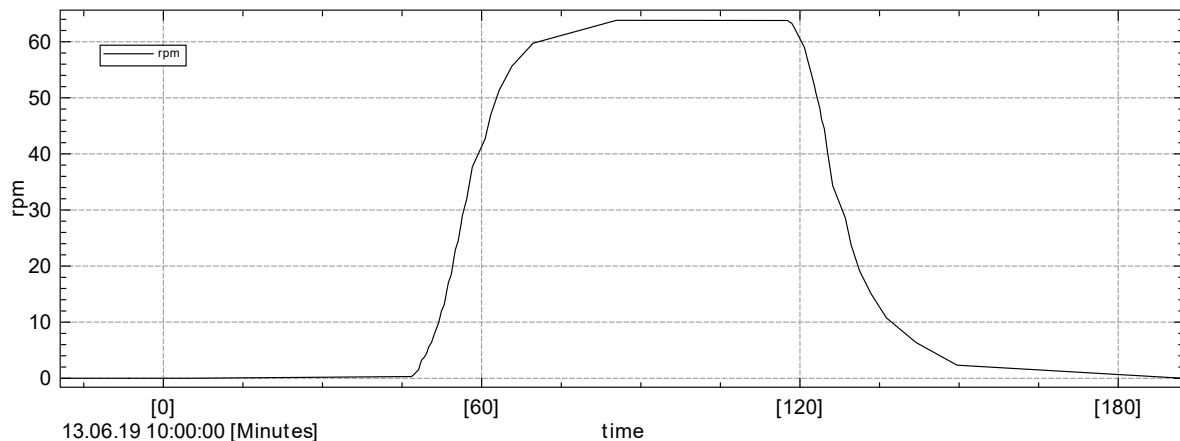


Abbildung 7: Drehzahl des Motor des Demonstrators mit Glättung und adaptiver Abtastung

In Abbildung 6 werden beispielhaft die Aufzeichnungen eines Drehzahlsignals gezeigt. Für jedes Signal fallen während der Bearbeitung eines Werkstücks etwa 437 Datenpunkte an. Die auf der Abszissenachse dargestellte Zeit bezieht sich dabei auf den Startwert des Aufzeichnungssystems, so dass der absolute Wert für die hier dargestellten Betrachtungen keine Relevanz hat.

In Abbildung 7 ist die Datenreduktion nach dem oben beschriebenen Verfahren, also der Glättung über einen Moving Average Filter und anschließender adaptiven Abtastung zu sehen. Dabei fällt auf, dass die Formen der Signale erhalten bleiben, das Rauschen jedoch entfernt wird. Insgesamt sind mit 67 Datenpunkten deutlich weniger Informationen notwendig. Durch die adaptive Abtastung werden in Bereichen, in denen es keine Änderungen gibt, zum Beispiel siehe Drehzahlkurve in Abbildung 7 ab ca. 170s, keine Datenpunkte benötigt.

6. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurde ein System zur Erfassung von Maschinendaten gezeigt. Die Hauptmerkmale dafür sind die Anbindung verschiedener, in industriellen Anlagen und Maschinen vorhandenen Datenquellen, die Online-Komprimierung der Daten sowie die Bereitstellung der Daten für verschiedene Cloud-Systeme.

Literaturverzeichnis

- [1] OPC Foundation, „<https://opcfoundation.org/>,“ OPC Foundation, 17 06 2019. [Online]. Available: <https://opcfoundation.org/>. [Zugriff am 2019].
- [2] OASIS Standard, „MQTT Version 3.1.1,“ OASIS Standard, 2014.
- [3] OPC Foundation, „OPC Unified Architecture - Part 14:PubSub,“ 2018.
- [4] Apache Software Foundation, „Apache Kafka,“ 17 06 2019. [Online]. Available: <https://kafka.apache.org/>. [Zugriff am 06 2019].
- [5] IETF Secure Shell Working Group, „SSH File Transfer Protocol,“ The Internet Engineering Task Force (IETF), 2006.
- [6] e. a. Arne Bröring, „The BIG IoT API - Semantically Enabling IoT Interoperability,“ in *IEEE Pervasive Computing*, 2018.
- [7] ifak e.V. Magdeburg, „<https://github.com/ifakFAST>,“ ifak e.V. Magdeburg, 05 06 2019. [Online]. Available: <https://github.com/ifakFAST>. [Zugriff am 05 06 2019].
- [8] OPC Foundation, „OPC Unified Architecture Devices,“ 2019.
- [9] Plattform Industrie 4.0, „Details of the Asset Administration Shell - Part 1 - The exchange of information between partners in the value chain of Industrie 4.0 (Version 1.0),“ Bundesministerium für Wirtschaft und Energie (BMWi), 2018.

Untersuchungen zur $t_{12/8}$ -Abkühlzeit für verschiedene Prozessmodifikationen beim UP-Schweißen von Duplexstahl

M. Sc. Juliane Stützer ¹⁾, Dr.-Ing. Manuela Zinke ²⁾, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner ³⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland,

juliane.stuetzer@ovgu.de, 03916750249

²⁾ Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, Deutschland, manuela.zinke@ovgu.de, 03916758513

³⁾ Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg, Deutschland, sven.juettner@ovgu.de, 03916758741

Zusammenfassung

Das Gefüge der Duplexstähle ist sowohl von der Legierungszusammensetzung als auch von der Abkühlgeschwindigkeit abhängig. Ein Kontrollinstrument zur Gewährleistung eines ordnungsgemäßen Gefüges stellt die Erfassung der Abkühlzeit zwischen 1200 °C und 800 °C ($t_{12/8}$ -Abkühlzeit) dar. Weil das manuelle Einbringen von Thermoelementen beim UP-Schweißen aufgrund der Pulverabdeckung des Lichtbogenraumes und der Schmelze erschwert ist, wurde eine elektropneumatisch arbeitende Temperaturmessvorrichtung entworfen. Diese ermöglicht ein automatisiertes Einführen der Thermoelemente ins Schmelzbad und somit die Messung der Temperatur sowie die Ermittlung der Abkühlzeit. Mit Hilfe dieser Vorrichtung konnten charakteristische Abkühlzeiten für den UP-Eindraht-Prozess unter Variation der Streckenenergie ermittelt werden. Die ermittelten Abkühlzeiten wurden anschließend mit den Abkühlzeiten des UP-Doppeldraht-Prozesses sowie der Prozesse UP-Eindraht + Kaltdraht und UP-Doppeldraht + Kaltdraht vergleichend gegenübergestellt. Die Ergebnisse zeigen eine mögliche Steigerung der Abschmelzleistung um bis zu 35 % infolge der Kaltdrahtzugabe. Dabei ist die maximal abschmelzbare Kaltdrahtmenge wesentlich von der Streckenenergie abhängig. Eine Steigerung der Abschmelzleistung durch Erhöhung der Streckenenergie führt stets auch zu einer Erhöhung der Abkühlzeit. Bei einer Steigerung der Abschmelzleistung mittels Kaltdrahtzugabe wird die $t_{12/8}$ -Abkühlzeit hingegen nur in geringem Maße beeinflusst. Die Kaltdrahtzugabe bietet somit für das Schweißen von Duplexstahl ein enormes wirtschaftliches und metallurgisches Potential.

Schlüsselwörter: Duplexstahl, Unterpulver-Kaltdraht-Schweißen, Unterpulver-Doppeldraht-Schweißen, Temperaturmessung, $t_{12/8}$ -Abkühlzeit

1. Einleitung

Für die Verarbeitung dickwandiger Komponenten aus Duplexstahl mit Blechdicken von mehr als 8 mm wird das Unterpulver-(UP)schweißen am häufigsten eingesetzt. Dabei müssen Grenzwerte für maximal zulässige Streckenenergien eingehalten werden, um der Bildung von unerwünschten intermetallischen Phasen, bspw. 475°-Versprödung und Sekundäraustenit, die mit einer Abnahme mechanisch-technologischer Gütewerte sowie der Korrosionsbeständigkeit einhergehen, vorzubeugen. Eine Produktivitätssteigerung über eine Erhöhung des Schweißstroms ist bei diesen Stählen daher nur begrenzt möglich. Die Verwendung eines zusätzlichen Kaltdrahtes (KD) ermöglicht hingegen eine Steigerung der Abschmelzleistung ohne die Streckenenergie unzulässig zu erhöhen.

In der Literatur werden die Auswirkungen eines zusätzlichen Kaltdrahtes auf die effektive Wärmeeinbringung und die Abkühlgeschwindigkeit kontrovers diskutiert. Einerseits wird argumentiert, dass das Abschmelzen des Kaltdrahtes Wärme benötigt und somit weniger Wärme für das Aufschmelzen des Grundwerkstoffes zur Verfügung steht. Versuchsschweißungen an Duplexstahl mit Kaltdraht wiesen zudem verminderte Einbrände sowie höhere Ferritanteile auf. Dies bestärkte die Theorie einer geringeren effektiven Wärmeeinbringung beim Schweißen mit Kaltdraht gegenüber dem konventionellen UP-Prozess [1]. Eine daraus resultierende Veränderung der Abkühlgeschwindigkeit konnte in weiterführenden Untersuchungen jedoch nicht nachgewiesen werden [2]. Andererseits haben experimentelle Untersuchungen an Nickelbasislegierungen gezeigt, dass die Erstarrungsgeschwindigkeit unter Zugabe eines Kaltdrahtes bei gleichbleibender Schweißgeschwindigkeit

geringfügig abnimmt. Begründet wurde dies mit der geringeren Einbrandtiefe und der somit verkürzten Schmelzlinie, wodurch der Wärmefluss in Richtung des Grundwerkstoffes reduziert wird [3].

Ein angemessenes Wärmeeinbringen und die Kontrolle des thermischen Zyklus sind bei der schweißtechnischen Verarbeitung der Duplexstähle zwingend erforderlich. Die Abkühlzeit $t_{12/8}$ ist eine wesentliche Größe für die Beurteilung des Gefüges von Schweißverbindungen an Duplexstahl. Ein berührungsloses Erfassen der Temperatur mit Hilfe von Pyrometern ist beim Unterpulverschweißen nicht ohne weiteres möglich, da die Schweißnaht unter einer Pulverabdeckung erzeugt wird. Somit muss auf eine Erfassung der Temperatur mit Hilfe von Thermoelementen (TE) zurückgegriffen werden. In der Literatur werden verschiedene Ansätze zum Anbringen der Thermopaare in schmelzliniennahen Bereichen der Wärmeeinflusszone (WEZ) erläutert [4, 5]. Auf diese Weise werden jedoch selten Temperaturen von 1200 °C und mehr erreicht.

In dieser Arbeit wird eine elektropneumatisch arbeitende Temperaturmessvorrichtung beschrieben, die ein automatisches Eintauchen von Thermoelementen in das Schmelzbad durch das Pulver hindurch mit hoher Positionsgenauigkeit ermöglicht. Mit Hilfe dieser Temperaturmessvorrichtung wurden charakteristische Abkühlzeiten beim Unterpulverschweißen von Duplexstahl bestimmt. Ferner wurden die Einflüsse variierender Streckenenergien sowie verschiedener Prozessführungen (Eindraht / Doppeldraht / Kaltdraht) ermittelt.

2. Duplexstähle

2.1 Eigenschaften und Anwendungsgebiete

Duplexstähle lassen sich grundsätzlich in Lean-, Standard-, Super- und Hyperduplexstähle einteilen [6, 7]. Sie unterscheiden sich in ihrer chemischen Zusammensetzung, der Wirksumme (engl. Pitting resistance equivalent number) und den mechanisch-technologischen Eigenschaften. Duplexstähle besitzen eine hohe Beständigkeit in Anwesenheit korrosiver Medien (H_2S -haltige wässrige Medien, Chloride und Lösungen mit niedrigen pH-Werten), einen hohen Widerstand gegenüber Loch- und Spannungsrisskorrosion sowie eine hohe Festigkeit. Dies prädestiniert sie bspw. für Bauteile in großen Meerestiefen, wie Rohrleitungen, Separatoren, Wäscher, Pumpen und Verteiler zum Transport von korrosiv wirkenden Medien. Weitere Anwendungen sind Kocher, Reaktoren zum Bleichen, Wäscher und Saugwalzen in der Zellstoff- und Papierindustrie oder Verdampfer und Hochdruckleitungen in Entsalzungsanlagen [6]. Die Superduplexstähle finden dort Einsatz, wo höhere Anforderungen an Festigkeit und Korrosionsbeständigkeit gestellt werden. Leanduplexstähle eignen sich hingegen für Anwendungen mit geringeren Anforderungen, wenn jedoch höhere Korrosionsbeständigkeit und Festigkeit als die eines klassischen Austenits (W.-Nr.: 1.4404) erforderlich sind. Gegenüber dem austenitischen CrNi-Stahl sind Kosten- und Gewichtseinsparungen gegeben. Eingesetzt werden sie beispielsweise für flexible Rohre und Versorgungsleitungen.

2.2 Metallurgische Besonderheiten

Duplexstähle haben im Anlieferungszustand bei Raumtemperatur ein ausgeglichenes ferritisch-austenitisches Gefüge. Aufgrund ihrer chemischen Zusammensetzung erstarren sie aus der Schmelze heraus zunächst ferritisch. Während der anschließenden Abkühlung wandelt ein Teil des Ferrits diffusionsgesteuert in Austenit um. Der endgültige Ferritanteil ist dabei von der Legierungszusammensetzung sowie der Abkühlgeschwindigkeit abhängig [8]. Er sollte für Grundwerkstoffe 35-60 % und für nicht wärmebehandeltes Schweißgut 30-70 % betragen [7]. In Verbindung mit zu hohen Ferritanteilen können sich legierungsabhängig bei Temperaturen zwischen 550 und 100 °C schon nach kurzen Verweilzeiten die harten und spröden intermetallischen Phasen (Sigma, Chi) ausscheiden, die Zähigkeit und Korrosionsbeständigkeit stark reduzieren. Ein zu hoher Austenitanteil hingegen verringert die Festigkeit und erhöht die Heißrissneigung. Der zu erwartende Ferritanteil kann u. a. mit Hilfe des WRC1992-Diagramms durch Berechnung von Chrom- und Nickel-Äquivalent abgeschätzt werden [8].

Neben den genannten intermetallischen Phasen (IMP) können in Duplexstählen noch weitere unerwünschte Ausscheidungen im Temperaturbereich zwischen 300 und 550 °C auftreten, bspw. die 475°-Versprödung [9]. Besonders hohe Cr- und Mo-Gehalte begünstigen auch die Bildung von Karbiden und Nitriden, die sich bevorzugt an den Korngrenzen oder im Ferrit bilden. Nitride auf den Korngrenzen setzen die Beständigkeit gegen Wasserstoffversprödung herab. Nitride im Ferrit hingegen verschlechtern die Kerbschlagzähigkeit, erhöhen die Mikrohärtigkeit und setzen das kritische Lochkorrosionspotential herab [10, 11, 12]. Karbidausscheidungen sind aufgrund der sehr geringen Kohlenstoffgehalte heutiger Duplexgüten nahezu ausgeschlossen [13].

Die Ausscheidung dieser Phasen bei der schweißtechnischen Verarbeitung erscheint zunächst von geringerer Bedeutung, da kritische Abkühlraten zum Auftreten dieser Phasen für Standardduplexstahl bei 0,35 K/s und für

Superduplexstahl bei 0,8-0,9 K/s liegen [14], die Abkühlraten in Schweißprozessen aber deutlich höher sind. Jedoch werden bei Mehrlagenschweißungen wiederholt kritische Temperaturbereiche durchlaufen, so dass ungünstige Temperaturführungen zur Ausscheidung dieser Phasen führen können. Beim Schweißen von Duplexstählen dürfen die Abkühlraten ein Minimum nicht unter und ein Maximum nicht überschreiten. Zu hohe Abkühlraten verhindern eine ausreichende Austenitbildung und führen zu übermäßigem Ferritanteil in der WEZ. Zusätzlich nimmt die Wahrscheinlichkeit der Bildung von Chromnitriden zu. Bei zu langsamer Abkühlung ist der Bereich der WEZ besonders gefährdet für ein Ferritkornwachstum [8, 15]. Ein angemessenes Wärmeeinbringen und die Kontrolle des thermischen Zyklus sind somit bei der schweißtechnischen Verarbeitung der Duplexstähle zwingend erforderlich.

2.3 Empfehlungen zur schweißtechnischen Verarbeitung

Die aktuell verfügbaren Lean- und Standardduplexstähle gelten bei Beachtung der Verarbeitungshinweise allgemein als gut schweißgeeignet. Mit zunehmenden Legierungsanteilen bei den Superduplexstählen nimmt jedoch die Sensibilität gegenüber einem zu hohen Wärmeeinbringen und den daraus resultierenden negativen Auswirkungen signifikant zu. Die Empfehlungen zielen darauf ab, die Ausbildung des zweiphasigen Gefüges sowie Ausscheidungsfreiheit zu gewährleisten. Der im Schweißgut zu erzielende Austenitanteil ist einerseits von der chemischen Zusammensetzung der Grund- und Zusatzwerkstoffe, der Aufmischung sowie vom verwendeten Schweißpulver und andererseits von der Abkühlrate abhängig. Die Abkühlrate wird im Wesentlichen vom Schweißprozess und somit von der eingebrachten Wärmemenge aber auch von der Zwischenlagentemperatur bzw. Vorwärmung, der Nahtform und der Blechdicke beeinflusst. In der Literatur wird häufig eine Abkühlzeit von $t_{12/8} > 10$ s gefordert [16, 17] während die Firma ESAB eine Zeit von 8-10 s als günstig erachtet [18].

Für das Unterpulverschweißen der Standardduplexstähle werden Streckenenergien von 5-25 kJ/cm und Zwischenlagentemperaturen von maximal 250 °C empfohlen. Die Superduplexstähle sollten mit Streckenenergien von 2-15 kJ/cm und einer Zwischenlagentemperatur von maximal 150 °C verarbeitet werden [6, 19, 20]. Ein Vorwärmen ist in der Regel nicht erforderlich, kann jedoch zur Beseitigung von Feuchte auf den Blechen bei 50-80 °C erfolgen [19]. Eine Wärmenachbehandlung muss im Allgemeinen nicht durchgeführt werden, kann jedoch durch eine entsprechende Anwendungsnorm gefordert werden. Die verwendeten Schweißzusätze sollen über ausreichende Ni- und N-Gehalte verfügen um einen Ferritanteil von 30 bis 70 % im Schweißgut zu gewährleisten. Deshalb sind die Schweißzusätze im Vergleich zum Grundwerkstoff mit Nickel überlegiert [21]. Als Pulver für das UP-Schweißen werden vor allem fluorid-basische Schweißpulver mit einem Basizitätsgrad zwischen 1,5-3 empfohlen um den Sauerstoffeintrag in das Schweißgut gering zu halten und geforderte Kerbschlagwerte zu erreichen [19].

3. Abkühlzeitkonzept und Temperaturmessung beim Schweißen

Die Abkühlzeit ist die Zeit, die zum Durchlaufen eines bestimmten Temperaturintervalls während der Abkühlung der Schweißschmelze benötigt wird. Die meist verbreitetsten Abkühlzeitkonzepte sind die $t_{8/5}$ -Abkühlzeit und die $t_{12/8}$ -Abkühlzeit, welche die Zeit der Abkühlung von 800 auf 500 °C bzw. von 1200 auf 800 °C beschreibt. Der für die Eigenschaften der Duplexstähle entscheidende Austenitanteil bildet sich überwiegend im Temperaturbereich zwischen 1200 und 800 °C, daher ist die Abkühlzeit $t_{12/8}$ eine wesentliche Größe für die Voraussage und die Beurteilung des Gefüges von Schweißverbindungen an Duplexstahl. Gleichzeitig stellt die Erfassung der Temperatur an Schweißverbindungen eine große Herausforderung dar. Grundsätzlich ist die Temperaturmessung einerseits berührungslos mittels Pyrometer und andererseits berührend mittels Thermoelement möglich. Für das Unterpulverschweißen ist jedoch allein die Erfassung der Temperatur und somit die Bestimmung der Abkühlzeit mit Hilfe von Thermoelementen praktikabel, da die vom erstarrenden Schmelzbad ausgehende Wärmestrahlung von der Pulveraufschüttung abgeschirmt wird.

Ein in der Literatur wiedergegebener Ansatz zur Temperaturmessung beim Wolframertgas-(WIG)schweißen von Duplexstahl beschreibt das Anbringen von Thermoelementen auf der Blechvorder- sowie der Blechrückseite mittels Punktschweißen im Bereich der Wärmeeinflusszone mit definierten Abständen zur Schmelzlinie [4]. Hierfür wurde in einer vorhergehenden Testschweißung die Schweißnahtbreite ermittelt. Die erzielten Spitzentemperaturen in unmittelbarer Nähe der Schmelzlinie betragen dabei ca. 1050 °C.

Ein weiterer Ansatz beschreibt Optimierungsmöglichkeiten bei der Temperaturmessung mit Thermoelementen [5]. Untersucht wurden Einflüsse des Thermoelementtyps (Typ K, N und C), der Ummantelung (Glasfaser & Inconel) sowie das Einbringen der Elemente in die Verbindung beim Metallschutzgasschweißen von Superduplexstahl. Die Thermoelemente wurden hierbei durch Bohrungen von der Blechunterseite in die Nahtfuge geführt und von der Oberseite her mittels WIG-Schweißen versiegelt. Es wurde eine durchschnittliche $t_{12/8}$ -Abkühlzeit von 9,1 s an V-Nähten an 10 mm dicken Blechen ermittelt. Weitere wichtige Erkenntnisse sind

eine einfachere Handhabung der Glasfaserummantelung sowie inkonsistente Messergebnisse bei Verwendung der Inconel-Ummantelung. Thermoelemente vom Typ N (NiCrSi-NiSi-Paarung) reagieren empfindlicher auf Lichtbogenstörungen und führen zu größeren Standardabweichungen der Abkühlraten als TE des Typs K (NiCr-NiAl-Paarung). TE des Typs C (W5Re-W26Re-Paarung) werden bei hohen Temperaturen spröde und brechen während der Abkühlung. Darüber hinaus sind während der Messung mit Typ C inkonsistente Messwerte und Signalrauschen aufgetreten.

Auch das harpunierte Einbringen von Thermoelementen in die Schmelze beim Lichtbogenschweißen von Duplexstahl ist in der Literatur dargestellt [22]. Es ist jedoch nur eine Fotografie des Versuchsaufbaus abgebildet und beschrieben, dass die Thermoelemente harpunenartig in die Mitte des Schmelzbades eingebracht werden. Eine detaillierte Funktionsweise der abgebildeten Vorrichtung ist nicht gegeben. Mit dieser Art der TE-Einbringung in die Schmelze konnten Abkühlzeiten für verschiedene Streckenenergien und Blechdicken ermittelt werden. Alle experimentell ermittelten $t_{12/8}$ -Abkühlzeiten lagen zwischen 3,2 und 28,6 s.

4. Experimentelles

4.1 Versuchsaufbau

Eine Platzierung der TE auf den Blechen im Bereich der späteren Schweißnaht führt häufig zum Abbrennen dieser im Lichtbogen. Auch das Einführen der TE durch Bohrungen mit anschließender Versiegelung der Bohrlöcher führte während Versuchsschweißungen mit dem UP-Prozess nicht zum Erfolg. Eine zu geringe Schichtdicke der Versiegelung führte zum Durchbrennen des Lichtbogens. Zu große Schichtdicken führten hingegen zu Spitzentemperaturen unterhalb von 1200 °C. Daher ist es notwendig, die TE hinter dem Lichtbogen durch das Pulver hindurch in die Schmelze einzutauchen (siehe Bild 1). Die Herausforderung liegt einerseits darin, das Thermoelement nicht zu nah an den Lichtbogen heranzuführen, da dies wiederum zum Abbrennen des TE führt. Andererseits darf das Eintauchen auch nicht zu weit hinter dem Lichtbogen erfolgen, da es dann auf bereits erstarrte Schlacke trifft und somit nicht mehr in die Schmelze gelangen kann.

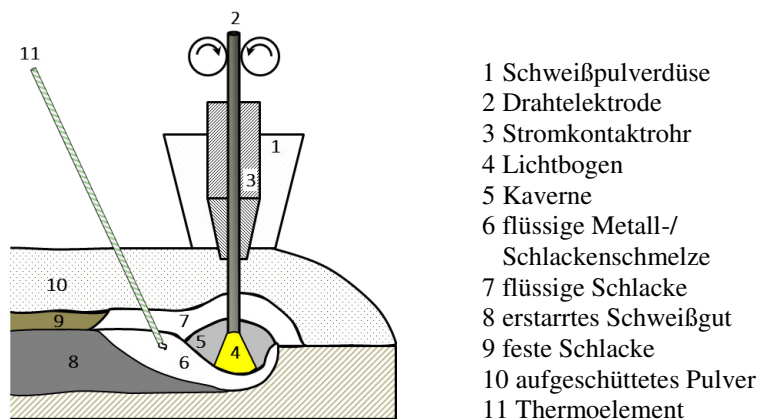
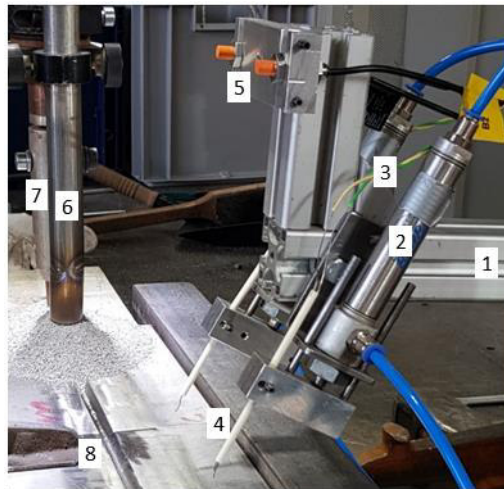


Bild 1: Prinzipskizze zum Eintauchen des Thermoelementes in das Schmelzbad

Die positionsgetreue Einbringung der Thermoelemente von Hand ist aufgrund der Verdeckung des Lichtbogens sowie des Schmelzbades durch das Schweißpulver nicht hinreichend genau. Daher wurde eine Vorrichtung entwickelt, die ein automatisiertes Eintauchen der Thermoelemente ermöglicht und dabei eine Reproduzierbarkeit der Eintauchposition ermöglicht.

Bild 2 zeigt die elektropneumatisch arbeitende Temperaturmessvorrichtung. Sie besteht aus zwei Pneumatikzylindern, welche mittels Adapterplatte in beliebigem Winkel an ein Stativ aus Aluminiumprofilen angeschraubt werden können. An die Zylinder ist jeweils ein Keramikröhrchen mit zwei-Loch-Bohrung montiert. Durch diese werden die zwei Einzeldrähte eines Thermopaars geführt. Somit sind diese elektrisch isoliert. Am unteren Ende, welches später in die Schmelze eintaucht, werden die Thermodrähte miteinander verdreht. Das Ausfahren der Zylinder erfolgt entweder manuell per Taster an der Steuereinheit oder automatisch per Aktivierung der kapazitiven Näherungsschalter. Der Aufbau der Temperaturmessvorrichtung erfolgt quer zur Schweißrichtung. Der berührungslos reagierende Näherungsschalter wird so ausgerichtet, dass er durch das Brennervorschubsystem ausgelöst wird.



- 1 Stativ aus Aluminiumprofilen
- 2 Pneumatikzylinder
- 3 Thermoelement
- 4 Keramikröhrchen
- 5 Näherungsschalter
- 6 Pulverschüttung
- 7 Schweißbrenner
- 8 Nahtfuge

Bild 2: Elektropneumatische Temperaturmessvorrichtung zum automatisierten Einbringen von Thermoelementen in die Schmelze, Zylinder im eingefahrenen Zustand

Da sich in Abhängigkeit der Schweißparameter unterschiedlich große Schmelzbäder ausbilden, variiert auch der einzuhaltende Abstand zwischen Drahtelektrode und eingetauchtem Thermoelement. Dieser Abstand d muss mit Hilfe einer Testschweißung ermittelt werden. Anhand der Endkratergröße der Schweißbraupe lässt sich der optimale Abstand zwischen Drahtelektrode und Thermoelement bestimmen, vgl. Bild 3.



Bild 3: Ermittlung des Abstandes d zwischen Drahtelektrode und Thermoelement

Um eine Adaption der Temperaturmessvorrichtung an die jeweilige Schweißaufgabe zu ermöglichen, wurde die Vorrichtung so konzipiert, dass die Einstellung einer Auslöseverzögerung (per Potentiometer) und der Ausfahrgeschwindigkeit (per Drosselventil) der Zylinder möglich ist. Auslöseverzögerung und Ausfahrgeschwindigkeit sind dann so einzustellen, dass der zuvor anhand der Testschweißung bestimmte Abstand d eingehalten wird.

4.2 Versuchsdurchführung

Die Ermittlung der Abkühlzeit erfolgte an Auftragraupen an simulierten V-Fugen für verschiedene Verfahrensvarianten des UP-Schweißens unter Variation der Streckenenergie. Die V-Fugen-Vorbereitung soll eine Vergleichbarkeit der Abkühlzeiten mit jenen realer Verbindungsschweißungen gewährleisten. Eine Skizze der Nahtvorbereitung an den verwendeten Blechen zeigt Bild 4.

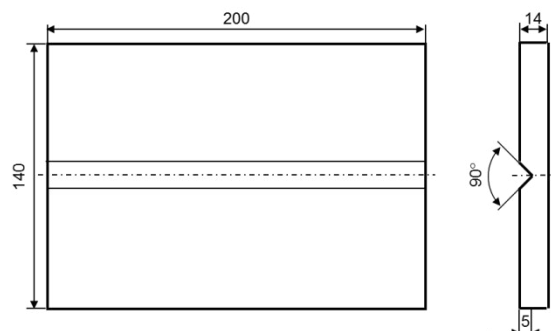


Bild 4: Skizze der Nahtvorbereitung der geschweißten Bleche

Es wurden Abkühlzeiten für die Verfahrensvarianten UP-Eindraht, UP-Eindraht mit Kaltdraht, UP-Doppeldraht und UP-Doppeldraht mit Kaltdraht jeweils für die Streckenenergien von etwa 10, 15 und 25 kJ/cm ermittelt. 10 kJ/cm stellt dabei die untere Grenze dar, bei der sich ein derart großes Schmelzbad ausbildet, dass eine zuverlässige Temperaturmessung möglich ist. 15 kJ/cm bildet die obere Grenze der Empfehlungen für Superduplexstähle. Sie wurde in den Untersuchungen berücksichtigt um eine Übertragbarkeit der Versuchsergebnisse auf diese Werkstoffklasse zu ermöglichen. 25 kJ/cm stellt die obere Grenze der Empfehlungen für die Standardduplexstähle dar. Die verwendeten Schweißparameter sowie die daraus resultierenden Streckenenergien zeigt Tabelle 1. Zur Ermittlung des Kaltdrahtinflusses auf die Abkühlzeit wurden für die Schweißungen mit und ohne Kaltdraht jeweils die gleichen Schweißparameter verwendet.

Tabelle 1: Prozessparameter und resultierende Streckenenergien in Abhängigkeit der UP-Verfahrensvariante

UP-Verfahrensvariante	U, V	I, A	v _s , cm/min	v _{DE} , m/min	E, kJ/cm
UP-Eindraht	28	350	50	2,4	11,8
	30	390	50	2,6	14,0
	33	437	35	2,9	24,7
UP-Doppeldraht	32	520	100	2,5	10,0
	34	620	85	2,8	14,9
	36	800	70	3,6	24,7

Die UP-Eindraht-Schweißungen mit und ohne Kaltdraht erfolgten mit einem Stromkontakrohrabstand und einer Pulverschütthöhe von jeweils 25 mm. Das rückgetrocknete Pulver wurde der Schweißstelle über eine Ringschüttung zugeführt. Der Antrieb des Kaltdrahtes erfolgte über einen externen Drahtvorschub. Ein Drei-Koordinaten-Support mit Brennerklemme und Brennerschwenkvorrichtung ermöglichte dabei die genaue Positionierung im Raum. Der Kaltdraht wurde mit einem Abstand von 2-3 mm und einem Anstellwinkel von ca. 45° nachlaufend zugeführt. Auf diese Art schmilzt der zusätzlich eingebrachte Draht im Schmelzbad ab.

Die UP-Doppeldraht-Schweißungen erfolgten ebenfalls mit einem Stromkontakrohrabstand und einer Pulverschütthöhe von 25 mm. Die Zuführung des rückgetrockneten Schweißpulvers erfolgte per Vorschüttung. Der Kaltdraht wurde bei dieser Verfahrensvariante mittig und elektrisch isoliert zwischen den zwei Drahtelektroden zugeführt, so dass er direkt im Lichtbogen abgeschmolzen wird.

Zur Temperaturmessung wurden Thermoelemente vom Typ K (NiCr-NiAl-Paarung) mit einem Durchmesser der einzelnen Thermodrähte von jeweils 0,8 mm genutzt. Die Thermoelemente sind glasfaserummantelt und können bis zu einer Temperatur von 1300 °C eingesetzt werden.

4.3 Versuchswerkstoffe und Hilfsstoff

Für die experimentellen Versuche wurde ein Standardduplexstahl X2CrNiMoN22-5-3 (Werkstoffnummer: 1.4462) mit einer Blechdicke von 14 mm genutzt. Die Knetlegierung liegt im wärmebehandelten Zustand vor. Die Wärmebehandlung besteht dabei aus einem Lösungsglühen bei 1100 °C mit anschließendem Abschrecken in Wasser. Die Bleche besitzen im Mittel eine Streckgrenze von 586 MPa, eine Zugfestigkeit von 777 MPa, eine Bruchdehnung von 36 % und eine Kerbschlagenergie von 347 J bei einer Prüftemperatur von -40 °C.

Als Schweißzusatz wurde eine Drahtelektrode vom Typ 22 9 3 N L mit einem Durchmesser von 2,4 mm verwendet. Der zugeführte Kaltdraht ist ebenfalls vom Typ 22 9 3 N L mit einem Durchmesser von 2,4 mm.

Die genaue chemische Analyse der verwendeten Grund- und Zusatzwerkstoffe zeigt Tabelle 2.

Tabelle 2: Chemische Zusammensetzungen der Grund- und Zusatzwerkstoffe gemäß Herstellerdatenblättern in Masse-%

	Cr	Ni	Mo	Si	Mn	N	C
Grundwerkstoff 1.4462	22,3	5,36	2,9	0,40	1,34	0,17	0,015
Drahtelektrode 22 9 3 N L	23,0	8,7	3,2	0,4	1,4	0,14	0,01
Kaltdraht 22 9 3 N L	22,5	8,4	3,2	0,55	1,5	0,17	0,014

Das verwendete Schweißpulver ist ein agglomeriertes Aluminat-Fluorid-basisches Schweißpulver mit der Bezeichnung S A AF 2 56 54 DC (EN ISO 14174). Es besteht zu 48 % aus CaF₂, zu 36 % aus Al₂O₃ und MnO sowie zu 11 % aus SiO₂ und TiO₂.

5. Ergebnisse

5.1 Eintauchpunkt in die Schmelze

Bild 5 zeigt Querschliffe einer Schweißraupe aus Bereichen ohne und mit eingebrachtem Thermoelement. Das Thermoelement ist deutlich vom Schweißgut zu unterscheiden. Der Eintauchpunkt des Thermoelementes befindet sich entsprechend der vorherigen Ausrichtung in der Nahtmitte. Die Eintauchtiefe erscheint etwas flach. Die reale Eintauchtiefe ist jedoch aufgrund der schrittweisen Probenpräparation nur schwer zu ermitteln. Weiterhin zu erkennen ist eine leichte Verdrängung der Schmelze im Bereich der Eintauchstelle. Da das TE geneigt von der Seite zugeführt wird, ist die Naht auf dieser Seite etwas flacher.

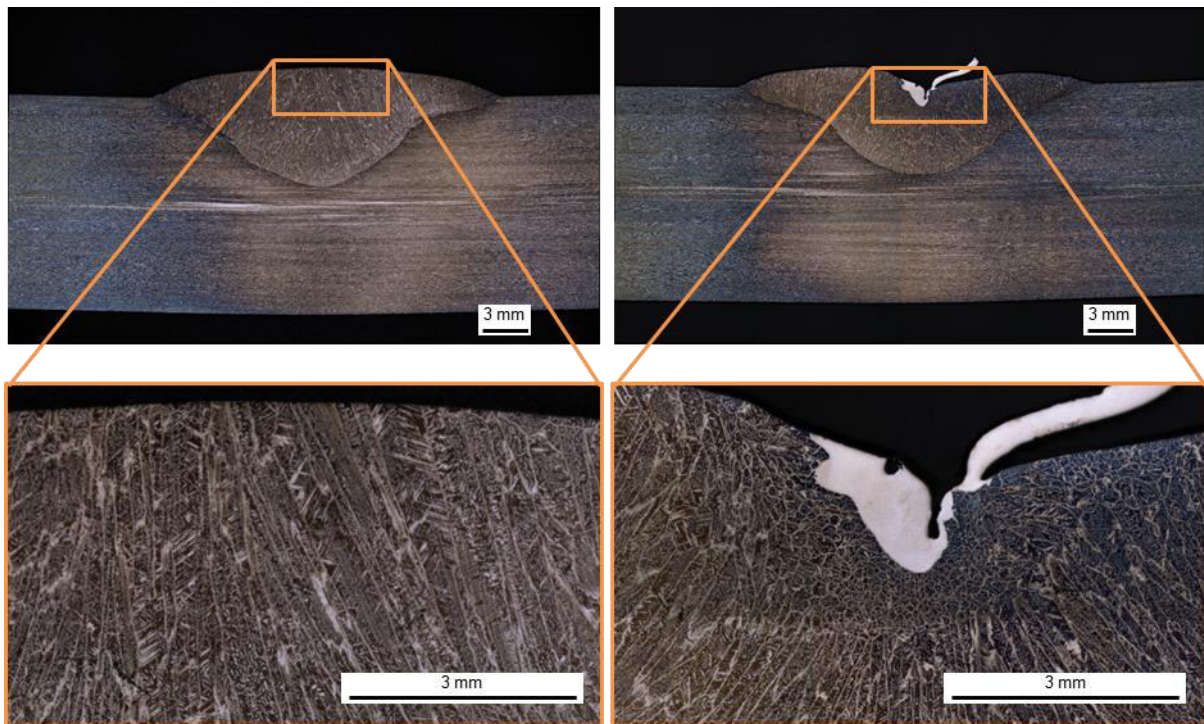


Bild 5: Makroschliffbilder einer Schweißraupe, links oben: Querschliff ohne eingebrachtes Thermoelement, links unten: Detailansicht der Gefügestruktur ohne eingebrachtes Thermoelement, rechts oben: Querschliff am eingebrachten Thermoelement, rechts unten: Detailansicht der Gefügestruktur am eingebrachtem Thermoelement

Bei Betrachtung der Mikrostruktur im Bereich des Eintauchpunktes des TE fallen Unterschiede in der Erstarrung des Schweißgutes auf. Während die Mikrostruktur üblicherweise ein dendritisch erstarrtes Gefüge aufweist (siehe Bild 5, unten links), weist der Bereich um das TE herum ein globular dendritisch erstarrtes Gefüge auf (Bild 5, unten rechts). Dies ist auf den hohen Temperaturgradienten bei Eintauchen des kalten TE in die heiße Schmelze zurückzuführen.

5.2 Einfluss von Streckenenergie und Kaltdrahtzugabe auf die Abkühlzeit beim UP-Eindraht-Schweißen

Zunächst wurden beim klassischen UP-Prozess mit nur einer Drahtelektrode die maximal zufühbaren Kaltdrahtanteile in Abhängigkeit verschiedener Streckenenergien ermittelt. Hierfür wurde die Kaltdrahtfördergeschwindigkeit gesteigert bis ein instabiles Prozessverhalten auftrat. Bei einer Streckenenergie von 11,8 kJ/cm beträgt der maximal abschmelzbare Kaltdrahtanteil 5,5 % des zugeführten Schweißzusatzes (Drahtelektrode + Kaltdraht). Dies entspricht einer Kaltdrahtfördergeschwindigkeit (v_{KD}) von 0,14 m/min. Bei einer Streckenenergie von 14,0 kJ/cm beträgt der Kaltdrahtanteil 11,6 % ($v_{KD} = 0,34$ m/min) und bei 24,7 kJ/cm beträgt er 22,5 % ($v_{KD} = 0,84$ m/min). Die an den jeweiligen Auftragraupen ermittelten Abkühlzeiten zeigt Bild 6.

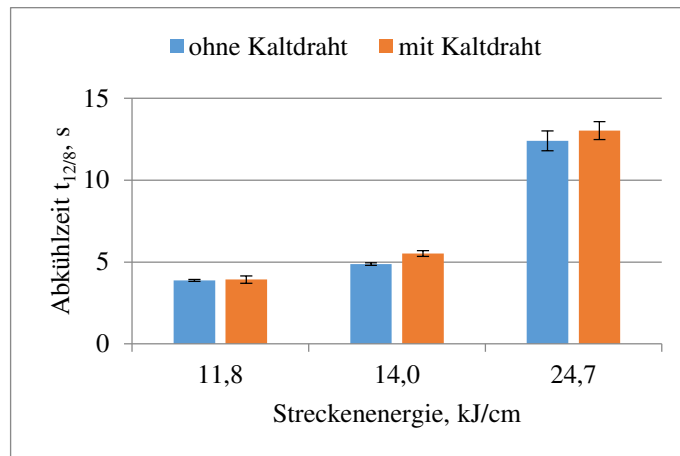


Bild 6: Einfluss von Streckenenergie und Kaltdrahtzugabe auf die Abkühlzeit $t_{12/8}$ beim klassischen Unterpulverschweißen

Erwartungsgemäß nimmt die Abkühlzeit $t_{12/8}$ mit zunehmender Streckenenergie zu. Bei einer Streckenenergie von 11,8 kJ/cm beträgt diese 3,9 s sowohl mit als auch ohne Kaltdrahtzugabe. Aufgrund des geringen Kaltdrahtanteils ist hier kaum ein Einfluss auszumachen. Bei einer Streckenenergie von 14,0 kJ/cm nimmt die Abkühlzeit unter Kaltdrahtzugabe zu. Ohne Kaltdraht beträgt sie 4,9 s und mit Kaltdraht 5,5 s. Auch bei einer Streckenenergie von 24,7 kJ/cm nimmt die Abkühlzeit von 12,4 s (ohne KD) auf 13,0 s (mit KD) zu.

5.3 Einfluss von Streckenenergie und Kaltdrahtzugabe auf die Abkühlzeit beim UP-Doppeldraht-Schweißen

Auch beim UP-Doppeldraht-Prozess mit zwei Elektroden wurden zunächst die maximal zuführbaren Kaltdrahtanteile in Abhängigkeit verschiedener Streckenenergien ermittelt. Bei einer Streckenenergie von 10,0 kJ/cm beträgt der maximal abschmelzbare Kaltdrahtanteil 9,1 % des zugeführten Schweißzusatzes (2*Elektrode + Kaltdraht). Dies entspricht einer Kaltdrahtfördergeschwindigkeit (v_{KD}) von 0,50 m/min. Bei einer Streckenenergie von 14,9 kJ/cm beträgt der Kaltdrahtanteil 13,0 % ($v_{KD} = 0,83$ m/min) und bei 24,7 kJ/cm beträgt er 16,7 % ($v_{KD} = 1,44$ m/min). Die an den jeweiligen Auftragraupen ermittelten Abkühlzeiten zeigt Bild 7.

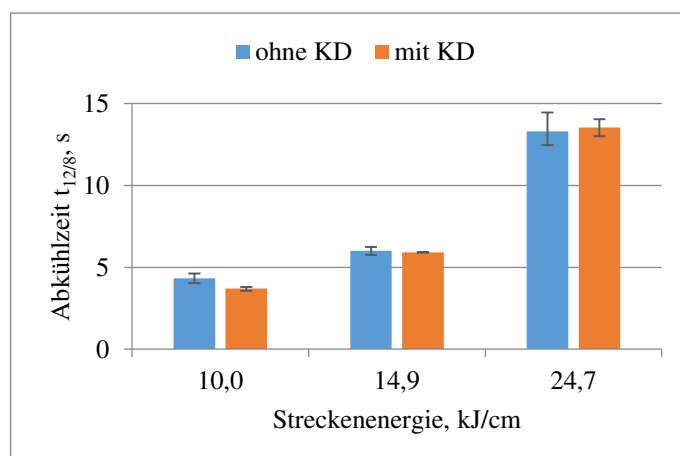


Bild 7: Einfluss von Streckenenergie und Kaltdrahtzugabe auf die Abkühlzeit $t_{12/8}$ beim Unterpulver-Doppeldraht-Schweißen

Auch beim UP-Doppeldraht-Schweißen nimmt die Abkühlzeit $t_{12/8}$ erwartungsgemäß mit zunehmender Streckenenergie zu. Sie beträgt bei einer Streckenenergie von 10,0 kJ/cm 4,3 s, bei einer Streckenenergie von 14,9 kJ/cm 6,0 s und bei einer Streckenenergie von 24,7 kJ/cm 13,3 s. Unter Kaltdrahtzugabe nimmt die Abkühlzeit bei der niedrigen Streckenenergie (10,0 kJ/cm) auf 3,7 s ab. Bei den höheren Streckenenergien zeigt

sich jedoch kein signifikanter Unterschied in der Abkühlzeit der Schweißraupen, welche mit Kaltdraht geschweißt wurden im Vergleich zu jenen ohne Kaltdraht.

5.4 Einfluss der Abkühlzeit auf das Duplex-Gefüge

Die anhand von Schliffbildern bildanalytisch ermittelten Ferritanteile der Schweißungen zeigt Bild 8.

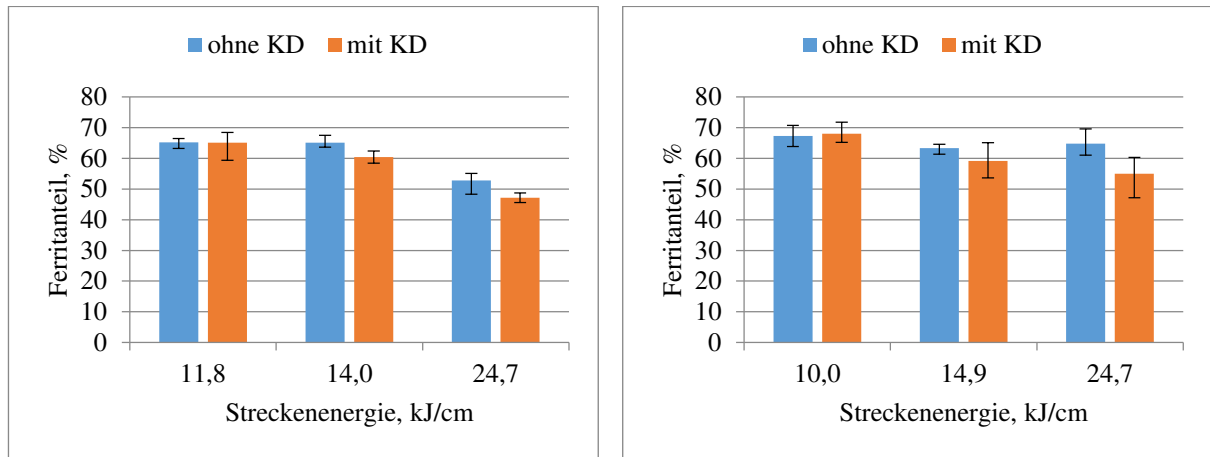


Bild 8: Einfluss der Streckenenergie und somit der Abkühlzeit auf den Ferritanteil des Duplexschweißguts, links: Schweißungen mit dem Standard-UP-Prozess, rechts: Schweißungen mit dem UP-Doppeldraht-Prozess

Die Ferritanteile liegen je nach Streckenenergie zwischen 47,2 und 68,0 % und entsprechen somit den Anforderungen. Die höheren Ferritanteile wurden an Schweißungen, die mit geringer Streckenenergie hergestellt wurden, ermittelt. Dies ist auf die kürzere Abkühlzeit bei niedriger Streckenenergie zurück zu führen. Mit zunehmender Abkühlzeit bei ansteigender Streckenenergie nehmen die Ferritanteile ab. Aufgrund der langsameren Abkühlgeschwindigkeit kann sich mehr Austenit aus der ferritischen Matrix bilden.

Bei niedriger Streckenenergie ist kein Einfluss der Kaltdrahtzugabe auf das Ferrit-Austenit-Verhältnis des Schweißguts zu erkennen. Auffällig ist jedoch, dass bei mittlerer und hoher Streckenenergie die Ferritanteile der mit KD erzeugten Schweißungen niedriger sind als die der ohne KD erzeugten Schweißungen. Für den UP-Eindraht-Prozess kann dies auf die zunehmende Abkühlzeit unter KD-Zugabe zurückgeführt werden. Dies ist beim UP-Doppeldraht-Prozess jedoch nicht der Fall. Ein weiterer Erklärungsansatz findet sich in der abweichenden chemischen Zusammensetzung von Drahtelektrode und Kaltdraht. So führt ein Kaltdraht mit höheren Anteilen an Austenitbildnern bei steigendem Kaltdrahtanteil auch zu einer Senkung des Ferritanteils, ohne dass sich die Abkühlzeit ändert.

6. Fazit

Die entworfene Eintauchvorrichtung ermöglicht ein reproduzierbares Eintauchen von Thermoelementen in ein Schmelzbad und somit eine zuverlässige Ermittlung der Abkühlzeit beim Schweißen.

Die Abkühlzeit wird im Wesentlichen durch die Streckenenergie und kaum durch die Kaltdrahtzugabe beeinflusst.

Beim UP-Eindraht-Schweißen mit nachlaufend zugeführtem, im Schmelzbad abgeschmolzenem Kaltdraht tritt eine geringe Zunahme der Abkühlzeit $t_{12/8}$ auf. Beim UP-Doppeldraht-Schweißen übt der zusätzlich im Lichtbogen abgeschmolzene Kaltdraht bei mittleren bis hohen Streckenenergien keinen wesentlichen Einfluss auf die Abkühlzeit aus.

Förderhinweis

Das IGF-Vorhaben Nr.: 19.936 B / DVS-Nr.: 01.2262 der Forschungsvereinigung Schweißen und verwandte Verfahren e.V. des DVS, Aachener Str. 172, 40223 Düsseldorf, wurde über die AiF im Rahmen des Programms zur Förderung der industriellen Gemeinschaftsforschung (IGF) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Energie aufgrund eines Beschlusses des Deutschen Bundestages gefördert. Für diese Förderung sei gedankt.

Literaturverzeichnis

- [1] S. Rigdal, L. Karlsson und L. Ostgren, „Synergic Cold Wire (SCW™) submerged arc welding - Application of a new cost efficient welding technique to Stainless steels,“ Stainless Steel World Conference, pp. 169-175, 2002.
- [2] L. Karlsson, H. Arcini und S. Rigdal, „Increased Productivity in Submerged Arc Welding with the Synergic Cold Wire Technique,“ IIW International Congress on Welding and Allied Processes. Tagungsband, 2004.
- [3] I. Aretov, Einfluss der Kaldrahtzufuhr beim Unterpulverschweißen von hochwarmfesten Nickelbasislegierungen. Dissertation. TH Aachen, Aachen: Shaker, 2009.
- [4] V. A. Hosseini, M. A. Valiente Bermejo, J. Gårdstam, K. Hurtig und L. Karlsson, „Influence of multiple thermal cycles on microstructure of heat-affected zone in TIG-welded super duplex stainless steel,“ Welding in the World, Bd. 60, Nr. 2, pp. 233-245, 2016.
- [5] M. A. Valiente Bermejo, K. Hurtig, V. Hosseini, L. Karlsson und L.-E. Svensson, „Monitoring Thermal Cycles in Multi-pass Welding,“ Lund. Schweden, 2016.
- [6] TMR Stainless, „Practical Guidelines for the Fabrication of Duplex Stainless Steels,“ International Molybdenum Association (IMOA), London (GB), 3rd ed. 2014.
- [7] DIN EN ISO 17781:2017-11, Erdöl-, petrochemische und Erdgasindustrie - Prüfverfahren für die Qualitätslenkung von Mikrostrukturen von ferritisch/austenitisch nichtrostenden Duplexstählen, Berlin: Beuth, 2017.
- [8] J. C. Lippold und D. J. Kotecki, Welding Metallurgy and Weldability of Stainless Steels, New Jersey: Wiley, 2005.
- [9] J. Charles, „Super duplex stainless steels: Structure and Properties,“ Les Editions de physique, pp. 151-168, 1991.
- [10] J. O. Nilsson und A. Wilson, „Influence of isothermal phase transformations on toughness and pitting corrosion of super duplex stainless steel SAF 2507,“ Materials Science and Technology, Vol 9, pp. 545-554, 1993.
- [11] A. M. Elhoud, N. C. Renton und W. F. Deans, „The effect of manufacturing variables on the corrosion resistance of a super duplex stainless steel,“ Int J Adv Manuf Technol, No. 52, pp. 451-461, 2011.
- [12] F. M. Elsabbagh, R. M. Hamouda und M. A. Taha, „On Microstructure and Microhardness of Isothermally Aged UNS S32760 and the Effect on Toughness and Corrosion Behavior,“ Journal of Materials Engineering and Performance, Vol. 23, Issue 1, pp. 275-284, 2014.
- [13] J.-O. Nilsson, „Overview. Super duplex stainless steels,“ Materials Science and Technology, Vol. 8, pp. 685-700, 1992.
- [14] I. Calliari, E. Ramous und P. Bassani, „Phase transformation in duplex stainless steels after isothermal treatments, continuous cooling and cold working,“ Materials Science Forum, Vol. 638-642, pp. 2986-2991, 2010.
- [15] J. C. Lippold, I. Varol und W. A. Baeslack, „The influence of Composition and Microstructure on the HAZ Toughness of Duplex Stainless Steels at -20°C,“ Welding Journal, Vol.73, No.4, pp. 75-79, 1994.
- [16] U. Dilthey, Schweißtechnische Fertigungsverfahren 1. Schweiß- und Schneidtechnologien, 3. Aufl., Berlin, Heidelberg, New York: Springer, 2006.
- [17] G. Schulze, Die Metallurgie des Schweißens. 4. Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer, 2010.
- [18] ESAB, „Hinweise zum Schweißen ferritisch-austenitischer Stähle (Duplex / Superduplex),“ 2006. [Online]. Available: <http://www.esab-okhandbuch.de/files/chapter/Schweisshinweise-J.pdf>. [Zugriff am 02 April 2017].
- [19] L. Karlsson, „Welding Duplex Stainless Steels - A Review Of Current Recommendations,“ Welding in the World, Vol. 56, No. 5, pp. 65-76, 2012.
- [20] Merkblatt DVS 0946, Empfehlungen zum Schweißen von nicht rostenden austenitisch-ferritischen Duplex- und Superduplexstählen, Düsseldorf: DVS, 2004.
- [21] L. v. Nassau, K. Bekkers, J. Hilkers und H. Meelker, „Das Schweißen der Superduplex-Stähle,“ Schweißen und Schneiden, DVS-Berichte Band 136, pp. 120-127, 1991.
- [22] T. Terasaki und T. G. Gooch, „Prediction of Cooling Time for Ferrite-Austenite Transformation in Duplex Stainless Steel,“ ISIJ International, Vol. 35, No. 10, pp. 1272-1276, 1995.

A Phase Field Model for the Evolution of Martensitic Microstructures in Austenitic Carbon Steels

M.Sc Ehsan Borzabadi Farahani ¹⁾, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre ²⁾

¹⁾Institute of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, 39106 Germany, ehsan.borzabadi@ovgu.de

²⁾Institute of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, 39106 Germany, daniel.juhre@ovgu.de

Abstract

The martensitic microstructure possesses desirable mechanical properties; therefore, it is used as an important constituent phase of high-strength steel. On the micro level many metallic materials are composed of different structures with various mechanical properties, which affect the macroscopic mechanical behavior of the specimen. Especially the microstructure evolution of metastable austenitic steels is subjected to the influence of several phenomena. One important structural change is the martensitic transformation during which the crystal lattice changes from the metastable austenitic phase with a face centered cubic lattice to stable martensite with a body centered cubic lattice.

Of major importance in mechanical engineering is the evolution of the austenitic and martensitic phases in steel. Recently, the phase field method has been used as a powerful computational tool for modeling and predicting morphological and microstructural evolution in materials whether they are crystalline or amorphous. A phase field model approach for multivariant martensitic transformations of stable and metastable phases is introduced. The model consists of a coupled system of the Ginzburg–Landau equations and the constitutive equations, and it describes evolution of distributions of austenite and different martensitic variants in terms of accordance to the phase parameters. In this content, the numerical implementation is performed with finite elements and an implicit time integration scheme.

Keywords: Martensitic Phase Transformation, Phase Field Model, Finite Element Method

1. Introduction

Martensitic phase transformation is originated from the martensite in steel. Owing to its mechanical properties, the martensitic phase is often considered. Martensite was formerly used for the explanation of the hard component in quenched steel which has excellent material properties in both toughness and strength. In the last decade, atomistic simulation contributed to an understanding of the dynamics of martensitic transformations. It is famous that the same type of solid to solid phase transformation can be observed in many materials other than steel such as various metals, alloys and ceramics. And now, this type of transformation is called martensitic phase transformation. Martensitic phase transformation is a solid–state phase transformation which can be observed in various materials. This transformation is a diffusionless transformation means only crystal lattice or atomic structure change happens during the phase transition without affecting on the composition. Diffusionless transformation can be illustrated by comparing the measured identified composition of martensite and that of the base austenite.

The phase field method is applied to determine the solutions of interfacial problems. It has been used in many fields, such as fracture mechanics [1], solidification [2] and evaluation of microstructures [3]. The models based on phase-field or Ginzburg–Landau theory can demonstrate the sophisticated martensitic microstructure involving austenite and martensitic variants regarding the distribution of the phase parameters. In the Ginzburg–Landau theory, free energy is a function of phase parameters, and the field equations are derived from the basic theory of thermodynamic laws.

The first studies in the martensitic field focused on the Ni–Al system [4]. Then researchers' attention changed to ferrous alloys, where at first martensitic transformations in the $Fe_{1-x}Ni_x$ system were developed [5]. The equations used for the determination of strains, are derived applying the minimization of the free energy with

respect to the strains (that leads to elasto-static equations) and the field equations for the phase parameters are calculated as to the time dependent Ginzburg–Landau kinetic equations. Levitas and Preston [6] developed advanced thermodynamic potentials based on the transformation strain–related order parameters. The driving forces are obtained as the corresponding variational derivatives of the free energy. The athermal resistance to interface motion is introduced in Levitas and Lee [7] and A. Yamanaka et al. investigated an elastoplastic phase–field simulation of self– and plastic accommodations in Cubic to tetragonal martensitic transformation [8]. The surface–induced barrierless pre–transformations and transformations caused by the reduction in the surface energy during transformation, as well as the scale effect, are described in Levitas and Javanbakht [9] and Levitas and Samani [10]. R. Schmit et al. presented a study on phase field multivariant martensitic transformation in stable and metastable phases [11]. The interface stress evolution of martensitic transformation in Mn–Cu alloys within the scope of the phase field method has been implemented by Shushan. C et al [12].

In the present work, we apply finite element method to achieve the behavior of single and multivariant martensitic transformation and the stresses due to this process. The influence of the temperature on the microstructural evolution can be considered by a proper choice of the parameters of the separation potential. Additionally, we consider the different elastic properties of each phase since the elasticity tensor depends linearly on the order parameter. Furthermore, the transformation–induced eigenstrain which leads to interface motion without applying external loads is significant for the model.

2. Phase-field model for multi-variant martensitic phase transformations

The multivariant martensitic microstructure may consist of austenite and n martensitic variants and can be represented by the distribution of n order parameters c_i ($i=1, 2, \dots, n$). Phase transformation strain is considered by $\varepsilon^0(c_i)$ which transforms austenite deformation to i_{th} martensitic variant. The order parameters c_i change from zero to one, where $c_i = 1$ indicates the i_{th} martensitic variant; $c_i = 0$ corresponds to austenite or other martensitic variants, and $0 < c_i < 1$ is related to interfaces or transitional areas. In Ginzburg–Landau theory for martensitic transformation the Helmholtz free–energy density $\psi(\varepsilon, c_i, \nabla c_i)$ is a function of the strain components ε , the order parameters c_i and the gradients of the order parameters ∇c_i . The phase field method is based on the minimization of the global free energy $f = \int \psi dv$. The free energy density ψ consists of three different types of energy: the elastic energy W , the phase separation energy ψ^{sep} and the gradient one ψ^{grad} [11].

$$\psi(\varepsilon, c_i, \nabla c_i) = W(\varepsilon, c_i) + \psi^{sep}(c_i) + \psi^{grad}(\nabla c_i) \quad (1)$$

$$\psi^{sep}(c_i) = k_s \frac{G}{L} f(c_i) \quad (2)$$

$$\psi^{grad}(\nabla c_i) = \frac{1}{2} k_g G L \sum_{i=1}^n \|\nabla c_i\|^2 \quad (3)$$

In addition, the elastic energy is presented as follow:

$$W(\varepsilon, c_i) = \frac{1}{2} [\varepsilon - \varepsilon^0(c_i)] : C(c_i) \frac{1}{2} [\varepsilon - \varepsilon^0(c_i)] \quad (4)$$

Where C is stiffness matrix depending on austenite and martensite elastic properties (A=Austenite and M=Martensite)

$$C(c_i) = C_A + c_1(C_M - C_A) + c_2(C_M - C_A) \quad (5)$$

The strain tensor can be linearly defined related to the displacement gradient:

$$\varepsilon(u) = \left[\frac{1}{2} \nabla u + (\nabla u)^T \right] \quad (6)$$

By introducing the lattice parameters a_A for austenite and a_M, c_M for martensite phase, the eigenstrains ($\varepsilon_1^0, \varepsilon_2^0$) can be taken defined, respectively.

$$\varepsilon_1^0 = \begin{bmatrix} \frac{a_M - a_A}{a_M} & 0 \\ 0 & \frac{c_M - a_A}{a_M} \end{bmatrix} \quad \text{and} \quad \varepsilon_2^0 = \begin{bmatrix} \frac{c_M - a_A}{a_M} & 0 \\ 0 & \frac{a_M - a_A}{a_M} \end{bmatrix} \quad (7)$$

In a plain strain problem, the transformation strain ($\varepsilon^0(c_i)$) for the martensitic variants is determined.

$$\varepsilon^0(c_i) = c_1 \varepsilon_1^0 + c_2 \varepsilon_2^0 \quad (8)$$

In Eq. (2) and Eq. (3) the parameters k_s , k_g and G are defined as calibration constants in separation and gradient equations and L denotes the width of regions in interfaces [14]. Landau polynomial expansion function f is defined in separation energy formulation to evaluate the energy properly. [8]

$$f(c_i) = 1 + \frac{A}{2}(c_1^2 + c_2^2) - \frac{B}{3}(c_1^3 + c_2^3) + \frac{C}{4}(c_1^2 + c_2^2)^2, \quad A = 0.15, \quad B = 3A + 12, \quad C = 2A + 12 \quad (9)$$

Based on the Fig. 1 illustrating the $f(c_i)$, the function has a local minimum of value 1 at (0,0) which is related to the metastable austenite and two minimum of value 0 at (1,0) and at (0,1) corresponding to the stable martensite variants 1 and 2, respectively. The stable states keep the amount of the function at zero, it means there is no energy contribution employing ψ^{sep} . For the considered phase transformation, it is necessary to change $c_i = 0$ to $c_i = 1$, i.e. the system has to pass the energy barrier indicated in Fig. (1).

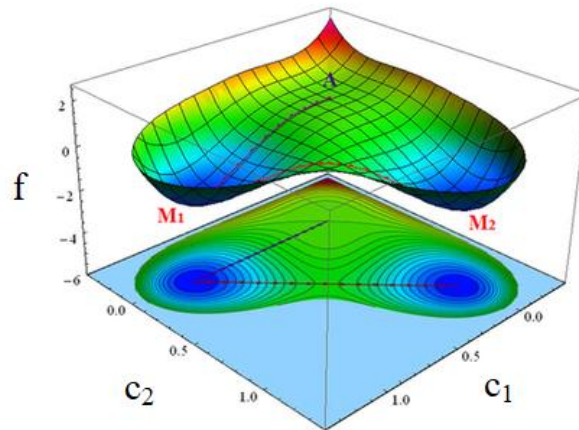


Fig.1. Landau polynomial expansion [11]

The time-dependent Ginzburg–Landau equation (TDGL) is given to investigate the evolution of forming microstructure by considering the role of the phase parameter rate and the derivative of the phase field free energy ψ with respect to c_i

$$c_i = -M \frac{\partial \psi}{\partial c_i} = -M \left[\frac{\partial W}{\partial c_i} + G \left(\frac{k_s}{L} \frac{\partial f}{\partial c_i} - k_g L \Delta c_i \right) \right] \quad i = 1, 2 \quad (10)$$

Furthermore, the balance laws must be fulfilled by mechanical equations

$$\text{div } \sigma = 0 \quad (11)$$

$$\sigma = \frac{\partial \psi}{\partial \varepsilon} = C(c_i) [\varepsilon - \varepsilon^0(c_i)] \quad (12)$$

3. Numerical implementation

The two-dimensional phase field model has been implemented into of the finite element method solution, where the displacement u and phase parameters c_1 and c_2 are the degree of freedom. The weak form is illustrated as following.

$$\int_V \nabla \eta_u : \sigma dV = \int_{\partial V_i} \eta_u t^* dA. \quad (13)$$

$$\int_V \eta_{c_i} \frac{\dot{c}_i}{M} dV - \int_{\partial V_i} \nabla \eta_{c_i} q_i dV + \int_V \eta_{c_i} \left(\frac{\partial W}{\partial c_i} + G \frac{k_s}{L} \frac{\partial f}{\partial c_i} \right) dV = - \int_{\partial V} \eta_{c_i} q_i^* dA, \quad i = 1, 2 \quad (14)$$

$$q = -k_g G L \nabla c_i \quad (15)$$

For a 2D plain strain problem and considering shape functions N_I for each node I with its spatial coordinates x_I , the parameters such as the displacement u , the strain ε , the phase parameter c_i and its derivative ∇c_i are discretized.

$$u = \sum_{I=1}^N N_I u_I, \quad \varepsilon = \sum_{I=1}^N B_I u_I \quad (16)$$

$$c_i = \sum_{I=1}^N N_I \hat{c}_{iI}, \quad \nabla c_i = \sum_{I=1}^N B_I^{c_i} \hat{c}_{iI} \quad (17)$$

$$\dot{c}_i = \sum_{I=1}^N N_I \dot{\hat{c}}_{iI} \quad (18)$$

$$B_I^u = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_I}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial N_I}{\partial y} \\ \frac{\partial N_I}{\partial y} & \frac{\partial N_I}{\partial x} \end{bmatrix} \quad B_I^{c_i} = \begin{bmatrix} \frac{\partial N_I}{\partial x} \\ \frac{\partial N_I}{\partial y} \end{bmatrix} \quad (19)$$

By implementing the discretization on weak form, the residual vectors as a function of nodal degrees of freedom d_j and its rate \dot{d}_j are achieved. The stiffness matrix K_{IJ} and the damping matrix D_{IJ} are presented according to the residual vectors.

$$K_{IJ} = \frac{\partial R_I}{\partial d_J} = \begin{bmatrix} K_{IJ}^{uu} & K_{IJ}^{uc_1} & K_{IJ}^{uc_2} \\ K_{IJ}^{c_1u} & K_{IJ}^{c_1c_1} & K_{IJ}^{c_1c_2} \\ K_{IJ}^{c_2u} & K_{IJ}^{c_2c_1} & K_{IJ}^{c_2c_2} \end{bmatrix} \quad (20)$$

$$D_{IJ} = \frac{\partial R_I}{\partial \dot{d}_J} = \int_V \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{M} N_I^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{M} N_I^2 \end{bmatrix} dV \quad (21)$$

4. Simulations

This section presents three simulations being different in the number of martensite variant and configuration of initial nucleus (Fig. 2). All the simulations have been realized using simple bilinear elements. The elastic properties and the eigenstrains are considered the same for all the calculations.

$$C_A = \begin{bmatrix} 140 & 84 & 0 \\ 84 & 140 & 0 \\ 0 & 0 & 28 \end{bmatrix} \text{ GPa}, \quad C_M = 1.1C_A \quad (22)$$

$$\varepsilon_1^0 = \begin{bmatrix} -0.1 \\ 0.1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad \varepsilon_2^0 = \begin{bmatrix} 0.1 \\ -0.1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (23)$$

Also the value of the specific interface energy density G , the parameter L controlling the width of the interface, and calibration constants k_s and k_g have been selected based on [13]

$$G = 0.1 \frac{\text{J}}{\text{m}^2} \quad L = 5 \text{ nm} \quad k_g = 0.6960 \quad k_s = 1.3592 \quad M = 1.0 \times 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{Js}} \quad (24)$$

The geometry for all simulations is a square with 50 nm length and no external loads subjected. In the first model, the process of forming one martensitic variant into austenite is investigated (Fig. 2-a). The martensitic nucleus which is initially located in the parent austenite, propagate through the model. By affecting the eigenstrains on the initial nucleus, plate-like shape of the martensite can grow and form the final structure of the material.

In the following simulations, a two-variant martensite transformation is regarded to evaluate the effect of the second variant on the formation martensite and the stresses (Fig. 2-b). The other parameters like geometry, initial displacements and the properties are assumed as the same as the first simulation. The two-variant simulation is divided into two models being different in view of initial martensite nucleus in austenite domain (Fig. 2-b, c).

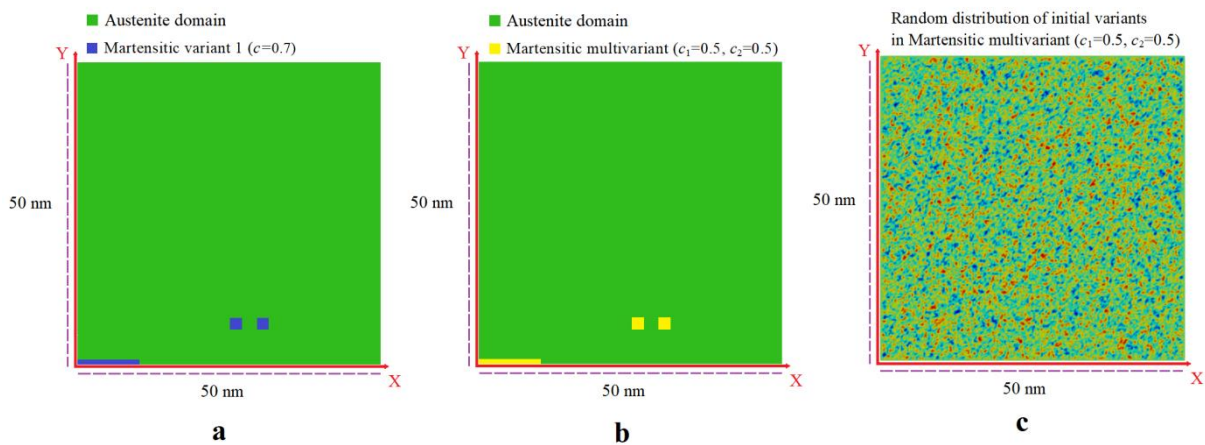


Fig.2: An austenitic plane with different martensitic variants and nucleus

5. Results

The evaluation of the phases and the formed stresses is plotted in following figures. The first group of the study contains results for one variant martensitic transformation (Fig. 3). The results for two-variant martensite are investigated in the two following examples (Figs. 4 & 5).

The first column shows the formation of martensite (red) in austenite matrix (blue). In the two-variant martensitic simulation variant1 and variant 2 can be identified separately. For the process of nucleation, the initial order parameter is set to $c=0.7$ so that c is not in the stable minimum at $c=1$. At the initial state the nucleus shrinks as c reaches 0 to reduce the total energy by minimization of the elastic energy W . However, when c is approaching 0, the separation potential ψ^{sep} starts to increase. By growing the amount of separation energy ψ^{sep} to a certain level (the energy barrier ∇f is not too much), the structure reduces ψ^{sep} instead of W . The process leads to reach the c the stable at 1 and the martensite starts to form.

The next columns give plots related to the stress components as a result of strain-induced transformation. The formation of the stresses in one-variant and two-variant can be different because of the interaction between variants, different directions and its strain transformation.

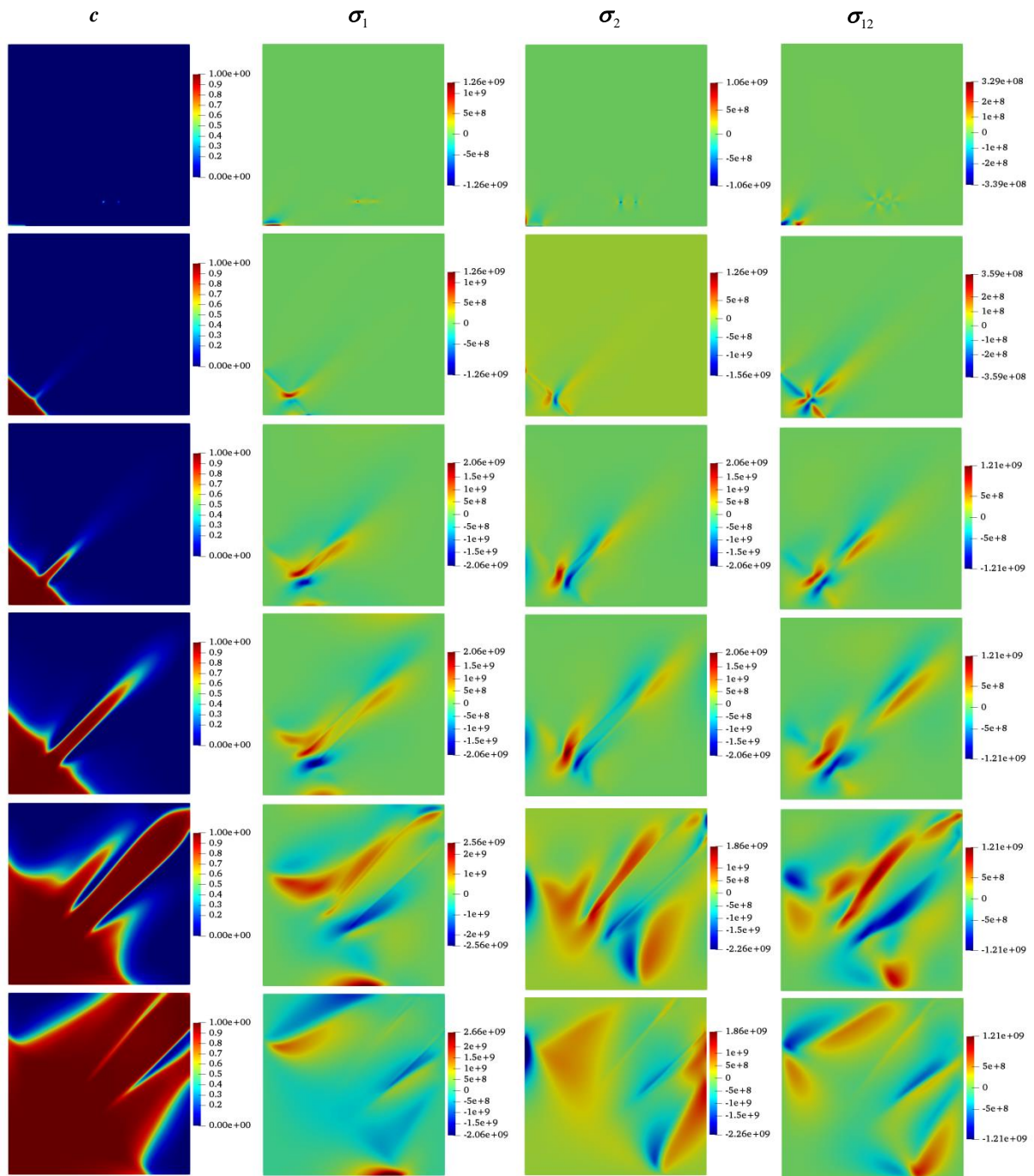


Fig.3: Evaluation of martensite formation in one-variant martensitic transformation (Initial nucleus based on Fig. 2-a). Left column order parameter c , second, third and fourth column correspond to the stress components. Rows 1 to 6 correspond to times 0, 4 ms, 5 ms, 7 ms, 18 ms and 25 ms respectively.

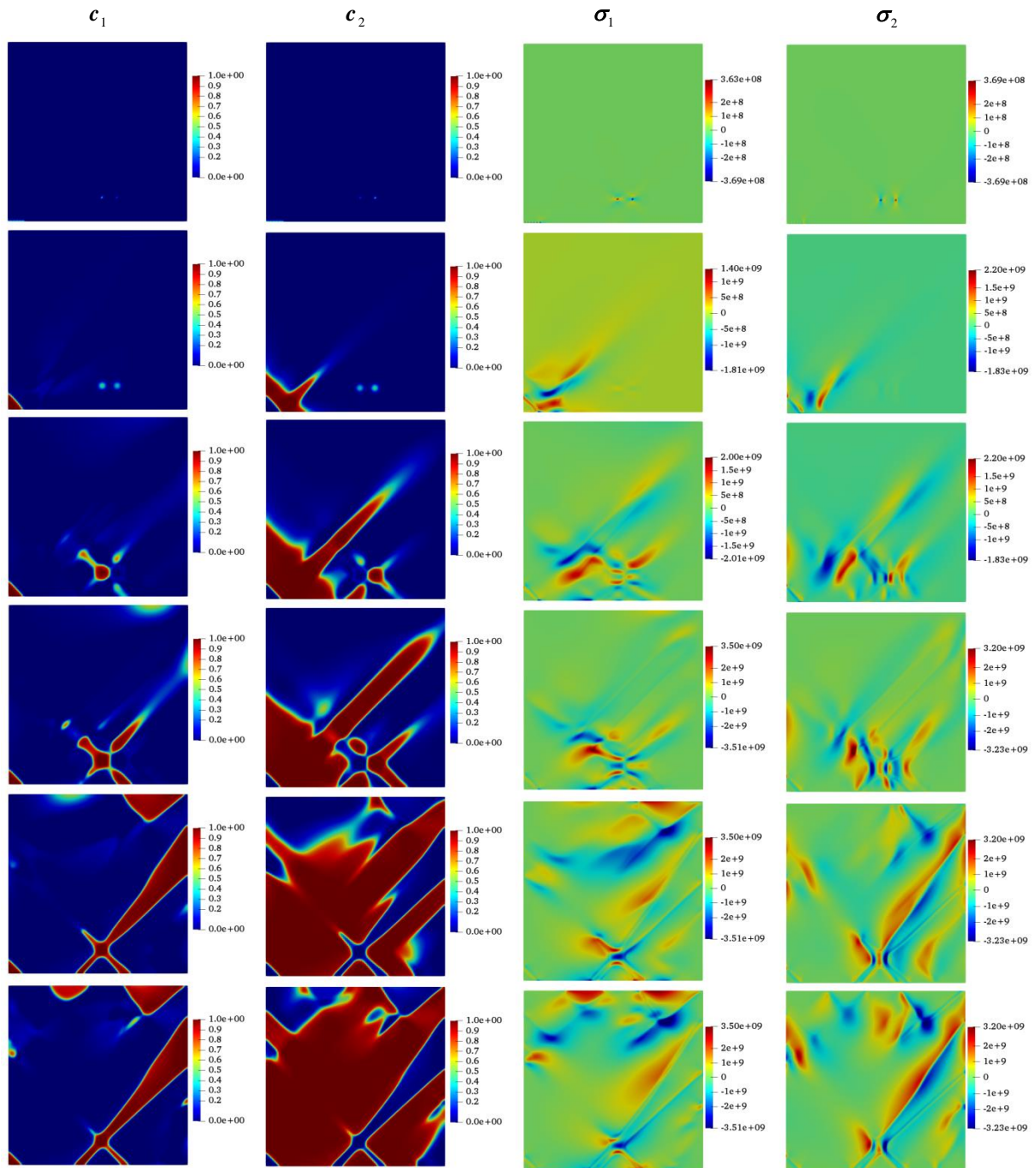


Fig.4: Evaluation of martensite formation in two-variant martensitic transformation (Initial nucleus based on Fig. 2-b). Left two columns order parameters: c_1 and c_2 ; third and fourth columns correspond to the stress components. Rows 1 to 6 correspond to times 0, 4 ms, 5 ms, 7 ms, 18 ms and 25 ms respectively.

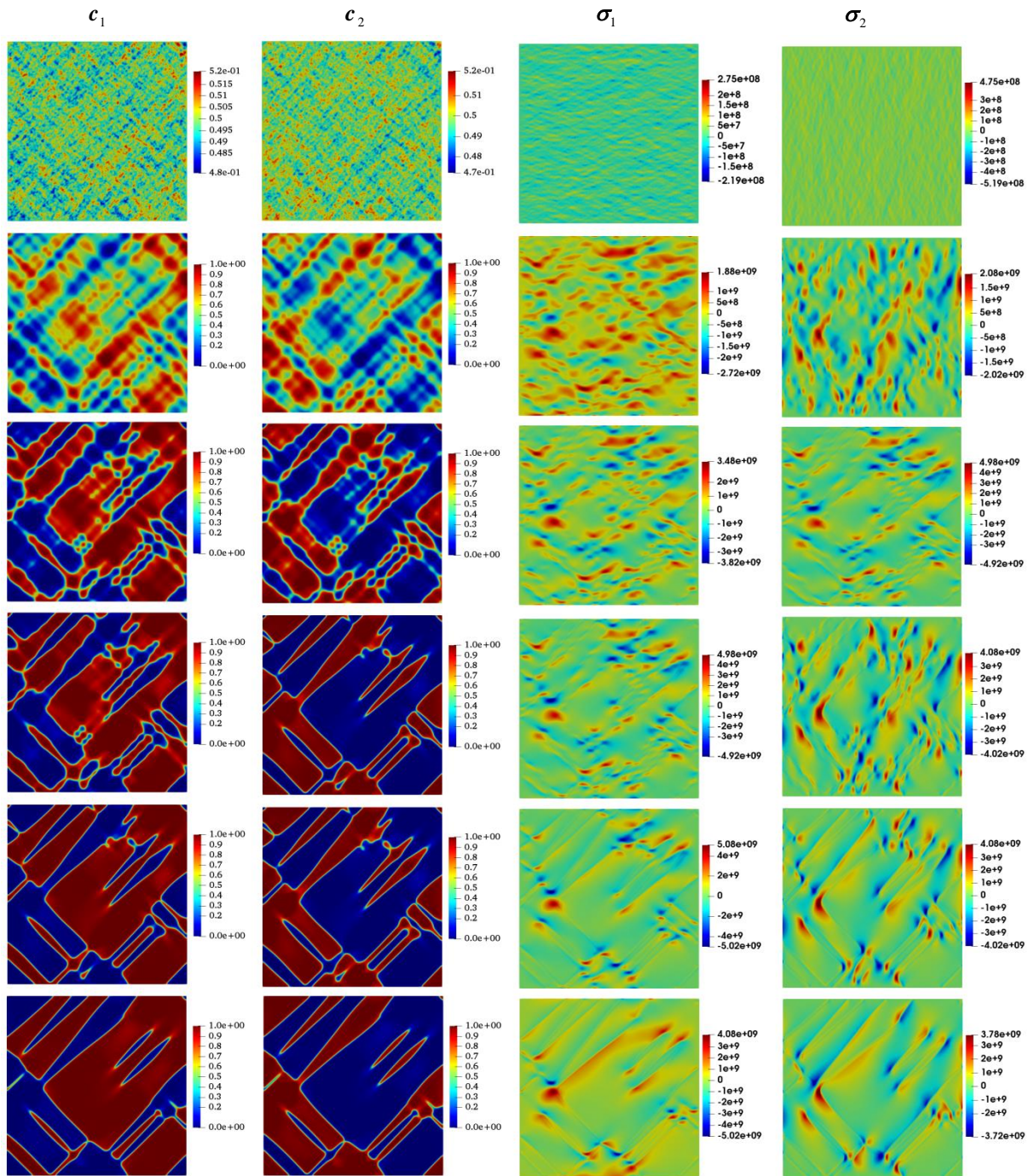


Fig.5: Evaluation of initially randomly distributed order parameters for two-variant martensitic transformation. (Initial nucleus based on Fig. 2-c). Left two columns order parameters: c_1 and c_2 ; third and fourth columns the stresses. Rows 1 to 6 relate times 0, 10 ms, 15 ms, 20 ms, 25 ms and 30 ms respectively.

6. Summary

In this paper a phase field model for the single and two-variant martensitic phase transformation is investigated. The formulation is based on the time dependent Ginzburg–Landau equation. The free energy including elastic, separation and gradient energy is implemented in the Ginzburg–Landau equation to evaluate the formation of martensite in austenite domain. The simulations are developed with different initial states of martensite nucleus. The obtained numerical results show a good adaption with previous studies in evaluating the behavior of nucleation martensite phase and its formation. Additionally, the amount of the stresses and their configuration due to the strain-induced phase transformation is presented.

References

- [1] Heeyeong Jeong, Stefano Signetti, Tong-Seok Han, Seunghwa Ryu.: Phase field modeling of crack propagation under combined shear and tensile loading with hybrid formulation. *Computational Materials Science*. Volume 155, December 2018, Pages 483-492
- [2] Fengyi Yu, Yanhong Wei, Yanzhou Ji, Long–Qing Chen.: Phase field modeling of solidification microstructure evolution during welding. *Journal of Materials Processing Technology*. Volume 255, May 2018, Pages 285-293
- [3] J.-Y. Cho, A.V. Idesman, V.I. Levitas, T. Parka. Finite element simulations of dynamics of multivariant martensitic phase transitions based on Ginzburg–Landau theory. *International Journal of Solids and Structures* 49 (2012) 1973–1992
- [4] Rubini, S., Ballone, P.: Quasiharmonic and molecular-dynamics study of the martensitic transformation in Ni-Al alloys. *Phys. Rev. B*, 48, 99–111 (1993)
- [5] Entel, P., Meyer, R., Kadau, K.: Molecular dynamics simulations of martensitic transformations. *Phil. Mag. B*, 80, 183–194 (2000)
- [6] Levitas, V., Preston, D., 2002. Three-dimensional Landau theory for multivariant stress-induced martensitic phase transformations. part I. austenite to martensite. *Phys. Rev. B* 66 (1–9), 134206.
- [7] Levitas, V., Lee, D.-W., 2007. Athermal resistance to an interface motion in phase field theory of microstructure evolution. *Phys. Rev. Lett.* 99, 245701.
- [8] A. Yamanaka, T. Takaki, Y. Tomita. : Elastoplastic phase-field simulation of self- and plastic accommodations in cubic to tetragonal martensitic transformation. Volume 491, Issues 1–2, 15 September 2008, Pages 378-384
- [9] Levitas, V., Javanbakht, M., 2011. Surface-induced phase transformations: Multiple scale and mechanics effects and morphological transitions. *Phys. Rev. Lett.* 107 175701.
- [10] Levitas, V., Samani, K., 2011. Size and mechanics effects in surface-induced melting of nanoparticles. *Nature Commun.* 2 (284).
- [11] Regina Schmitt, Ralf Müller, Charlotte Kuhn, Herbert M. Urbassek. : A phase field approach for multivariant martensitic transformations of stable and metastable phases. *Arch Appl Mech* (2013) 83:849–859
- [12] Shushan Cui, Jianfeng Wan, Xunwei Zuo, Nailu Chen, Yonghua Rong. : Interface stress evolution of martensitic transformation in MnCu alloys: A phase-field study. Volume 109, 5 November 2016, Pages 88-97
- [13] Schrade, D., Xu, B.X., Müller, R., Gross, D: On phase field modeling of ferroelectrics: parameter identification and verification. *SMASIS* 2008(1), 299–306 (2008)

Metallschaum, Faserverbunde und Hybride im Einsatz im Maschinen- und Fahrzeugbau

Dr. Thomas Hipke ¹⁾, Dipl.-Ing. Robert Meltke ²⁾, Dipl.-Ing. Markus Grünert ³⁾

¹⁾ Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik Chemnitz, D, thomas.hipke@iwu.fraunhofer.de

²⁾ Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik Chemnitz, D, robert.meltke@iwu.fraunhofer.de

³⁾ Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik Chemnitz, D, markus.gruenert@iwu.fraunhofer.de

Zusammenfassung

Der Vortrag beschäftigt sich mit den Leichtbauwerkstoffen Metallschaum, Faserverbunde wie CFK und GFK, sowie hybriden Mischbauweisen. Es werden Anwendungsbeispiele aus dem Maschinenbau und dem Fahrzeugbau gezeigt.

Dabei steht nicht nur der Leichtbaugedanke im Vordergrund, sondern auch die Integration möglichst vieler Funktionen. Funktionsintegration bezeichnet das Ziel, mit möglichst wenigen Bauteilen möglichst viele technische Funktionen abzudecken.

Ein Beispiel für solche Funktionsintegration als auch Hybridbauweise zeigt Bild 1, was die Werkstoffe Stahl-Hohlkugeln, Metallschaum und massiver Stahl zu einer hochdämpfenden Leichtbau-Lösung vereint.



Bild 1: Werkzeugmaschinen-Baugruppe mit hochdämpfendem Sandwich-Kern

Schlüsselwörter: Metallschaum, CFK, Hybridbauweisen

1. Einleitung

Leichtbau spielt in vielen Branchen eine wichtige Rolle.

Leichtbau allein ist aber häufig nicht der einzige Antrieber für Neuentwicklungen. Vielmehr müssen mehrere Aspekte mit beachtet werden, die speziell im Werkzeugmaschinenbau eine Rolle spielen. Während „leicht bei hoher Steifigkeit“ ein Entwicklungsziel ist, sind ein gutes Schwingungsverhalten (zum Beispiel durch aktive oder passive Dämpfung) sowie ein gutes thermisches Verhalten für heutige Werkzeugmaschinen ebenso wichtig.

1.1 Entwicklungstrends im Maschinenbau

Zu den Zukunftstrends von Maschinenkonzepten in allen Bereichen moderner Produktionstechnik gehören [1]:

- ausgewogene Dynamik und robuste Dämpfung
- Widerstandsfähigkeit gegenüber mechanischen und thermischen Belastungen
- Ausstattung mit sensorischen und aktuatorischen Funktionen
- energieeffiziente Fertigung.

Auch im hochdynamischen Werkzeug- und Textilmaschinenbau können alternative Werkstoffe zur Erfüllung dieser Anforderungen beitragen. Der Erfolg wird im Wesentlichen davon abhängen, wie es gelingt, die Eigenschaften vorhandener und neuer Werkstoffe und Werkstoffkombinationen noch besser zu nutzen, vor allem hinsichtlich Dämpfung, Thermostabilität, Gewichtsreduzierung, Steifigkeit und Langzeitstabilität. Um intelligente Baugruppen in Maschinen zu schaffen, die selbstständig auf wechselnde statische, dynamische und thermische Lasten reagieren und andere Funktionen wie z.B. Schadensmonitoring übernehmen können, müssen vermehrt geeignete Aktuatoren und Sensoren in Gestell- und andere Bauteile integriert werden.

2. Alternative Werkstoffe für bewegte Strukturbauteile in Werkzeugmaschinen

2.1 Stahl im Verbund mit Aluminiumschaum

Für die Aluminiumschaumherstellung haben sich grundsätzlich zwei Herstellungsmethoden etabliert – das Schmelzmetallurgische und das pulvermetallurgische Verfahren. Die pulvermetallurgische Route birgt den Vorteil in sich, dass Verbundwerkstoffe wie Sandwiches aus Aluminiumschaum und Stahl mit metallurgischer Bindung geschaffen werden können. Nachteile, die mit dem Kleben einhergehen, werden so vermieden.

Hergestellt werden derartige Verbunde (Bild 2), indem schäumfähiges Aluminium zwischen zwei fixierten Blechen aufgeschäumt und im Schäumprozess ein fester Verbund geschaffen wird. Angeboten werden diese Sandwiches vom Fraunhofer-Institut für Werkzeugmaschinen und Umformtechnik in Chemnitz in verschiedenen Abmessungen. Am dort integrierten Metallschaumzentrum stehen alle Anlagen zur Schaum- und Schaumverbundherstellung zur Verfügung. Standardmäßig werden Sandwiches mit flächigen Abmessungen von 1.500 mm x 1.000 mm und Höhen bis 30 mm angeboten. Aber auch deutlich größere Abmessungen werden auf Anfrage realisiert. Die Stahldeckbleche sind meist 1 bis 3 mm stark. Der Schaumkern hat in der Regel eine Dichte von ca. 0,7 g/cm³.

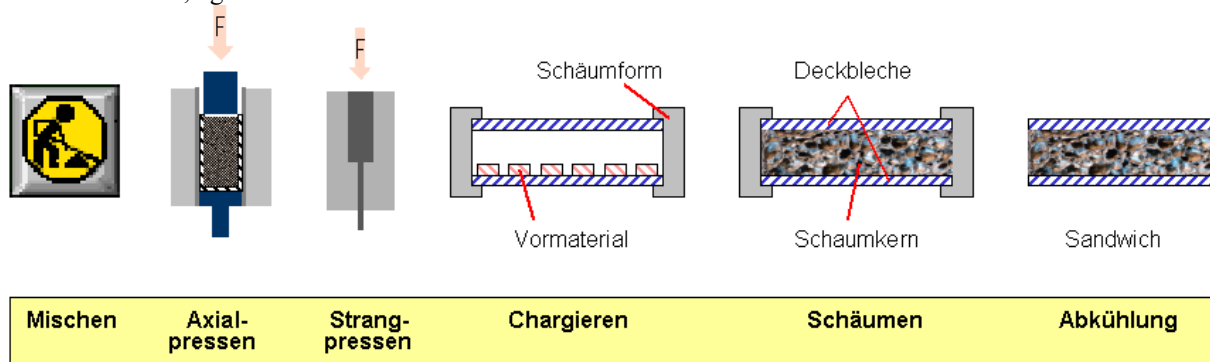


Bild 2: Prozesskette bei der Aluminiumschaumherstellung (hier: Sandwichfertigung)

Da das Schaumgerüst in der Regel aus einer Aluminiumlegierung besteht, ist trotz geringer Dichte die Festigkeit noch relativ hoch. Aufgrund der Feinporigkeit – Poren mit Durchmessern von etwa 1 bis 5 mm sind die Regel – können Flächenlasten gut aufgenommen werden, ohne dass Einbeulungen auftreten. Gegenüber reinen Stahlkonstruktionen, die durch weit auseinanderliegende Querträger abgestützt sind, ist das als Vorteil zu sehen. Aluminiumschaum absorbiert aufgrund seiner zellularen Struktur sehr gut Energie. So bleibt das Druckspannungsniveau bis zu sehr hohen Stauchwegen relativ konstant, was ein Indiz für eine sehr hohe Energieabsorptionseffizienz ist [5]. Die zellulare Struktur des Aluminiumschaums ermöglicht die Ableitung und den Abbau von Schwingungsenergie durch sehr kleine plastische Verformungen der dünnen Zellwände und die Reibung der Rissoberflächen in den Porenwänden [6]. Aufgrund dieser Eigenschaftsvielfalt und der gezielten Kombinierbarkeit von Eigenschaften sind Aluminiumschäume für zahlreiche Anwendungen prädestiniert. Erste Serienanwendungen im Werkzeugmaschinenbau als Leichtbau- und Dämpfungselement **Fehler! Verweisquelle konnte nicht gefunden werden.** und im Automobilbau als Crash-Absorber belegen diese Aussage [7].

In einem internen Projekt zusammen mit dem Fraunhofer-IFAM Dresden wurde unter anderem ein z-Schlitten für eine Fräsmaschine gebaut der aus Stahl-Decklagen besteht zwischen denen Aluminiumschaum geschäumt wurde (Bild 3). Die Sandwiche werden in die endgültige Kontur durch Wasserstrahlschneiden gebracht und mit weiteren (auch massiven) Teilen zu einer Baugruppe gefügt. Dabei ist das Schweißen unproblematisch da man weiterhin Stahl auf Stahl schweißen kann.



Bild 3: Ausgeschäumter z-Schlitten eines Senkrecht-Fräszentrums

2.2 Aluminium im Verbund mit Aluminiumschaum

Eine große Herausforderung bei der Entwicklung hochdynamischer Maschinen besteht darin, schnell bewegte Baugruppen leicht und zugleich unempfindlich gegenüber Schwingungen zu konstruieren. Nur so können im Prozess höchste Beschleunigungen und Verfahrgeschwindigkeiten erreicht werden. Aufgrund ihrer zellularen Struktur absorbieren Metallschäume sowohl Schwingungen als auch ruckartige Belastungen hervorragend [2]. Mit ihrem geringen Gewicht stellen sie daher die ideale Basis für den Leichtbau von Gestellbauteilen mit optimaler Biegesteifigkeit und Schwingungsdämpfung dar. Für Verbundkonstruktionen mit Aluminiumschaumfüllung haben sich auch Blechhüllen und Deckbleche aus Aluminium bewährt. Diese Kombination hat folgende Vorteile:

- dauerfeste metallische Bindung der Hybridpartner
- dominanter Einfluss der Blechhüllen und Deckbleche auf den thermischen Längenausdehnungskoeffizienten (z.B. $12 \cdot 10^{-6} \text{ K}^{-1}$ bei einer Stahlhülle)
- Dämpfung von Wandschwingungen bei filigranen bewegten Gestellbaugruppen durch Ableitung und Abbau von Schwingungsenergie dank kleinster plastischer Verformungen der dünnen Zellwände sowie Reibung der Rissoberflächen in den Porenwänden [3]
- Aussteifung filigraner Bauteilstrukturen und damit Vermeidung der Knickung dünner Wände.

Der mit Aluminiumschaum gefüllte Tragbalken aus Aluminium für acht Spulen einer Textilmaschine (Bild 4) senkt die Vibrationen im kritischen Frequenzbereich unter 370 Hz um 60 %. Dadurch ist es möglich, die Drehzahl der Spulen resonanzfrei auf $21\,000 \text{ min}^{-1}$ zu erhöhen.



Bild 4: Mit Aluminiumschaum gefüllter Tragbalken einer Textilmaschine (Serienprodukt)

2.3 Kohlefaserverstärkter Kunststoff (CFK)

Zur Herstellung wirtschaftlich konkurrenzfähiger Strukturbauteile muss bei der Substitution von konventionellen Werkstoffen durch Faserverbundwerkstoffe sowohl die Wahl des Ausgangsmaterials, als auch die konstruktive Auslegung gezielt durchgeführt werden. Außerdem ist das Herstellungsverfahren unter Berücksichtigung der erforderlichen Stückzahl und Bauteilqualität für die wirtschaftliche Betrachtung relevant. Größere Komponenten, wie Querbalken, Schieber und Schlitten, lassen sich in kostengünstiger Differentialbauweise aus geeigneten CFK-Halbzeugen aufbauen. Dagegen können komplexere Bauteile, wie Spindeln und Spannsysteme, vorteilhafter in Integralbauweise ausgeführt werden, da die gewichtsbezogenen Einsparpotenziale die höheren Fertigungskosten rechtfertigen [4].

Im Rahmen eines internen Vorlaufprojektes wurde ein Z-Schieber in differentieller Verbundbauweise als Demonstrator entwickelt. Der Fokus lag primär auf einer Erhöhung der Baugruppensteifigkeit, welche einen wesentlichen Einfluss auf die Bearbeitungsqualität bei dynamischen Prozessen hat. Als Sekundäreffekt wurde eine signifikante Massereduktion angestrebt. Im Resultat konnte die Steifigkeit um 150 Prozent gegenüber einer vergleichbaren Stahlkonstruktion erhöht werden. Die Masse reduzierte sich um 25 Prozent. Mit metallischen Werkstoffen sind derartig umfangreiche Verbesserungen nicht mehr zu erzielen.

Gegenwärtig erfolgen verschiedene messtechnische Untersuchungen zur Verifikation der simulationstechnisch vorhergesagten Eigenschaften. Auch die Auswirkung diverser Umgebungseinflüsse auf die Konstruktion wird dabei betrachtet.



Bild 5: Aus Voll-CFK gefertigte Spindelaufnahme (z-Achse) einer Werkzeugmaschine

2.4 Stahl und CFK

Mitunter ist es aus wirtschaftlichen Gründen geboten, keine vollständige Materialsubstitution von Metallen durch CFK vorzunehmen. Dann müssen die Bauteilbereiche identifiziert werden, wo ein partieller Einsatz von CFK in einer ansonsten metallischen Strukturumgebung den maximalen gewünschten Effekt erzielen kann.

In einem Industrieprojekt ging es darum, das dynamische Verhalten eines z-Schlittens von einem Bearbeitungszentrum zu verbessern. Neben einer maximalen Massereduzierung bei gleichbleibend hoher mechanischer Steifigkeit lag zudem der Fokus auf einer Verbesserung der thermischen Eigenschaften (geringe Verformung bei Temperaturänderung). Des Weiteren galt es, dem Dämpfungsverhalten besondere Aufmerksamkeit zu schenken, da sich diese auch nicht verschlechtern sollte. Vor dem Hintergrund möglichst niedriger Serienkosten war nur ein teilweiser Einsatz von CFK in Kombination mit der bisherigen Stahl-Schweiß-Konstruktion zielführend.

Um die Nachgiebigkeit der Führungs- und Antriebssysteme realistischer abbilden zu können, wurde der y-Schlitten in der Simulation ebenfalls integriert (Bild 6). Der z-Schlitten besaß eine Ausgangsgesamtmasse von ca. 200 kg. Die Bauteile an denen dabei Veränderungen vorgenommen werden durften, betragen in etwa 120 kg.

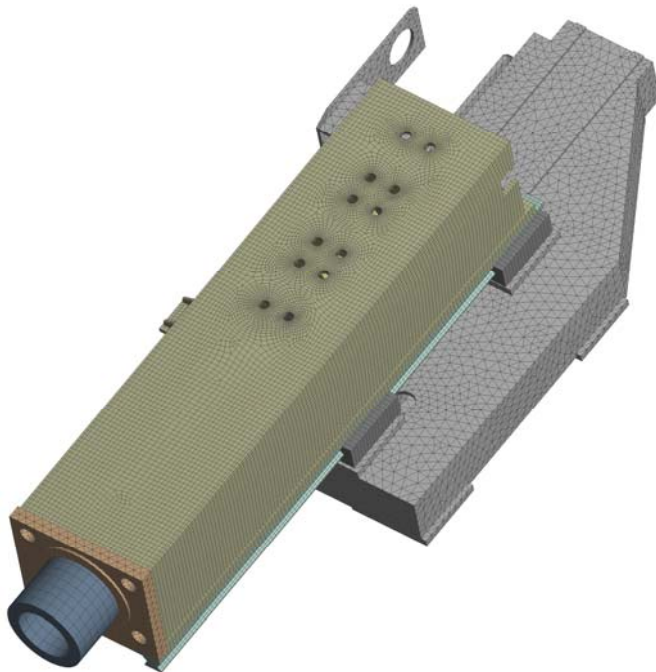


Bild 6: Geometrisch vereinfachtes und vernetztes FE-Modell des y- und z-Schlittens

Infolge der Optimierungsbemühungen konnte durch den gezielten CFK-Einsatz eine Masseeinsparung von etwa 30 Prozent bezogen auf die veränderliche Masse erzielt werden. Diese Reduzierung könnte auch größer ausfallen, wenn nicht auf die anderen Aspekte thermisches Verhalten, zumindest gleichbleibende Dämpfung und Kosten Rücksicht genommen werden müsste.

Das thermische Verhalten des gegenwärtigen Schlittens dieser Präzisionsmaschine ist insofern problematisch, dass sich infolge des Aufbaus und des damit einhergehenden ungleichmäßigen Wärmeeintrages in die Struktur eine Biegung des z-Schlittens ergibt. Daraus resultiert eine Verkippung des TCP, die praktisch nicht durch steuerungstechnische Korrekturen an den drei Verfahrachsen kompensiert werden kann. Bereits eine Temperaturänderung der Umgebung von 1 K führt zu ungünstigen Verschiebungen von ca. 6 μm .

CFK drängte sich zur Lösung dieses Problems geradezu auf. In Faserlängsrichtung verfügt der Werkstoff über einen negativen thermischen Ausdehnungskoeffizienten. Quer dazu ist dieser Wert wiederum fast kunststofftypisch hoch. Durch geschickte Positionierung der CFK-Teile in die Stahlumgebung sowie die gezielte

Modifikation des Lagenaufbaus konnten nun in der erforderlichen Achse die durch thermische Randbedingungen induzierten Verformungen um fast 90 Prozent verringert werden. Ohnehin musste der Materialkombination Stahl-CFK in den Fügebereichen aufgrund der unterschiedlichen thermischen Ausdehnungskoeffizienten besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden.

CFK wird gemeinhin ein gutes Dämpfungsvermögen attestiert. Aber auch diese Eigenschaft ist im Verbund anisotrop also richtungsabhängig. In Faserlängsrichtung ist der Dämpfungsgrad schlechter als bei Stahl. In den Querrichtungen ist der Wert wiederum deutlich besser. Bei der Auslegung hinsichtlich hoher Steifigkeit und gleichzeitig hoher Dämpfung besteht somit ein Zielkonflikt. Hierbei galt es bei der Optimierungsaufgabe eine hinreichend optimale Einstellung zu finden, die eine annähernd gleichbleibende Steifigkeit aber eben auch eine möglichst bessere Dämpfung ermöglicht. Dies konnte durch die Integration dämpfungsunterstützender Materialien realisiert werden. Bild 7 zeigt den Frequenzgang des Ist-Standes und der Stahl-CFK-Hybridlösung. Die ersten beiden Eigenfrequenzen der beiden Varianten liegen nur je 3 Prozent auseinander, was einer nahezu identischen Steifigkeit entspricht. Gleichzeitig wird erkennbar, dass die Nachgiebigkeit bei der Hybridlösung durch die getroffenen Maßnahmen trotz konservativer Annahmen reduziert werden konnte.

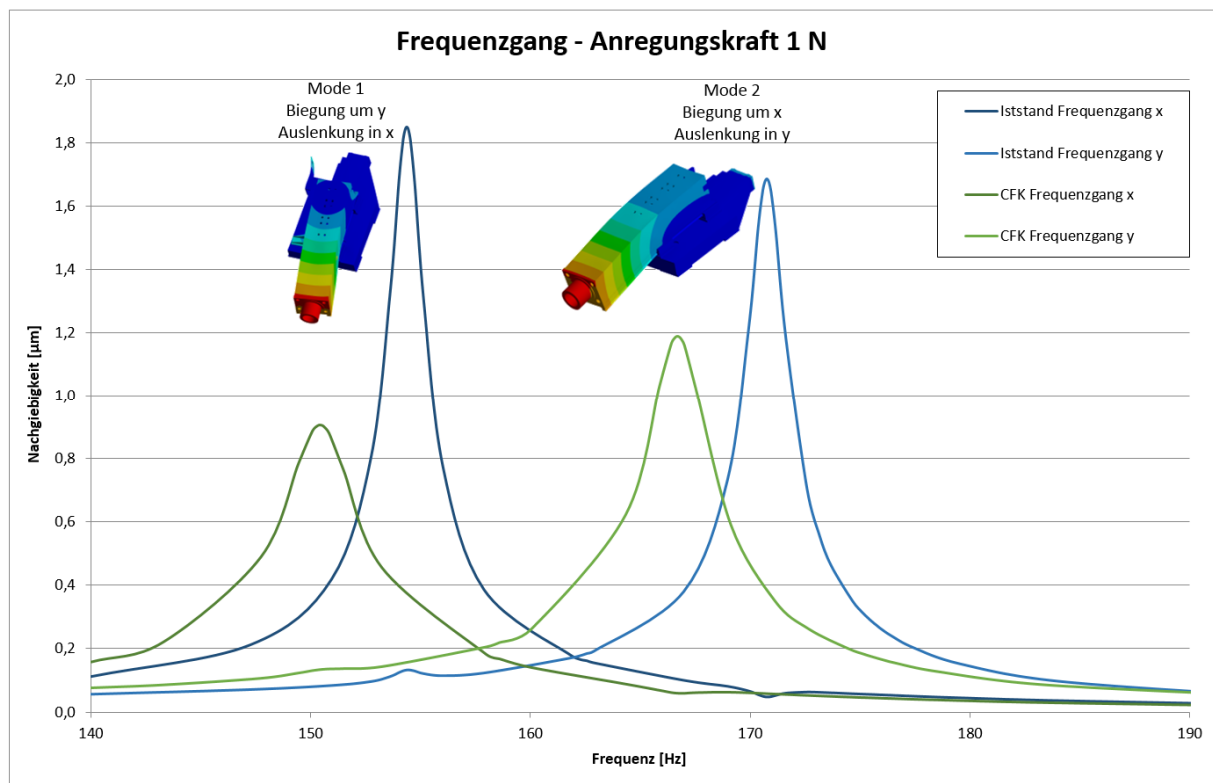


Bild 7: Frequenzganganalyse

CFK ist kein preiswerter Werkstoff. Häufig ist es dabei aus wirtschaftlichen Gründen nicht zielführend, eine komplette Konstruktion daraus herzustellen. Sinnvoller ist es daher, dieses Material nur in spezifischen Bereichen einzusetzen, wo es sein maximales Leistungsvermögen entfalten kann. Durch die Vorgabe einer harten Kostengrenze für eine potentielle zukünftige Serie, gab es in dem Projekt zu diesem Weg keine Alternative. Die große Schwierigkeit bestand allerdings darin, in dem Spannungsfeld teils konträrer Anforderung die vermeintlich beste Lösung zu finden. Im nächsten Schritt werden die gesammelten Erkenntnisse am Demonstrator verifiziert.

3. Hybridbauweisen für Strukturbauteile in PKW

Aktuell bestehen in der Großserienproduktion die Fahrzeugkarosserien hauptsächlich aus Stahl mit vereinzelten Aluminiumkomponenten. Das Elektrofahrzeug BMW i3 verfolgt mit einer Fahrgastzelle aus CFK einen ganz anderen Ansatz. Die hohen Material- und Herstellkosten spiegeln sich jedoch im Kaufpreis wieder. Für die Großserie ist somit ein Mittelweg zielführend. Aus dieser Prämisse folgt der lastoptimierte Ansatz. Hybride Bauteile aus Metall und faserverstärkten Kunststoff (FKV) sollten in den Bereichen eingesetzt werden, wo sie einen Vorteil bringen. Porsche zum Beispiel, setzt eine A-Säule in Hybridbauweise im 911 Cabriolet ein. Sie soll die Insassen bei Überschlägen stärker schützen. Die neue Verstärkung verringert das Gesamtgewicht der A-Säule um 2,7 Kilogramm. Das Composite-Bauteil besteht aus drei Komponenten: einem zugeschnittenen FKV-Halbzeug, Spritzguss-Rippen und einem Strukturschaum zur Fixierung im A-Säulenblech aus Borstahl [8]. Vom Premiumfahrzeug kann so eine Technologie nur durch eine weitere Verringerung von den Herstellungskosten auf die Großserienproduktion von Fahrzeugen wie dem Golf übertragen werden. Der Kostendruck ist hoch, hier zählt jeder Cent in der Herstellung.

In einem aktuellen Projekt soll ein Verfahren zur Herstellung von umgeformten, formschlüssigen Hybridbauteilen erforscht werden. Ziele sind unter anderem, die Prozessstufentiefe weiter zu reduzieren und ein Demonstratorbauteil in einem Maschinenhub herzustellen.

Multifunktionale Baugruppen werden durch ein Multimaterialdesign lastoptimal ausgelegt. Gerade bei der Kombination faserverstärkter Kunststoffe mit Metallen sind bei der Herstellung – aufgrund der heterogenen Werkstoffpartner – jedoch meist mehrere Prozessstufen notwendig.

Mit einer neuen One-Shot-Technologie sollen die Verfahren Blechumformen, Fügen, FKV- Pressverfahren und Injektionsverfahren (z. B. Kunststoff-Spritzgießen) effizient miteinander zu kombiniert werden. Hauptziel des Projektes ist es, die FKV-Komponente technologisch gezielt in den Umformungsprozess der metallischen Komponente zu integrieren, um die Prozessstufentiefe von FKV-Hybridbauteilen zu verringern und den Integrationsgrad zu erhöhen. Die erzeugten partiellen Hinterschnitte ergeben einen formschlüssigen Verbund von Metall, Organoblech und Kunststoff und erhöhen so die Steifigkeit des Bauteils.

Die Abbildung 8 (links) zeigt schematisch das Verfahren, mit dem hybride Bauteile in einem Schuss hergestellt werden sollen.



Bild 8: Schematische Darstellung des Herstellungsprozesses (links), Hybridnapf aus Vorversuch mit Hinterschnitt (rechts)

Die zugeschnittenen, vorgewärmten Halbzeuge werden in das geöffnete Werkzeug eingelegt. Anschließend fährt das Werkzeug zu und es erfolgt eine klassische Umformung der einzelnen Komponenten. Im nächsten Arbeitstakt wird mittels Spritzguss Kunststoff in das Werkzeug eingespeist. Durch den Nachdruck der Schmelze kommt es zu einer partiellen Umformung in dafür vorgesehene Bereiche im Werkzeug. Die Materialien sind nun formschlüssig miteinander verbunden. Nach kurzer Haltezeit fährt das Werkzeug auf und das fertige Hybridbauteil kann herausgenommen werden.

Die partielle Umformung mit Hilfe der Kunststoffschmelze ist nicht neu. In Grundlagenprojekten wurden bisher nur Stahlnäpfe mit einer Kunststoffkomponente hergestellt. Mit dem vorhandenen Napfwerkzeug konnten weitere Materialkombinationen mit dem Verfahren untersucht werden:

- Aluminium 0,6 mm + FKV-GFK/PA6 0,5 mm
- Aluminium 1 mm + FKV-GFK/PA6 0,5 mm
- Stahl DC04 0,6 mm + FKV-GFK/PA6 0,5 mm
- Stahl DC04 0,75 mm + FKV-GFK/PA6 0,5 mm
- Stahl DC04 0,75 mm + FKV-GFK/PA6 1 mm

Der Napf mit der Materialauswahl Stahl DC04 0,75 mm + FKV-GFK/PA6 0,5 mm erzielte das beste Ergebnis. Beim Aluminium kam es zum Versagen des Bleches im Bodenbereich. Der Druck der Schmelze ist während der Umformung so hoch, dass die Bruchdehnung vom den Aluminium (Alu EN AW-1050 H24) nicht ausreicht.

Der nächste Schritt, nach den erfolgreichen Voruntersuchungen, ist die Übertragung der Ergebnisse auf eine komplexere reale Struktur eines PKWs im Maßstab 1:1. Hierzu wurde der Übergang vom Schweller zur A-Säule – der so genannte A-Säulenschuh ausgewählt. Dieser weist kleine und große Radien sowie unterschiedliche Tiefziehhöhen aus. Der Aufbau der Hybridstruktur ähnelt dem Napf. Es besteht aus einem Metallblech, einem Organoblech (FKV-Halbzeug) und der Kunststoffkomponente (Rippen). In Abbildung 9 ist der Demonstrator als Modell sowie als fertiges Bauteil dargestellt. Die gelben Markierungen sind die Bereiche, in denen während des Herstellungsprozesses Hinterschnitte ausgebildet wird. Das Werkzeug ist eine Eigenentwicklung mit Niederhalten und teilbarem Oberwerkzeug zur Bauteilfreigabe. Die Rippenherstellung erfolgt mit einem Heißkanal mit drei Düsen.

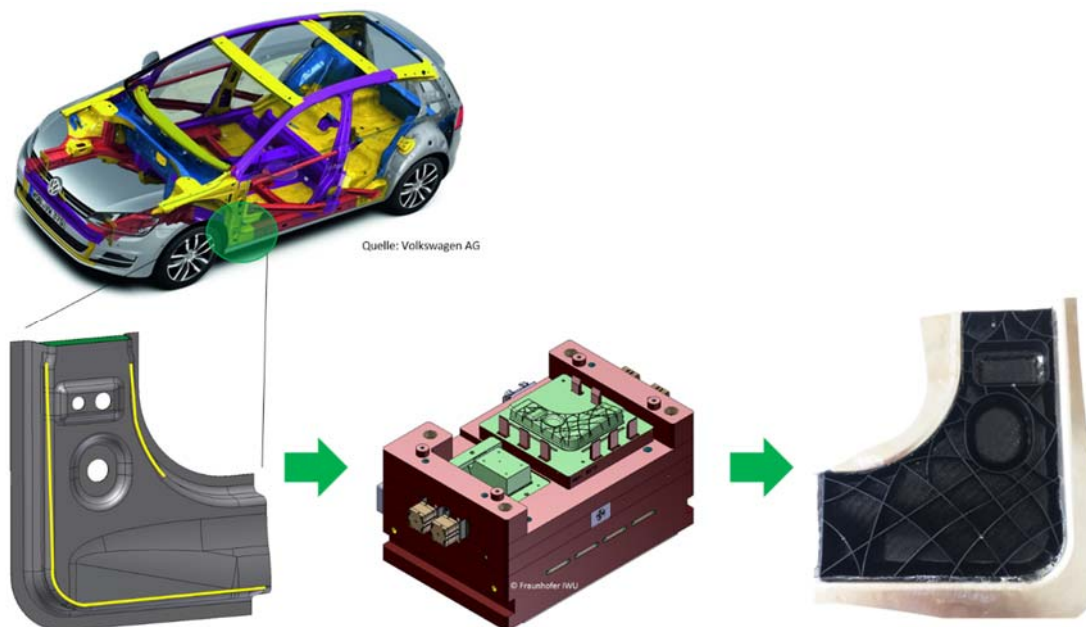


Bild 9: Demonstrator A-Säulenschuh mit der unteren Werkzeughälfte

Zur Herstellung der Demonstratorbauteile kommt eine Hybridspritzgusspresse der Firma Engel zum Einsatz. Der Werkzeutisch der Spritzgussanlage verfährt horizontal und nicht vertikal wie bei klassischen Anlagen. Seitlich dockt die Schnecke an das Werkzeug an und bringt den notwendigen Anpressdruck auf.

Die vorkonfektionierten Halbzeuge aus Stahl und FKV werden mit Haftvermittlerfolie in einen Umluftofen bei 275°C für 5 Minuten erwärmt. Dabei verbindet sich das Metall mit dem FKV und ein händischer Transport der erwärmten Halbzeuge in das Werkzeug mit einer Drehung um 180° ist möglich. Zukünftig soll der Prozess noch mit einem Roboter automatisiert werden. Nach dem Zufahren der Presse sind die Halbzeuge in gewünschter Form und nun erfolgt das Einspritzen des Kunststoffes von ca. 280 cm². Nach kurzer Abkühldauer fährt die Presse auf und das Bauteil kann entnommen werden.

Ein Referenzblech mit der Wandstärke von 1,5 mm hat ein Gewicht von 1,6 kg. Die hybride Variante mit 1 mm Stahl, 0,5 mm FKV kommt auf 1,46 kg. Das ergibt ein Gewichtsvorteil von rund neun Prozent. Im nächsten Schritt sind weitere Versuche mit optimierten Parametern für eine bessere Hinterschnittausbildung geplant sowie eine ausführliche Untersuchung der Bauteilperformance (z.B. Steifigkeit und Maßhaltigkeit).

Literaturverzeichnis

- [1] Zäh, M.; Löhe, J.: Die Werkzeugmaschine der Zukunft. Werkstatt und Betrieb (2013) 3, S. 16-19
- [2] Hipke, T.; Lies, C.; Hohlfeld, J.: Gestaltungs- und Einsatzmöglichkeiten von Metallschaum und CFK im Maschinenbau. Tagungsband Wangener Maschinentage 2012, S.136-141
- [3] Hipke, T.; Lange, G., Poss, R: Taschenbuch für Aluminiumschäume. Aluminium-Verlag, Düsseldorf, 2007
- [4] Kraus, J.: Für CFK-Anwendungen gibt es im Maschinenbau noch reichlich Luft. MM-Maschinenmarkt (2011) 3
- [5] DIN-Entwurf 50134: Prüfung von metallischen Werkstoffen - Druckversuch an metallischen zellularen Werkstoffen; Dez. 2007
- [6] Alulight® International GmbH: PM-Anwendungen aus Aluminiumschaum; Firmenschrift; 2003; www.alulight.com
- [7] Alulight International GmbH: Serienreife Produkte aus Aluminiumschaum; 25.05.2007; Konstruktion-online: <http://www.konstruktion-online.de>; Springer-VDI-Verlag; Düsseldorf
- [8] Porsche AG: Pressemitteilung Innovationen im Karosseriebau: der Multimaterialmix des neuen Porsche 911, <https://newsroom.porsche.com/de/2019/produkte/porsche-911-992-multimaterialmix-innovationen-karosseriebau-17462.html>; April 2019

Numerische Untersuchung eines Versuchsaufbaus zur frequenzabhängigen Materialcharakterisierung

Dr.-Ing. Fabian Duvigneau ¹⁾

¹⁾Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, fabian.duvigneau@ovgu.de

Kurzfassung

Für die Modellierung von akustischen Dämm- und Dämpfungsmaterialien sind die zugrundeliegenden Materialparameter von immenser Bedeutung. Im Allgemeinen kann die frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung eines viskoelastischen Materials mit Hilfe eines frequenzabhängigen komplexen Elastizitätsmoduls beschrieben werden. Um diesen experimentell bestimmen zu können, wurde am Institut für Mechanik in einer Kooperation vom Lehrstuhl für Numerische Mechanik und Technische Dynamik eine Methodik entwickelt, die mit Hilfe eines vergleichsweise einfachen Versuchsaufbaus eine parallele Messung aller wichtigen Auswertegrößen ermöglicht. In diesem Beitrag werden die umfangreichen numerischen Studien vorgestellt, die im Rahmen einer iterativen Optimierung des Versuchsaufbaus durchgeführt wurden.

Schlüsselwörter: Akustische Dämm- und Dämpfungsmaterialien, frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung, FEM-Simulationen, experimentelle Charakterisierung

1. Einleitung

Im Rahmen der simulationsbasierten Auslegung von Produkten hinsichtlich der Akustik stellt die adäquate Modellierung von Dämmmaterialien eine immense Herausforderung dar. Um dieses Problem möglichst einfach lösen zu können, wurde am Institut für Mechanik in einer Kooperation vom Lehrstuhl für Numerische Mechanik und Technische Dynamik eine Methodik entwickelt, die mit Hilfe eines vergleichsweise einfachen Versuchsaufbaus eine parallele Messung von zwei frequenzabhängigen Parametern ermöglicht, die für die Beschreibung des viskoelastischen Materialverhaltens ausreichend und zudem physikalisch interpretierbar sind. In diesem Beitrag wird über ausführliche numerische Studien berichtet, die im Rahmen einer iterativen Optimierung dieses Versuchsaufbaus durchgeführt wurden. Ein Zustand zu Beginn der Evolution des Versuchsstandes ist in Bild 1 links zu sehen sowie ein exemplarisches Ergebnis des numerischen Simulationsmodells auf der rechten Seite.

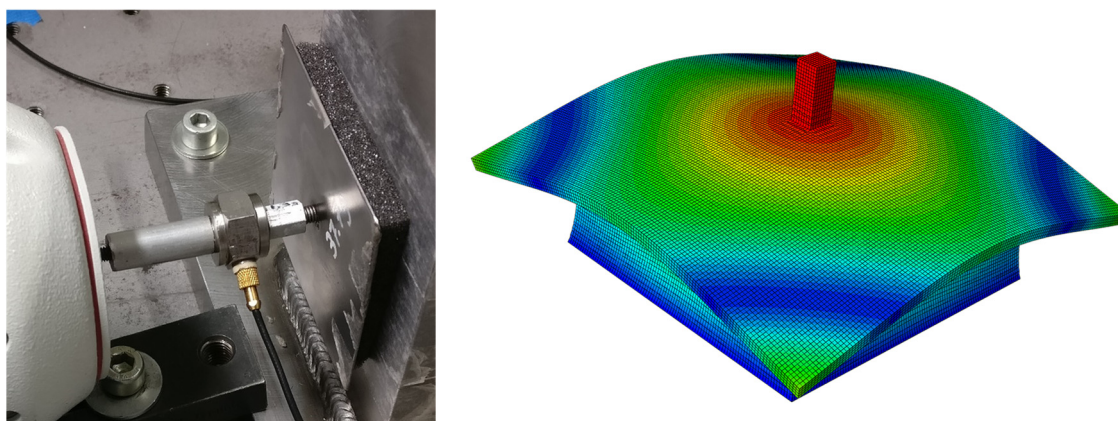


Bild 1: Realer Versuchsaufbau (links) und exemplarisches Ergebnis des Simulationsmodells (rechts)

Die Berechnungsmodelle wurden vorrangig genutzt, um die Nachgiebigkeiten im Versuchsaufbau und den generellen Aufbau zu untersuchen. Darüber hinaus wurde mit Hilfe der Simulationen die prinzipielle Funktionsfähigkeit des Messprinzips nachgewiesen. Ziel war es, die frequenzabhängige Steifigkeit und Dämpfung von akustischen Dämmmaterialien mit Hilfe des Versuchsstandes für einen möglichst großen (hohen)

Frequenzbereich bestimmen zu können. Dazu werden im Rahmen der in [1] vorgestellten und in mehreren nachfolgenden Publikationen [2, 3] weiterentwickelten Messmethode mit Ausnahme des Probekörpers alle Komponenten des Versuchsaufbaus als starr angenommen. Wie in Bild 1 (rechts) leicht zu erkennen ist, verhält sich aber beispielsweise die quadratische Stahlplatte für die exemplarische monofrequente Anregung von 300 Hz nicht wie ein Starrkörper. Folglich sind die dem Messprinzip zugrundeliegenden Annahmen in diesem Fall nicht erfüllt. Dies war die Motivation für ausführliche Studien, um ein verbessertes Design zu entwickeln, mit dem wesentlich höhere Frequenzen untersucht werden können.

Mit der auf Basis der Ergebnisse dieses Beitrages entwickelten Konfiguration des Prüfstandes sind derzeit zuverlässige Messungen der frequenzabhängigen Materialparameter bis maximal 2 kHz möglich. Dies ist im Vergleich zu herkömmlichen Methoden des Standes der Technik ein bedeutender Fortschritt. Die vielfach verwendete Resonanzmethode liefert beispielsweise lediglich Informationen für wenige diskrete Frequenzen im sehr tiefen Frequenzbereich von nur wenigen Hundert Hertz. Neben den Details der numerischen Analysen und den einzelnen Iterationsstufen des Prüfstandes wird in diesem Beitrag natürlich auch die entwickelte Messmethodik an sich kurz erläutert. Nähere Informationen zur Messmethodik, der Diskussion verschiedener Einflussparameter, dem Vergleich zu alternativen Charakterisierungsmöglichkeiten sowie der Bewertung der Charakterisierungsergebnisse mittels akustischer Simulationen und Validierungsexperimenten im Transmissionsprüfstand sind in den entsprechenden Veröffentlichungen [1-3] zu finden.

2. Versuchsaufbau und Charakterisierungsmethodik

Der ursprüngliche Versuchsaufbau ist in Bild 2 (links) zu sehen. Die Charakterisierungsmethodik basiert auf einer simplen analytischen Betrachtung, die alle Komponenten des Prüfstandes, mit Ausnahme der Materialprobe, als starr annimmt. Demzufolge ergibt sich als analytisches Modell des Gesamtsystems ein einfaches Feder-Masse-Dämpfer-System mit nur einem Freiheitsgrad x_f . Allerdings ist sowohl die Dämpfung $d(f)$ als auch die Steifigkeit $c(f)$ von der Frequenz f abhängig, um der Viskoelastizität der untersuchten Materialien Rechnung zu tragen. Die zugehörige Prinzipskizze ist in Bild 2 rechts dargestellt. Die Variable m_f repräsentiert die Masse aller bewegten Komponenten (Kraftsensor, Metallplatte, Verbindung Kraftsensor-Shaker und Verbindung Kraftsensor-Metallplatte sowie einem Anteil der Materialprobe). Die vom Kraftsensor gemessene Kraft ist mit $F_1(t)$ gekennzeichnet. Das System wird über den elektrodynamischen Schwingungserreger monofrequent mit einer harmonischen Funktion angeregt. Demzufolge stellt sich nach einer kurzen Einschwingzeit eine erzwungene Schwingung ein, die ebenfalls monofrequent und harmonisch ist.

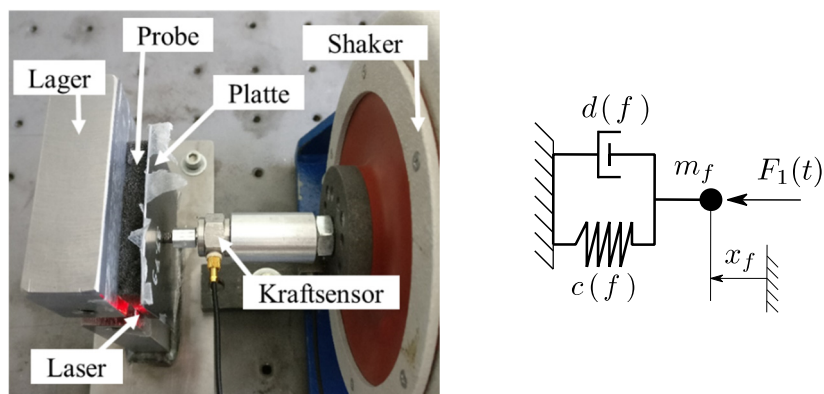


Bild 2: Versuchsaufbau (links) und zugehöriges mechanisches Ersatzmodell (rechts)

Das Bild 3 zeigt ein typisches Messergebnis im Weg-Kraft-Diagramm. Während des Versuchs werden lediglich die Zeitverläufe der Kraft und der zugehörigen Wegamplitude gemessen. Der Weg wird entweder mit Hilfe eines Laser-Doppler-Vibrometers (bietet auch Weg als Output an) gemessen oder aus einer Beschleunigung integriert, die mittels Beschleunigungsaufnehmer gemessen wurde. Aufgrund der harmonischen Funktionen kann die zweifache Integration der Beschleunigung analytisch erfolgen, wodurch zusätzliche numerische Fehler vermieden werden. Für die in Gleichung 1 angegebene Berechnung der Federsteifigkeit $c(f)$ ist die maximale Kraft \tilde{F} und die zugehörige Wegamplitude \tilde{x}_f erforderlich.

$$c(f) = \frac{\tilde{F}}{\tilde{x}_f} \quad (1)$$

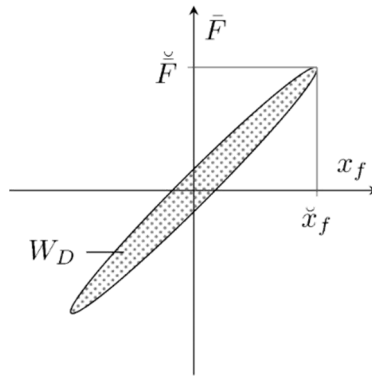


Bild 3: Weg-Kraft-Diagramm mit ausgeprägter Hysterese

Die von der Hysterese eingeschlossene Fläche W_D ist ein Maß für die Dämpfung $d(f)$, die sich nach Gleichung 2 berechnet.

$$d(f) = \frac{W_D}{2 \pi^2 f \cdot \bar{x}_f^2} \quad (2)$$

Mit Hilfe der frequenzabhängigen Steifigkeit $c(f)$ und Dämpfung $d(f)$ kann der Real- und Imaginärteil des komplexen Elastizitätsmoduls $\tilde{E}(f)$ bestimmt werden. Dazu sind lediglich geometrische Größen der Materialprobe, wie die Höhe h und Querschnittsfläche A , erforderlich. Der Realteil $E'(f)$ ergibt sich aus

$$E'(f) = c(f) \frac{h}{A} \quad (3)$$

und der Imaginärteil $E''(f)$ berechnet sich gemäß Gleichung 4.

$$E''(f) = 2\pi f \cdot d(f) \frac{h}{A} \quad (4)$$

Schließlich ergibt sich der komplexe frequenzabhängige Elastizitätsmodul $\tilde{E}(f)$ nach Gleichung 5. Dabei gibt i die imaginäre Einheit an.

$$\tilde{E}(f) = E'(f) + i \cdot E''(f) \quad (5)$$

Die in Gleichung 1 angegebene maximale Kraft \bar{F} ist allerdings in dem Versuchsaufbau aus Bild 2 nicht die vom Kraftsensor gemessene Kraft $F_1(t)$. Von der gemessenen Kraft muss noch die Trägheitskraft abgezogen werden, da der Kraftsensor mitbewegt wird. Dies ist durchaus problematisch, da die Masse der bewegten metallischen Komponenten vergleichsweise groß und die Rückstellkräfte und auch die Masse der Materialprobe selbst im Gegensatz dazu üblicherweise sehr klein sind (in diesem Anwendungsgebiet der akustischen Dämpfungs- und Dämmmaterialien). Darüber hinaus ist nicht klar, wie viel der Masse der Materialprobe als mitbewegt zu betrachten ist. Die Charakterisierungsergebnisse haben sich aber als sehr sensitiv gegenüber kleinsten Änderungen in der angenommenen Masse gezeigt. Daher wurde der Versuchsaufbau im weiteren Verlauf grundlegend überarbeitet. Nähere Ausführungen dazu erfolgen in Abschnitt 4. Zunächst soll es in den nachfolgenden Abschnitten um die Leichtbaubemühungen sowie die Einhaltung der Annahme gehen, dass alle Versuchskomponenten (insbesondere die großflächige Platte) starr sind.

Für die Charakterisierung einer Materialprobe in einem breiten Frequenzbereich muss die soeben beschriebene Prozedur für jede interessierende Frequenz wiederholt werden. Aus jeder Messung kann lediglich ein Steifigkeits- und Dämpfungswert für eben diese diskrete Frequenz bestimmt werden. Die Anzahl der zu untersuchenden Frequenzen, also die Frequenzschrittweite, kann dabei beliebig eingestellt werden. Die iterative Messung der gewünschten Frequenzen sowie deren Auswertung erfolgt automatisiert. Allerdings hat sich in den in [1-3] publizierten Untersuchungen gezeigt, dass keine beliebig hohen Frequenzen ausgewertet werden können. Aufgrund der mit der Frequenz immer größer werdenden Trägheitskräfte sowie der immer kleiner werdenden Schwingungsamplituden wird der Signal-Rausch-Abstand immer kleiner. Zudem ist die Leistung der Schwingungserreger begrenzt. Folglich sind die Ergebnisse ab einer bestimmten Frequenz nicht mehr sinnvoll

auswertbar. In [1-3] wurden je nach Materialprobe Frequenzen von maximal 2 kHz erreicht, bevor die Ergebnisse als nicht mehr vertrauenswürdig eingestuft wurden.

3. Simulationsmodell

In diesem Abschnitt wird das Simulationsmodell vorgestellt, das im Rahmen der numerischen Studien genutzt wird, um den Versuchsstand abzubilden. Mit Hilfe des Modells soll die prinzipielle Funktionsfähigkeit der Mess- und Auswertemethodik geprüft werden. Darüber hinaus sollen mögliche Probleme des Konzeptes identifiziert werden. Zu diesem Zweck werden beispielsweise die Nachgiebigkeiten im Versuchsaufbau untersucht, um die getroffene Annahme zu prüfen, dass sich alle Prüfstandskomponenten im Vergleich zur Materialprobe als starr verhalten. Zur Berechnung wird die Finite Elemente Methode (FEM) eingesetzt. Es werden transiente Analysen durchgeführt und eine explizite Zeitintegration mit adaptiver Zeitschrittweitensteuerung genutzt.

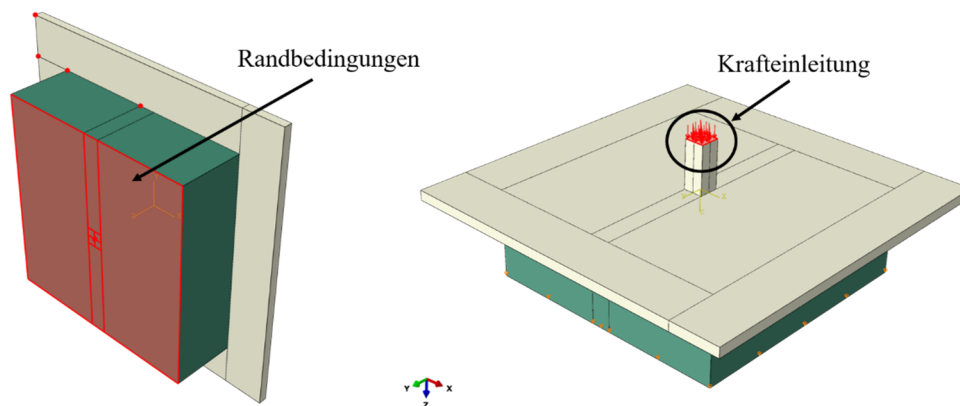


Bild 4: Definierte Randbedingungen und Lasten im Simulationsmodell

Die Lagerung wurde über Verschiebungsrandbedingungen realisiert. Die rot eingefärbte Region auf der linken Seite des Bildes 4 zeigt die Fläche, auf der die Randbedingungen definiert wurden. Auf der gesamten Fläche wurden die Verschiebungen in z-Richtung, also der Dickenrichtung der Schaumprobe, gesperrt. Zusätzlich wurden die Verschiebungen in x- und y-Richtung des Mittelpunktes dieser Fläche gesperrt, um ein statisch bestimmtes System zu erhalten. Im Experiment ist die Materialprobe ebenfalls ausschließlich in Dickenrichtung gelagert. Allerdings liegt Haften vor, wodurch Starrkörperverschiebungen in die anderen Richtungen nicht auftreten, es aber dennoch zu Verformungen in diese Richtungen kommen kann. Im Simulationsmodell wird dieses Haften nicht berücksichtigt, daher die zusätzlichen Randbedingungen. Wie in Bild 4 zu erkennen ist, wird im Modell lediglich die Materialprobe, die Platte und ein kurzes Stück der Krafteinleitung berücksichtigt. Eine Modellierung des Kraftsensors sowie der Verbindungen vom Kraftsensor zum Shaker und der Platte wäre zum einen viel aufwendiger und zum anderen wären viele unbekannte Kontakt- und Geometriebedingungen zu bewältigen. Die vereinfachte Darstellung stellt für die gesteckten Untersuchungsziele aber kein Problem dar, da die Nachgiebigkeit der Platte, insbesondere im Kontext dieses Belastungsszenarios, deutlich kritischer ist, als die der kleinen kompakten Komponenten, die nicht im Simulationsmodell berücksichtigt wurden.

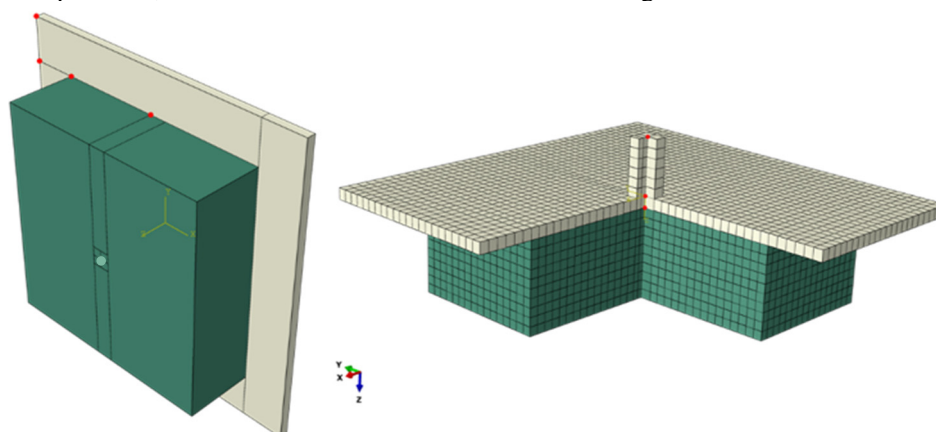


Bild 5: Auswertepunkte (rot) im Simulationsmodell und grobe Hexaederdiskretisierung (rechts)

Darüber hinaus wurde die Krafteinleitung quaderförmig modelliert. Dies ist erforderlich, um für den gesamten Versuchsaufbau eine regelmäßige Hexaederdiskretisierung realisieren zu können. Aufgrund des besseren Konvergenzverhaltens sowie der Vermeidung von verzerrten Elementen wurde diese Maßnahme ergriffen, um Hexaederelemente nutzen zu können. Auf der rechten Seite in Bild 4 ist die Krafteinleitung dargestellt. Als Anregungskraft wurde eine flächige Einheitslast verwendet, die auf der gesamten Stirnfläche des quaderförmigen Stutzens definiert wurde, um Singularitäten durch eine Einzelkrafteinleitung zu vermeiden.

Im Bild 5 ist auf der rechten Seite eine beispielhafte Diskretisierung des FE-Modells dargestellt. Zudem sind in der Schnittdarstellung drei Auswertepunkte rot hervorgehoben. Diese werden zusammen mit den vier rot markierten Punkten auf der linken Seite in Bild 5 genutzt, um die Robustheit des Auswerteprozesses zu bewerten. Im Experiment wird lediglich die Verschiebung in z-Richtung an einem diskreten Punkt, beispielsweise auf der Platte, gemessen. Verhalten sich alle Komponenten (bis auf die Materialprobe) wie ein Starrkörper ist dies kein Problem. Verformen sich allerdings auch die metallischen Komponenten, führen unterschiedliche Auswertepunkte zu unterschiedlichen Ergebnissen. Daher wurden die Simulationen genutzt, um die Verformungen der Komponenten und auch die Größe des Einflusses unterschiedlicher Auswertepunkte abzuschätzen und den Versuchsaufbau mit Hilfe der gewonnenen Erkenntnisse zu verbessern.

4. Numerische Studien

In diesem Abschnitt werden nun ausgewählte Ergebnisse der umfangreichen numerischen Studien vorgestellt. Zunächst wurde die generelle Methodik bezüglich ihrer Funktionsfähigkeit überprüft. Zu diesem Zweck wurden alle Komponenten außer der Materialprobe als starr modelliert und die Simulationsergebnisse analog zum Experiment ausgewertet. In Bild 6 ist die berechnete Verformung dargestellt, die zum Zeitpunkt der maximalen Schwingungsamplitude in Zug- und Druckrichtung vorliegt. Es ist zu erkennen, dass die Materialprobe relativ gleichmäßig verformt wird und es nur kleine lokale Abweichungen durch beispielsweise Einschnürungen am Interface zwischen Platte und Materialprobe gibt. Demzufolge scheint das Ersatzmodell als einfaches Feder-Masse-Dämpfer-System geeignet zu sein. Natürlich ergeben sich dadurch dennoch gewisse Ungenauigkeiten. Für den Test der Methodik wurde die Steifigkeit bzw. der entsprechende Elastizitätsmodul nach den im zweiten Abschnitt eingeführten Gleichungen an den Auswertepunkten aus Bild 5 bestimmt und mit dem im Simulationsmodell definierten Wert verglichen. Im Fall der starren Komponenten liefern natürlich alle Auswertepunkte identische Ergebnisse. Bei dem hier gezeigten Beispiel beträgt der Fehler zwischen dem definierten und über die Methodik bestimmten Elastizitätsmodul bei einer Anregungsfrequenz von 50 Hz unter 5%. Allerdings steigt die Abweichung zwischen Ist- und Sollwert mit zunehmender Frequenz, so dass bei 300 Hz bereits 8% Abweichung und bei 500 Hz bereits etwas mehr als 10% Fehler vorliegen. Die Einschnürungen werden durch die Verbindung der Materialprobe und der Platte am gemeinsamen Interface verursacht. Im Modell sind diese beiden Körper über gemeinsame Knoten und demzufolge gemeinsame Freiheitsgrade ideal miteinander verbunden. Demzufolge kann der Schaum an der gemeinsamen Grenzfläche nicht seitlich ausweichen, was in der Realität durchaus passieren kann. Um diesen Effekt zu untersuchen, müsste der Kontakt zwischen den Körpern unter Berücksichtigung der Reibung modelliert werden. Davon wurde aber aufgrund des erforderlichen Rechenaufwandes und der Vielzahl an Einzelsimulationen im Rahmen der umfangreichen numerischen Studien abgesehen. Für die hier im Fokus stehenden Untersuchungsziele stellt diese Modellvereinfachung kein Problem dar. Es kann festgehalten werden, dass die Charakterisierungsmethodik prinzipiell funktioniert.

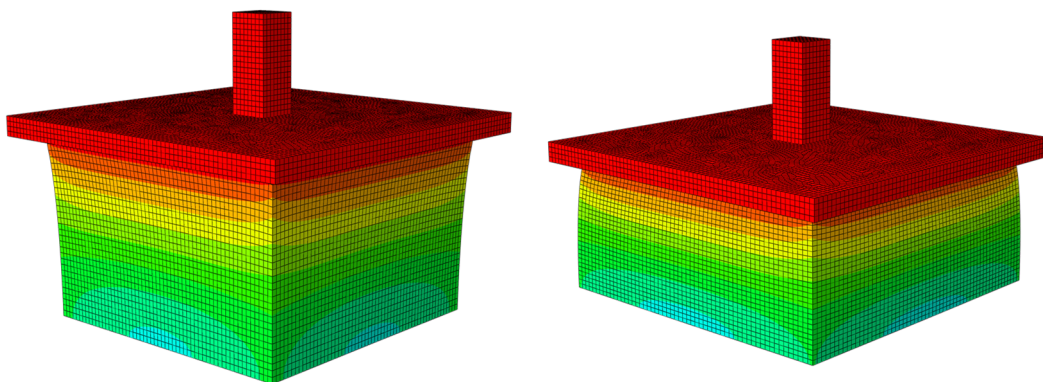


Bild 6: Berechnete Verformung zu den diskreten Zeitschritten der Umkehrpunkte der Schwingung: links im Zugbereich der Materialprobe, rechts im Druckbereich der Materialprobe. Alle Komponenten außer der Materialprobe sind in diesem Fall als Starrkörper modelliert.

Mit Hilfe dieses Simulationsmodells wurde eine Vielzahl von Berechnungen durchgeführt, um diverse Einflussparameter zu analysieren. Aus den Untersuchungen mit den als starr modellierten Komponenten können die nachfolgenden Schlussfolgerungen gezogen werden. Der Einfluss der Randbedingungen in x- und y-Richtung an der Grenzfläche zur Lagerung (siehe Bild 4 links) ist vernachlässigbar. Es gibt erwartungsgemäß keinen Einfluss der Anregungsamplitude und natürlich auch kein Einfluss des Auswertepunktes. Die durchgeführten Konvergenzanalysen haben gezeigt, dass auch der Einfluss der Diskretisierung vernachlässigbar ist, solange keine offensichtlich zu groben Vernetzungen genutzt werden. Außerdem wurde, wie bereits erwähnt, festgestellt, dass die Abweichung zwischen Ist- und Sollwert mit der Frequenz anwächst.

Das in Bild 2 gezeigte Design des Prüfstandes wurde aufgrund der gewonnenen Erkenntnisse in zweierlei Hinsicht überarbeitet. Zum einen sollte die Masse der bewegten Komponenten minimiert werden, um trotz der begrenzten Leistung des Shakers höhere Frequenzen analysieren zu können, bevor der Signal-Rausch-Abstand zu schlecht wird und zum anderen sollten die Nachgiebigkeiten im Versuchsaufbau verringert werden, um die Annahme der starren Komponenten besser zu erfüllen. Beide Ziele führten zu einer Verkleinerung der Komponenten und folglich auch der Materialprobe, wie in Bild 7 zu erkennen ist. Am Kraftsensor konnten keine Modifikationen vorgenommen werden, aber die Verbindung zur Platte konnte durch ein Gewinde in der Platte völlig eingespart werden und auch die Verbindung zum Shaker wurde massiv verkleinert. Die Platte selbst wurde von 70x70mm auf 30x35mm verkleinert und mit einer kleinen Verrippung versehen (auch als Abstützung der Gewindeaufnahme). Durch die Verwendung von Kunststoff im 3D-Druck ist die Platte sehr viel leichter, aber natürlich auch weniger steif. Das Bestreben zum leichtbauorientierten Versuchsaufbau mit zusätzlich verringerten Nachgiebigkeiten hatte das Ziel, möglichst hohe Frequenzen mit ausreichend hoher Schwingungsamplitude erreichen zu können. Wunschziel ist es, den gesamten Hörbereich des Menschen abdecken zu können. Wie bereits erwähnt, wurden bisher allerdings auch mit den verbesserten Prüfstandskonfigurationen oberhalb von 2 kHz keine belastbaren Ergebnisse erzielt. Insofern ist der aktuelle Stand noch weit vom angestrebten zweistelligen Kilohertzbereich entfernt.

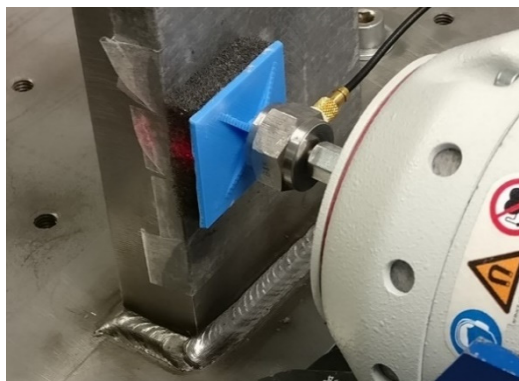


Bild 7: Leichtbauorientierter Versuchsaufbau mit verringerten Nachgiebigkeiten

Auf Basis des leichtbauorientierten Versuchsaufbaus wurden weitere numerische Studien angestellt, die alle Komponenten im Modell als elastische Körper berücksichtigen. Angesichts der Tatsache, dass nun Kunststoff für die Platte verwendet wird, ist diese aufgrund des geringeren Elastizitätsmoduls im Vergleich zu einer zuvor verwendeten Stahlplatte nachgiebiger, auch wenn die Querschnittsfläche mehr als halbiert und die Dicke verdoppelt wurde.

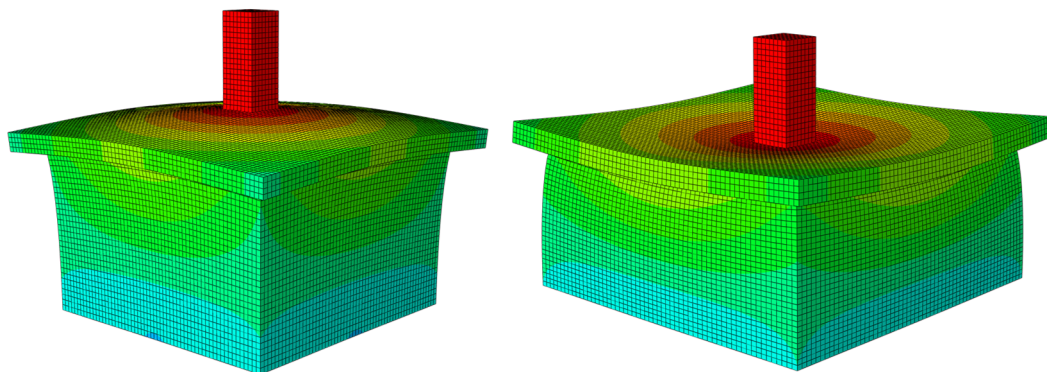


Bild 8: Berechnete Verformung zu den diskreten Zeitschritten der Umkehrpunkte der Schwingung: links im Zugbereich der Materialprobe, rechts im Druckbereich der Materialprobe. Alle Komponenten sind in diesem Fall als elastische Körper modelliert.

In Bild 8 ist die berechnete Verformung zu den Umkehrpunkten der Schwingung für das Modell dargestellt, das ausschließlich elastische Komponenten enthält. Es ist offensichtlich, dass die Platte für den hier gezeigten Fall des Kunststoffmaterials nicht als starr angenommen werden kann. Für die Krafteinleitung ist die Annahme hingegen akzeptabel. Durch die Verformung der Platte ist das Ergebnis selbstverständlich sehr sensitiv gegenüber dem ausgewählten Auswertungspunkt. Die numerischen Studien haben gezeigt, dass die Nachgiebigkeiten des im Bild 7 abgebildeten Versuchsaufbaus nicht akzeptabel sind. Durch Parameterstudien wurde festgestellt, dass die Ergebnisse stark verbessert werden können, wenn entweder ein wesentlich höherer Elastizitätsmodul oder eine wesentlich größere Dicke der Platte verwendet wird, um deren Biegesteifigkeit maßgeblich zu erhöhen. Ein höherer Elastizitätsmodul, wie beispielsweise von Stahl, geht zwangsläufig mit einer stark erhöhten Dichte einher und steht dem Leichtbauziel entgegen. Das Bild 9 zeigt das Ergebnis für den Fall einer Kunststoffplatte mit identischem Elastizitätsmodul wie in Bild 8. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich diese Konfiguration wieder nahezu wie ein Starrkörper also wie das Modell in Bild 6 verhält. Durch die Verwendung des Kunststoffes kann trotz der erhöhten Dicke Masse gegenüber den metallischen Alternativen eingespart werden.

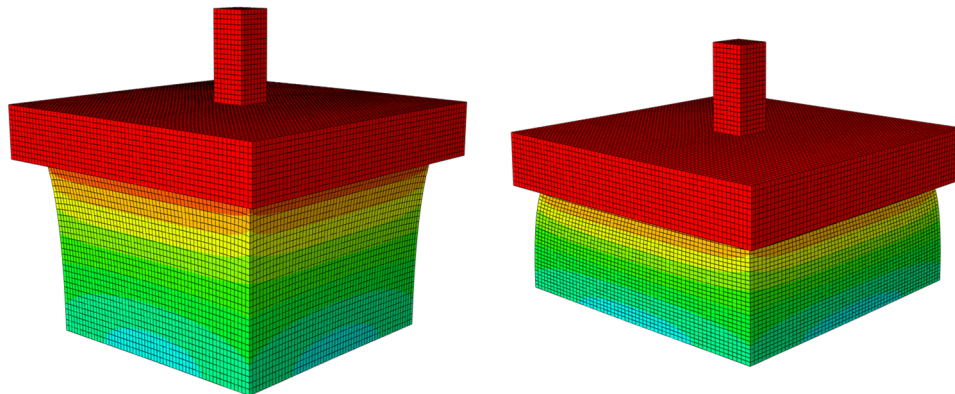


Bild 9: Berechnete Verformung zu den diskreten Zeitschritten der Umkehrpunkte der Schwingung: links im Zugbereich der Materialprobe, rechts im Druckbereich der Materialprobe. Alle Komponenten sind in diesem Fall als elastische Körper modelliert.

Im Rahmen der Analysen der Modelle, bei denen alle Komponenten als elastische Körper modelliert wurden, wurden noch weitere Einflussfaktoren untersucht. Die wesentlichen Erkenntnisse werden hier kurz zusammengefasst. Die Komponente Platte sollte so steif wie möglich sein, demzufolge wirken sich eine möglichst kleine Querschnittsfläche, ein möglichst hoher Elastizitätsmodul und eine hohe Plattendicke positiv aus. Die Probleme nehmen erwartungsgemäß zu, wenn die Steifigkeit der Materialprobe selbst größer ist. Die Vernetzungseinheit sowie unterschiedliche Elementtypen haben nahezu keinen Einfluss, solange keine offensichtlich zu groben Diskretisierungen verwendet werden. Auch die Berücksichtigung von mehr Schwingspielen im Rahmen der transienten numerischen Analyse hat keinen nennenswerten Einfluss. Als Standard wurden zehn Schwingspiele verwendet. Demzufolge ergeben sich in Abhängigkeit von der Frequenz unterschiedliche Gesamtzeiten (jeweils zehnfache Periodendauer). Die üblicherweise auftretenden Anfangsstörungen waren meist nach wenigen Schwingspielen abgeklungen und somit der eingeschwingene Zustand erreicht. Die Variation der maximalen Zeitschrittweite hat ebenfalls keinen zu berücksichtigenden Einfluss. Eine Änderung der Anregungsamplitude hat, wie erwartet, keinen Einfluss. Bezüglich der Randbedingungen ist festzuhalten, dass es keinen Einfluss zu haben scheint, ob der Mittelpunkt der Grenzfläche zur Lagerung zusätzlich in x- und y-Richtung gesperrt wird oder nicht, aber eine Fesselung der gesamten Fläche in alle drei Richtungen führt zu unterschiedlichen Ergebnissen, entspricht allerdings auch nicht der Situation im realen Versuchsaufbau. Im Fall der elastischen Komponenten haben die unterschiedlichen Auswertepunkte natürlich einen Einfluss, um diesen zu minimieren, muss die Platte so steif wie möglich sein. Außerdem hat sich gezeigt, dass eine größere Probenhöhe vorteilhaft ist, um die Unterschiede zwischen den Auswertepunkten zu verringern. Allerdings erscheint dies nicht als lohnenswerte Alternative, da die Probe der Belastung einfacher seitlich ausweichen kann und demzufolge die Handhabung im Experiment deutlich erschwert wird. Seitliche Effekte, wie beispielsweise ein Ausknicken, sind im Rahmen der eindimensionalen Federapproximation der Charakterisierungsmethodik natürlich nicht erfasst und folglich zwingend zu vermeiden. Zudem sinken die Wellenausbreitungsfrequenzen bei einer vergrößerten Probenhöhe. Im Rahmen der numerischen Studien wurde im Modell keine Dämpfung definiert. Demzufolge treten bei den numerischen Ergebnissen keine Hysteresen im Weg-Kraft-Diagramm auf. Diesbezüglich wurde eine interessante Beobachtung gemacht: tritt trotz nicht modellierter Dämpfung im numerischen Ergebnis eine Hysterese auf, ist dies ein Indiz für eine zu grobe Diskretisierung oder sonstige numerische Probleme.

Parallel zum Versuch die Prüfstandskomponenten so zu gestalten, dass sie sich annähernd wie Starrkörper verhalten, wurde eine alternative Lösungsstrategie untersucht. Die Gesamtverformung zeigt im Fall des Simulationsmodells, das ausschließlich elastische Komponenten enthält, stets eine kreisförmige Zone der Materialprobe die viel stärker verformt wird als der Rest der Probe. Dies ist in Bild 10 gut zu erkennen. Bild 10 zeigt die berechnete Verformung zu einem diskreten Zeitpunkt einmal mit und einmal ohne eingeblendete Platte und Krafteinleitung. Die Idee der alternativen Lösungsstrategie ist es, eine Art Kreiskorrektur vorzunehmen. Dazu wird im Rahmen der analytischen Betrachtung angenommen, dass die Feder nicht aus dem gesamten Quader der Materialprobe, sondern lediglich aus einem mittig positionierten Zylinder besteht. Als Fläche in Gleichung 3 wird also kein Quadrat, sondern ein Kreis verwendet. Im ersten Versuch wurde als Radius die halbe Länge einer Seite des Quadrates gewählt. Dies führte zu besseren, aber nicht zufriedenstellenden Ergebnissen. Durch iteratives Vorgehen wurde ein Radius von etwas weniger als ein Viertel der Seitenkante des Quadrates ermittelt. Dadurch konnten für das hier untersuchte Beispiel für alle Frequenzen zwischen 50 und 500 Hz Abweichungen von lediglich 2-4% zwischen Ist- und Sollwert erreicht werden. Als Auswertepunkt muss jedoch ein Punkt in der Mitte der Platte bzw. an der Krafteinleitung verwendet werden. Daher wurde diese Lösungsstrategie für den praktischen Einsatz im Experiment aus Gründen der Zugänglichkeit verworfen. Zudem ist eine Bestimmung des Radius für die Kreiskorrektur im Experiment nicht möglich und eine Übertragbarkeit des hier ermittelten Radius fraglich.

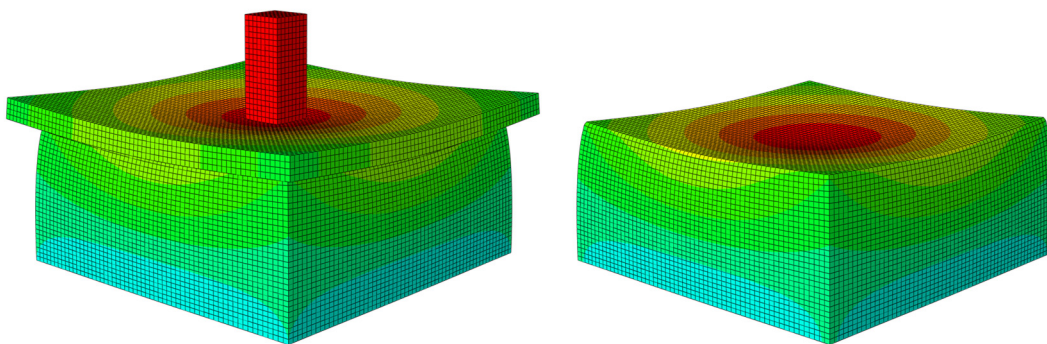


Bild 10: Verformung des elastischen Modells, links: alle Komponenten, rechts: nur die Materialprobe

Allerdings wurden aufgrund dieser Beobachtungen für den in [2, 3] im Detail vorgestellten finalen Versuchsaufbau, der in Bild 11 zu finden ist, eine kreisförmige Probe verwendet. In Bild 11 ist klar zu erkennen, dass der Fokus dieses Versuchszustandes eindeutig auf der Minimierung der Nachgiebigkeiten lag. Dies liegt nicht zuletzt daran, dass in den vorangegangenen Iterationsstufen festgestellt wurde, dass eine Masseersparnis den sinnvoll auswertbaren Frequenzbereich nicht nennenswert erhöht.

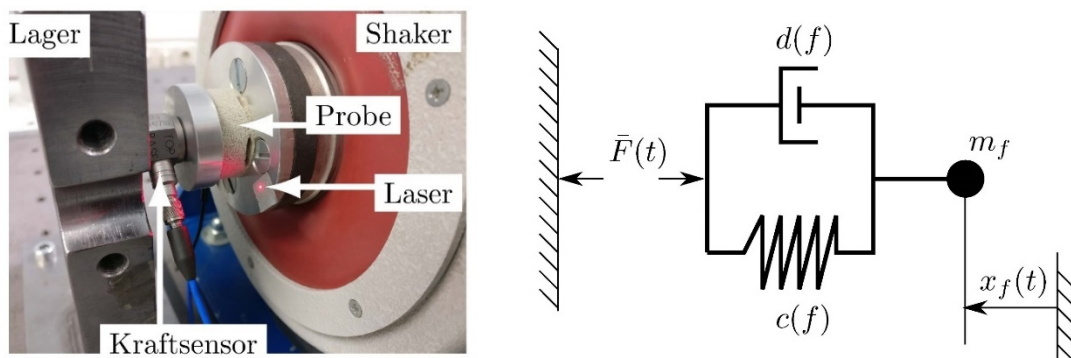


Bild 11: Finaler Versuchsaufbau (links) und zugehöriges Ersatzschaltbild (rechts)

Auf den Shaker wurde eine maßgefertigte Metallplatte von mehreren Millimetern Stärke geschraubt, die direkt die Verschiebungsamplitude auf die Materialprobe aufprägt und im Vergleich zu den sehr nachgiebigen Proben als Einheit mit dem Shakerstutzen als Starrkörper betrachtet werden kann. Auf der Seite des massiven Lagers befindet sich nun zum einen der Kraftsensor und zum anderen eine kreisförmige Probenaufnahme aus Aluminium, die eine Wandstärke von mindestens 2 mm besitzt. Aufgrund der Tatsache, dass diese Komponente nur das Gegenlager darstellt und im Mittelbereich großflächig durch den Kraftsensor abgestützt wird, ist davon auszugehen, dass neben der Materialprobe keine nennenswerten Nachgiebigkeiten in diesem finalen Versuchsaufbau zu finden sind. Die

Positionierung des Kraftsensors auf der unbewegten Seite des Prüfstandes hat darüber hinaus den Vorteil, dass die in Abschnitt zwei angesprochene Korrektur der gemessenen Kraft durch Subtraktion der Trägheitskraft (wofür eine hochgenaue Massenbestimmung erforderlich ist, die problematisch ist) nicht länger erforderlich ist. Wie das Ersatzschaltbild rechts in Bild 11 zeigt, entspricht die gemessene Kraft in diesem Aufbau genau der gesuchten Rückstellkraft der Materialprobe.

5. Numerische Phänomene im Rahmen der Studien

Während der umfangreichen numerischen Studien ist in einigen Fällen das sogenannte Hourglassing aufgetreten. Dabei handelt es sich um das Auftreten von Null-Energie-Moden. Das sind regelmäßige Verformungsmuster, die keinerlei Dehnung oder Spannung verursachen und an die Form von Sanduhren bzw. Stundengläsern erinnern, daher die Bezeichnung Hourglassing. Ein solches Verformungsmuster ist in Bild 12 gezeigt. Diese Null-Energie-Moden sind unphysikalisch und können die numerische Lösungsqualität negativ beeinflussen. Die Ursache ist die Verwendung von Elementen mit reduzierter Integration [4], also beim Beispiel eines linearen Hexaederelementes, wie sie im Rahmen dieser Studien verwendet wurden, die Nutzung von lediglich einem anstatt der üblichen acht Integrationspunkte im Rahmen der Gauß-Integration. Dadurch kann das Element nicht feststellen, ob es verzerrt ist oder nicht und dies kann zur Ausbildung dieser regelmäßigen Verformungsmuster führen, die keine Dehnung oder Spannung verursachen, d. h. am Integrationspunkt ist in diesem Fall die Dehnung und somit auch die resultierende Energie Null. Die reduzierte Integration wird aus Effizienzgründen in transienten Analysen mit expliziter Zeitintegration standardmäßig verwendet, da diese Art von Analysen aufgrund von üblicherweise sehr kleinen erforderlichen Zeitschrittweiten meist sehr zeitaufwendig ist. Darüber hinaus neigen unterintegrierte Elemente weniger zu künstlichen Versteifungseffekten (das sogenannte „shear locking“) und sind unanfälliger gegenüber Elementverzerrungen.

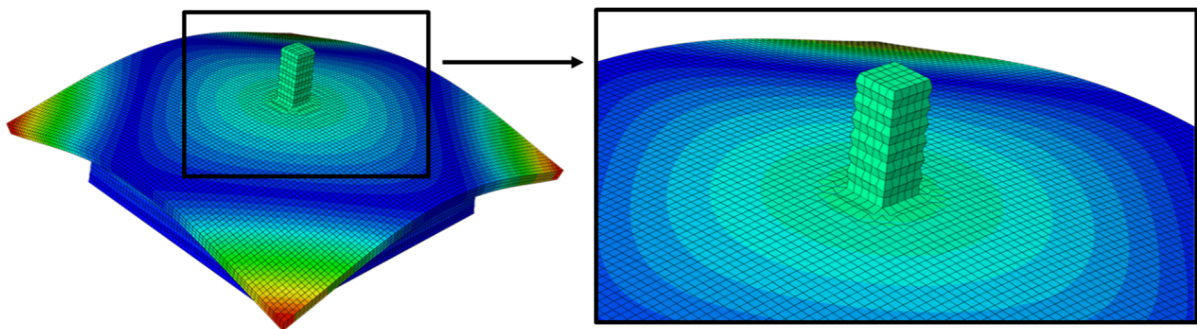


Bild 12: Simulationsergebnis mit auftretendem Hourglassing-Phänomen

Um dem Auftreten von Null-Energie-Moden entgegenzuwirken, gibt es verschiedene Möglichkeiten. Eine Möglichkeit ist eine Netzverfeinerung. Im Rahmen der vorliegenden Studien hat diese Maßnahme das Phänomen allerdings nur abgeschwächt, nicht behoben. Eine weitere Möglichkeit ist die Einführung von künstlicher Viskosität bzw. Dämpfung und ähnlicher Methoden zur Stabilisierung des numerischen Problems. Diese Maßnahmen sind jedoch nicht physikalisch motiviert und werden aus diesem Grund hier nicht weiterverfolgt. Eine einfache Möglichkeit ist die Nutzung von vollintegrierten Elementen, die alle Integrationspunkte nutzen, wodurch das Phänomen erst gar nicht auftritt. Nachteil dieser Variante ist der erhebliche Mehraufwand sowie die möglichen „locking“-Probleme. Im Bild 13 ist der Einfluss von weiteren Elementtypen gezeigt. Bei diesen Elementen wird der Ansatzraum durch sogenannte inkompatible Moden erweitert. Die hier vorgestellten Studien wurden mit der kommerziellen Software ABAQUS durchgeführt und diese Software stellt diesen Elementtyp als Alternative zur Verfügung. In Bild 13 ist deutlich zu erkennen, dass dieser Elementtyp deutlich robuster gegenüber Hourglassing ist. Bei weiteren Detailanalysen und der Untersuchung verschiedener Diskretisierungen ist jedoch klageworden, dass die inkompatiblen Moden das Phänomen lediglich abschwächen und nicht beheben, wie in Bild 14 ersichtlich wird. Trotz einer gegensätzlichen Bezeichnung werden in ABAQUS auch die Elemente selektiv unterintegriert, die nicht als unterintegriert gekennzeichnet sind. Beispielsweise sollen die Elemente mit inkompatiblen Moden nicht unterintegriert sein. Auch die Standardelemente ohne reduzierte Integration nutzen nicht alle Integrationspunkte, sondern eine selektive Unterintegration und können dementsprechend Hourglassing-Phänomene zeigen. Eine vollintegrierte Alternative steht in dieser Software nicht zur Verfügung. Schließlich wurden Tetraederelemente genutzt, um das Modell zu diskretisieren. Diese neigen im Gegensatz zu Hexaederelementen nicht zu Hourglassing-Phänomenen. Auch in diesem Fall wurden lineare Ansatzfunktionen verwendet, da die verwendete Software leider keine höherwertigen Ansatzfunktionen für transiente Analysen zur

Verfügung stellt. Im Rahmen von am Institut entwickelten FE-Implementierungen ist die Berechnung transienter Probleme mit Hilfe höherwertiger Elemente zwar möglich, aber dies stand nicht im Fokus dieser Studien. Die Eignung der für die Auswertung verwendeten Diskretisierungen trotz Anwendung der linearen Elemente wurde durch eine Konvergenzanalyse abgesichert. Einige der untersuchten Diskretisierungen sowie einige qualitative Ergebnisse sind in Bild 15 dargestellt.

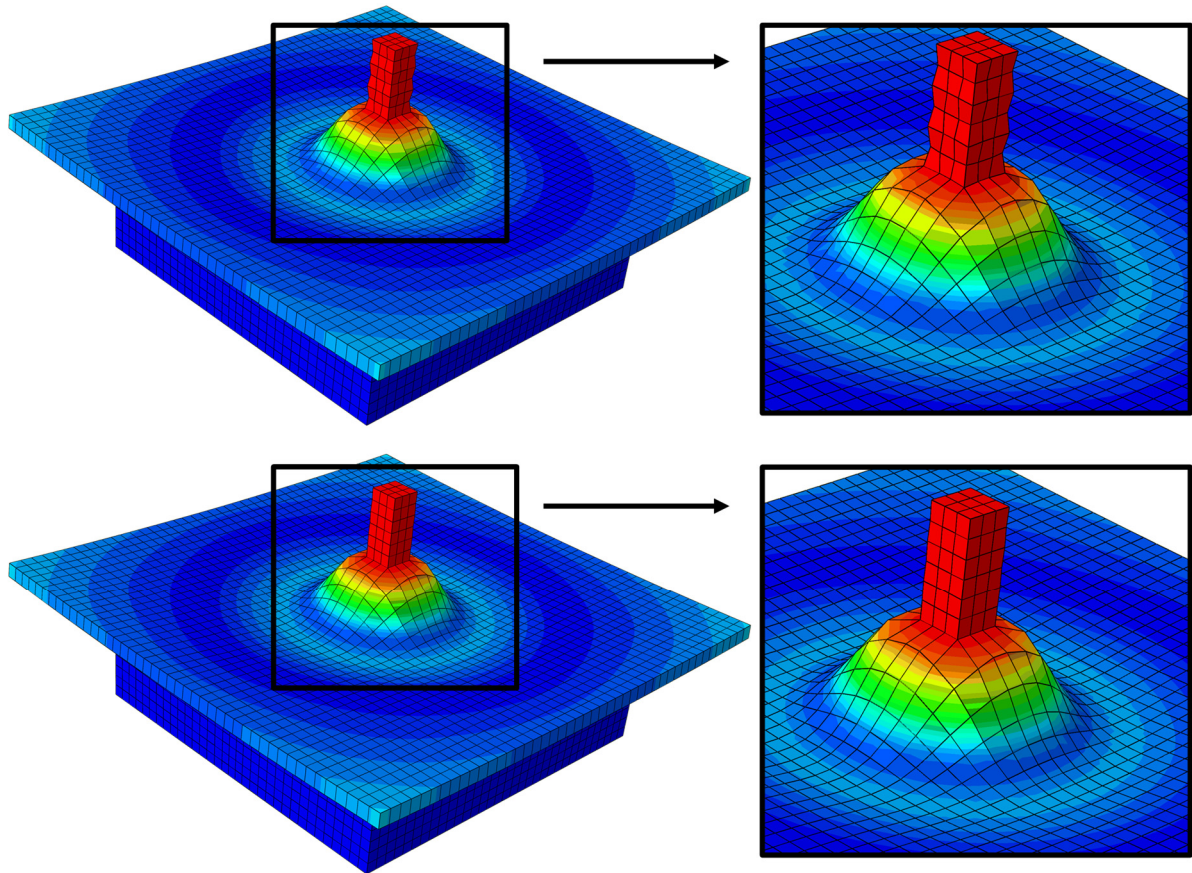


Bild 13: Simulationsmodell mit auftretendem Hourglassing-Phänomen bei Verwendung verschiedener Elementtypen, oben: lineare Hexaederelemente mit reduzierter Integration, unten: lineare Hexaederelemente mit inkompatiblen Moden

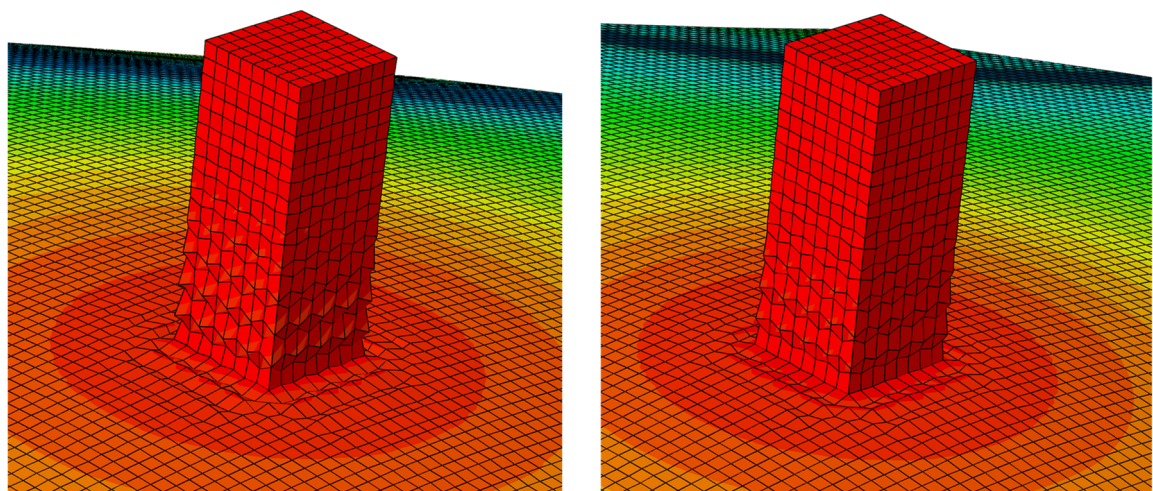


Bild 14: Simulationsmodell mit auftretendem Hourglassing-Phänomen bei Verwendung verschiedener Elementtypen, links: lineare Hexaederelemente mit reduzierter Integration, rechts: lineare Hexaederelemente mit inkompatiblen Moden

Abschließend wurde noch eine kleine Studie zur Parallelisierbarkeit der Analysen bzw. zum Mehrwert der gleichzeitigen Nutzung von mehreren Prozessoren durchgeführt. Dabei wurde ein Desktop-PC mit 8 physischen Prozessoren verwendet, der über Hyperthreading bis zu 16 Prozessoren, also 8 zusätzliche virtuelle Prozessoren, zur Verfügung stellen kann. Es wurde immer das gleiche Modellproblem gerechnet und ansonsten nicht an diesem PC gearbeitet, so dass keine variable Nebenbelastung gegeben und die verbrauchte Rechenzeit vergleichbar ist. Die Ergebnisse sind in Bild 16 zusammengefasst.

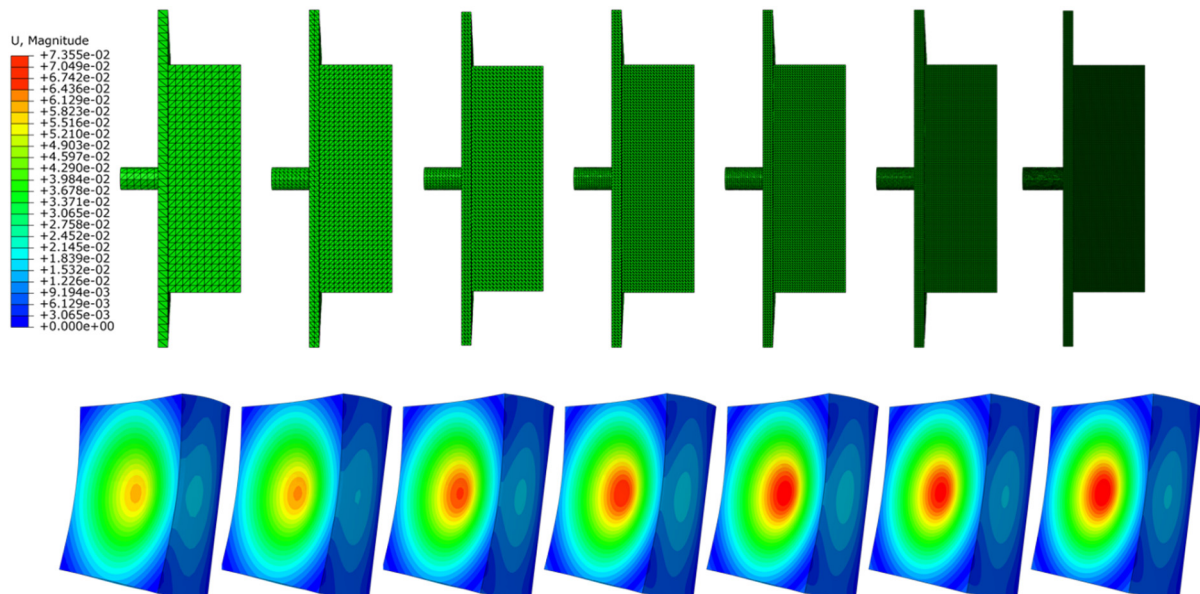


Bild 15: Konvergenzstudie – Vergleich von verschiedenen Tetraeder-Diskretisierungen

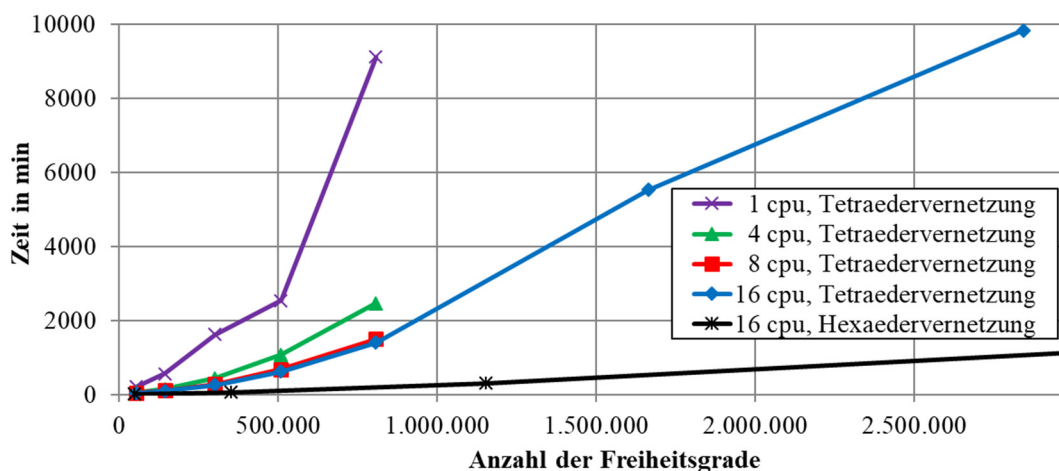


Bild 16: Analyse des Mehrwerts von parallel genutzten Prozessoren

Für die Analysen wurden sowohl Tetraeder- als auch Hexaeder-Diskretisierungen verwendet. Zudem wurden viele verschieden feine Vernetzungen untersucht. In Bild 16 ist die insgesamt benötigte Echtzeit über der Anzahl der Freiheitsgrade angetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die parallele Nutzung physischer Prozessoren eine extreme Rechenzeitersparnis bewirkt. Die Nutzung zusätzlicher virtueller Prozessoren (Vergleich blaue und rote Kurve) bewirkt hingegen kaum eine zusätzliche Verbesserung. Dies liegt vermutlich nicht zuletzt am zusätzlichen Kommunikationsaufwand zwischen den Prozessoren, die alle Teile des gleichen Gesamtproblems bearbeiten. Außerdem wird in Bild 16 deutlich, dass Hexaedervernetzungen in diesem Beispiel eine extreme Ersparnis der erforderlichen Echtzeit ermöglichen. Dies liegt wahrscheinlich an den verzerrten und unregelmäßigeren Tetraederdiskretisierungen, die dadurch wesentlich kleinere Zeitschrittweiten erfordern. Anhand der hier aufgetragenen Rechenzeiten wird klar, dass die Simulationen ausschließlich für diskrete Frequenzen durchgeführt werden können. Das stellt für die gesteckten Untersuchungsziele bezüglich der prinzipiellen Funktionsfähigkeit der entwickelten Messmethodik sowie der Untersuchung des auf virtuellem Wege mit Hilfe von

Simulationsmodellen iterativ weiterentwickelten Versuchsaufbaus kein Problem dar. Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, konnten die numerischen Analysen bzw. die daraus gewonnenen Erkenntnisse gewinnbringend eingesetzt werden, um den Prüfstand zu optimieren und die Zuverlässigkeit der experimentell ermittelten Charakterisierungsergebnisse zu verbessern.

6. Zusammenfassung

In diesem Beitrag wurden die Ergebnisse von umfangreichen numerischen Studien zur Untersuchung eines Versuchsaufbaus zur frequenzabhängigen Materialcharakterisierung vorgestellt. Die zugrundeliegende Messmethodik und der Prüfstand wurden am Institut für Mechanik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg in einer Kooperation des Lehrstuhls für Numerische Mechanik und des Lehrstuhls für Technische Dynamik entwickelt und hier nur kurz erläutert. Nähere Details zu den experimentellen Ergebnissen, den Versuchsaufbauten, alternativen Charakterisierungsmöglichkeiten sowie ein bewertender Vergleich aller Ergebnisse und Einflussfaktoren sind in den zugehörigen Veröffentlichungen zu finden [2, 3]. Im Rahmen des vorliegenden Beitrages wurde die prinzipielle Funktionsfähigkeit der Methodik mit Hilfe von numerischen Simulationen nachgewiesen. Darüber hinaus wurden Nachgiebigkeiten im Versuchsaufbau sowie mögliche Probleme in der Auswerteprozedur identifiziert und der Prüfstand dahingehend auf Basis der numerischen Ergebnisse optimiert. Außerdem wurden diverse numerische Fragestellungen und Phänomene, die im Rahmen der Studien aufgetreten sind, diskutiert und entsprechende Schlussfolgerungen hinsichtlich der erforderlichen Modellierung gezogen.

Danksagung

Der Autor bedankt sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des Verbundprojektes „Kompetenzzentrum eMobility (KeM)“, das aus Mitteln des europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und des Landes Sachsen-Anhalts gefördert wird. Darüber hinaus möchte sich der Autor bei seinen Projektpartnern des Lehrstuhls für Technische Dynamik des Institutes für Mechanik der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, insbesondere Herrn Lars Spannan und Herrn Dr. Christian Daniel, für die sehr gute Zusammenarbeit bedanken.

Literaturverzeichnis

- [1] F. Duvigneau, L. Spannan, M. Gavila Lloret, E. Woschke, U. Gabbert, „Characterization of the frequency dependent properties of damping materials“, *PAMM - Proceedings in Applied Mathematics and Mechanics, Volume 18, Issue 1, 2018, pp. 1-2. <https://doi.org/10.1002/pamm.201800018>*
- [2] F. Duvigneau, L. Spannan, E. Woschke, D. Juhre, „Bestimmung frequenzabhängiger Materialparameter von akustischen Dämmmaterialien“, *45. Jahrestagung für Akustik - DAGA*, Rostock, 2019, ISBN 978-3-939296-14-0
- [3] L. Spannan, F. Duvigneau, M. Gavila-Lloret, C. Daniel, D. Juhre, E. Woschke, “On the characterization of damping materials for acoustic simulations”, *under review*
- [4] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, “The Finite Element Method: Volume 1 The Basis”, Butterworth Heinemann, 2000

Finite Zellen Methode: Effizienzsteigerung der numerischen Integration

M.Sc. Márton Petó¹⁾, Dr.-Ing. Sascha Duczek²⁾, Dr.-Ing. Fabian Duvigneau¹⁾

1) Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, marton.petoe@ovgu.de, +49 159 01777862

2) School of Civil and Environmental Engineering, University of New South Wales, Sydney, Australia, s.duczek@unsw.edu.au

Kurzfassung

Der Grundgedanke von fiktiven Gebietsmethoden, wie der Finiten Zellen Methode (FCM), liegt in der Einbettung des physikalischen Gebietes in ein erweitertes Gebiet einfacher Form, sodass eine effiziente Diskretisierung mittels kartesischer Gitter erfolgen kann. Dadurch wird nicht nur der Diskretisierungsprozess selbst, im Vergleich zur herkömmlichen Finite Elemente Methode (FEM), stark vereinfacht, sondern es entstehen auch finite Zellen mit einer konstanten Determinante der Jacobi-Matrix. Der Ansatzraum der Elemente wird dadurch nicht verändert und mit der Gauß-Quadratur kann ein einfaches Verfahren für die numerische Integration genutzt werden. Aufgrund des im Allgemeinen nichtgeometrie-konformen Netzes ist eine der wesentlichen Herausforderungen in der Implementierung der Randbedingungen zu sehen und eine weitere in der Berechnung der Zellmatrizen, da in den vom Rand des physikalischen Gebietes geschnittenen Zellen eine Integration diskontinuierlicher Funktionen erforderlich wird. In diesem Beitrag wird das neu entwickelte komprimierte adaptive Integrationsschema (C-AIS) für zweidimensionale Modelle vorgestellt, welches eine signifikante Reduktion des Rechenaufwandes gegenüber dem adaptiven Integrationsschema (AIS) erreicht. Das konventionelle AIS basiert auf einer Quadtree-Zerlegung (QTD), welche auch die Basis für das C-AIS bildet. Die Reduktion des Berechnungsaufwandes wird dadurch erzielt, dass die durch die QTD entstandenen Subzellen nach bestimmten Regeln zusammengefasst werden. Dieser Vorgang findet immer im Referenzsystem der geschnittenen Zelle statt und führt zu einer Reduktion der Anzahl von Subzellen, was wiederum in einer geringeren Anzahl von Integrationspunkten (IPs) resultiert. Die Berechnung der Funktionswerte an jedem einzelnen IP ist mit Operationen verbunden, die bei mehrmaliger Ausführung sehr zeitaufwendig sind, und folglich kann durch die Reduzierung der IP-Anzahl die Rechenzeit erheblich verringert werden. Das konventionelle AIS kann problemlos um den zusätzlichen Kompressionsschritt erweitert werden, ohne dass größere Änderungen am bereits vorhandenen Code erforderlich sind. Da der zusätzliche Zeitbedarf des Kompressionsschrittes gegenüber der QTD vernachlässigbar ist, kann durch das C-AIS ein signifikanter Teil des numerischen Aufwands eingespart werden. Das C-AIS ist mit anderen bereits veröffentlichten Methoden, die ebenfalls eine Effizienzsteigerung der numerischen Integration anstreben, kompatibel. Durch eine geschickte Kombination dieser Verfahren kann dementsprechend eine weitere Reduktion der Rechenzeit erreicht werden.

Schlüsselwörter: Fiktive Gebietsmethoden, Finite Zellen Methode, numerische Integration, diskontinuierliche Integrale

1. Grundlagen

1.1 Schwache Formulierung elastostatischer Probleme

Gegeben sei ein physikalisches Gebiet Ω mit seinem Rand $\delta\Omega$. Es sind Volumenkräfte \mathbf{b} im Gebiet und verteilte Oberflächenlasten \mathbf{t} auf dem Neumann-Rand $\Gamma_N \subset \delta\Omega$ vorhanden. In diesem Fall kann die schwache Formulierung des Problems durch das Prinzip der virtuellen Arbeit mit einem bilinearen $\mathcal{B}_e(\mathbf{u}, \delta\mathbf{u})$ und einem linearen $\mathcal{F}_e(\delta\mathbf{u})$ Funktional wie folgt ausgedrückt werden [1, 2]

$$\mathcal{B}(\mathbf{u}, \delta\mathbf{u}) = \mathcal{F}(\delta\mathbf{u}) \longrightarrow \int_{\Omega} (\mathbf{L}\delta\mathbf{u})^T \alpha \mathbf{C} \mathbf{L} \mathbf{u} \, d\Omega = \int_{\Omega} \delta\mathbf{u}^T \alpha \mathbf{b} \, d\Omega + \int_{\Gamma_N} \delta\mathbf{u}^T \hat{\mathbf{t}} \, d\Gamma. \quad (1)$$

Darin ist \mathbf{u} das Verschiebungsfeld, $\delta\mathbf{u}$ das virtuelle Verschiebungsfeld, \mathbf{C} die Elastizitätsmatrix in Voigtscher Notation und \mathbf{L} der Differentialoperator, der für die Berechnung der Verzerrungen aus den Verschiebungen erforderlich ist. Der Rand $\delta\Omega = \Gamma_N \cup \Gamma_D$ wird in die disjunkten Mengen von Neumann- Γ_N und Dirichlet-

Rändern Γ_D unterteilt ($\Gamma_N \cap \Gamma_D = \emptyset$), an denen die Randbedingungen (RBs) für das Randwertproblem definiert werden. Während die Neumann-RBs bzgl. der vorgeschriebenen Oberflächenlasten $\mathbf{t}(\mathbf{x})$ für alle $\mathbf{x} \in \Gamma_N$ schon in Gl. (1) enthalten sind, müssen die Dirichlet-RBs bzgl. der vorgeschriebenen Verschiebungen $\hat{\mathbf{u}}(\mathbf{x})$ als eine zusätzliche Gleichung $\mathbf{u}(\mathbf{x}) = \hat{\mathbf{u}}(\mathbf{x})$ für alle $\mathbf{x} \in \Gamma_D$ realisiert werden, um die vorgeschriebenen Verschiebungen zu erzwingen und Starrkörperbewegungen zu vermeiden.

1.2 Grundlagen der Finiten Zellen Methode (FCM)

In der FCM wird das physikalische Gebiet Ω in das größere erweiterte Gebiet Ω_e eingebettet, das in der Regel eine einfache Form besitzt (siehe Bild 1), wegen der eine Diskretisierung mit einem kartesischen Gitter ohne nennenswerten Aufwand durchgeführt werden kann. Die entstehenden Elemente sind rechteckig, dadurch kann die Abbildung von lokalen zu globalen Koordinaten mit konstanter Jakobimatrix \mathbf{J} erfolgen. Dies ist gegenüber der FEM von großem Vorteil bzgl. der Berechnung der Elementmatrizen, da bei der FEM die Elemente verzerrt werden können und folglich die Lösungsqualität gemindert werden kann. Bei der FCM wird der Ansatzraum im Gegensatz dazu nicht durch die Geometrieabbildung verändert. Durch die Einbettung in Ω_e entstehen die disjunkten *physikalischen* Ω_{phys} und *fiktiven* Gebiete $\Omega_{\text{fict}} = \Omega_e \setminus \Omega_{\text{phys}}$, zwischen denen mit Hilfe der Indikatorfunktion $\alpha(\mathbf{x})$ unterschieden wird. Diese Indikatorfunktion ist im physikalischen Gebiet $\alpha = 1$ und fiktiven Gebiet $\alpha = 0$. Um eine schlechte Konditionierung der Systemmatrizen zu vermeiden, wird statt $\alpha = 0$ ein Wert $\alpha \ll 1$ verwendet.

$$\alpha(\mathbf{x}) = \begin{cases} 1, 0 & \text{für alle } \mathbf{x} \in \Omega_{\text{phys}} \\ 0, 0 \text{ (in der Praxis } \alpha \ll 1) & \text{für alle } \mathbf{x} \in \Omega_{\text{fict}} \end{cases} \quad (2)$$

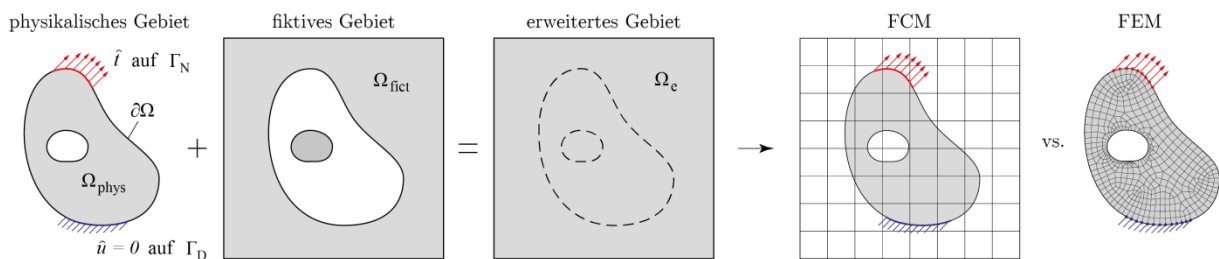


Bild 1: Konzept der FCM und ihrer Diskretisierung im Vergleich zur FEM.

Das fiktive Gebiet hat keine physikalische Bedeutung und darüber hinaus sollte es im Vergleich zum physikalischen Gebiet keine signifikante Steifigkeit besitzen, damit es keinen Einfluss auf das Systemverhalten hat. Das elastostatische Problem in Gl. (1) kann auch im erweiterten Gebiet formuliert werden, mit der Annahme, dass α im fiktiven Gebiet hinreichend klein ist.

$$\mathcal{B}_e(\mathbf{u}, \delta \mathbf{u}) = \mathcal{F}_e(\delta \mathbf{u}) \longrightarrow \int_{\Omega_e} (\mathbf{L} \delta \mathbf{u})^T \alpha \mathbf{C} \mathbf{L} \mathbf{u} \, d\Omega = \int_{\Omega_e} \delta \mathbf{u}^T \alpha \mathbf{b} \, d\Omega + \int_{\Gamma_N} \delta \mathbf{u}^T \hat{\mathbf{t}} \, d\Gamma \quad (3)$$

Im Gegensatz zur FEM sind die generierten Elemente bei der FCM nicht konform zum Gebietsrand $\delta\Omega$. Um sie von den FEs zu unterscheiden, werden sie als finite Zellen (FCs) bezeichnet. Trotz dieser Unterscheidung erfüllen die FCs die gleiche Funktion wie die FEs und werden weiterhin mit lokalen Koordinaten $\boldsymbol{\xi} = [\xi, \eta]^T$ im Referenzelement definiert. Auch das Verschiebungsfeld $\mathbf{u}(\mathbf{x})$ der einzelnen Zellen wird durch die Kombination von Ansatzfunktionen approximiert. Das globale Gleichungssystem $\mathbf{K}\mathbf{U} = \mathbf{F}$, dessen Lösung der gesuchte globale Verschiebungsvektor \mathbf{U} ist, erhält man durch die Assemblierung der zellspezifischen Steifigkeitsmatrizen $\mathbf{K}^{(c)}$ und der Lastvektoren $\mathbf{F}^{(c)}$. Für alle diese Schritte sowie die Lösung des Problems können in der FEM etablierte Verfahren angewendet werden [3, 4]. Die generierten Zellen werden folgendermaßen klassifiziert:

1. *Physikalische Zellen* befinden sich vollständig im physikalischen Gebiet und ihre Steifigkeitsmatrizen werden genauso berechnet wie es bei finiten Elementen der Fall ist. Wegen ihrer im gesamten Gitter immer gleichen Form und Größe ist es möglich, die Zellmatrizen der physikalischen Zellen vorab zu berechnen und so erheblichen Rechenaufwand einzusparen (siehe dunkelgraue Zellen in Bild 2).

2. *Fiktive Zellen* liegen vollständig im fiktiven Gebiet, haben keine physikalische Bedeutung und daher werden sie während der Berechnung nicht mitbetrachtet (siehe hellgraue Zellen in Bild 2).
3. *Geschnittene Zellen* werden vom Rand $\delta\Omega$ durchlaufen, weswegen sie sowohl physikalische als auch fiktive Gebiete beinhalten (siehe gelbe Zellen in Bild 2).

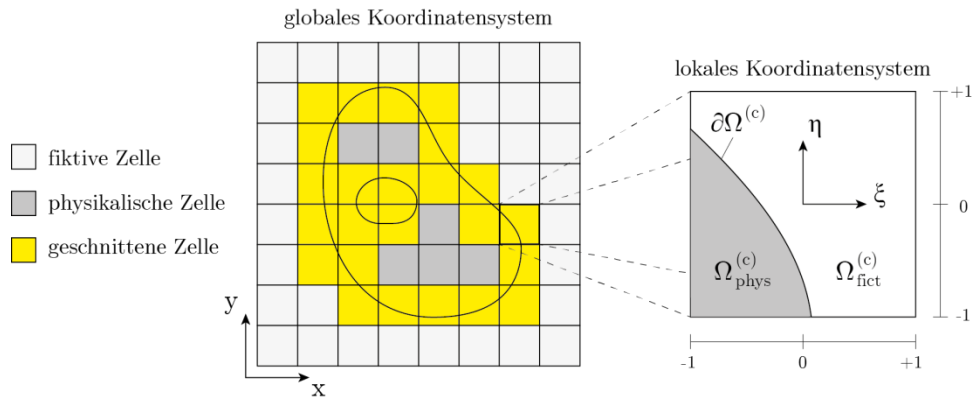


Bild 2: Geschnittene Zelle mit lokalem Koordinatensystem.

Durch Anwendung der FCM kann der bei der FEM deutlich aufwendigere Diskretisierungsprozess, sowie der von verzerrten Elementen verursachte Integrationsfehler vermieden werden. Die Herausforderungen verlagern sich bei der FCM auf die Implementierung der RBs und auf die Berechnung der Zellmatrizen, da im System auch geschnittene Zellen vorhanden sind [2, 5].

1.3 Numerische Integration der geschnittenen Zellen

Die Berechnung der Zellmatrizen der geschnittenen Zellen ist sehr aufwendig, da diskontinuierliche Integranden in der schwachen Formulierung auftauchen, wobei die starke Diskontinuität durch die Indikatorfunktion α induziert wird. Die allgemeine Form solcher diskontinuierlichen Integranden im Rahmen der FCM ist in Gl. (4) zu sehen. Dabei ist $P(\xi)$ ein Polynom, das nur innerhalb der Zelle definiert ist. Zusätzlich ist in Gl. (5) als Beispiel das Integral für die Steifigkeitsmatrix der Zelle c angegeben. Der mögliche Vorlauf eines diskontinuierlichen Integranden ist in Bild 3 dargestellt.

$$\int_{\Omega_{\text{phys}}} P(\xi) \, d\Omega = \int_{\Omega^{(c)}} \alpha(x(\xi)) P(\xi) \, d\Omega \quad (4)$$

$$K^{(c)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{B}^T \alpha \mathbf{C} \mathbf{B} \det(J^{(c)}) \, d\xi d\eta \quad (5)$$

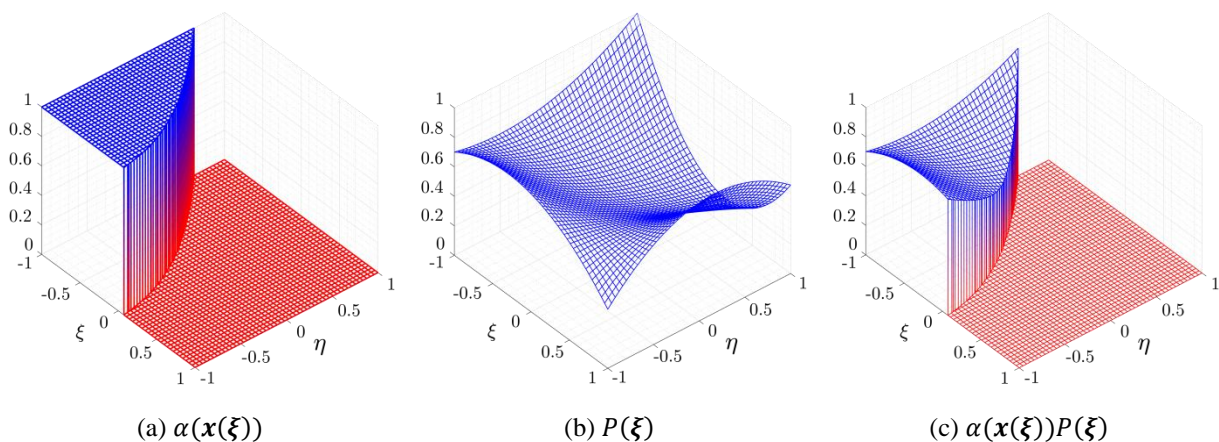


Bild 3: Diskontinuierlicher Integrand

In der Literatur sind verschiedene Methoden für die numerische Integration diskontinuierlicher Integranden zu finden, z.B. *Moment Fitting* [6, 7, 8], *Divergenzsatz* [9, 10], *Equivalent Polynomials* [11, 12] und die *voxelbasierten Integrationsschemata* [13]. Die verschiedenen Methoden unterscheiden sich dabei in ihrer Komplexität, Robustheit und Genauigkeit. Eine andere, sehr intuitive und häufig verwendete Vorgehensweise basiert auf der Einführung eines lokalen Netzes [2, 14, 15, 16, 17] in der geschnittenen Zelle, das nur für Integrationszwecke genutzt wird und somit die Anzahl der Freiheitsgrade des Systems nicht erhöht. Das auf diese Weise entstehende Integrationsnetz besteht aus n_{sc} Subzellen, jeweils mit dem lokalen Koordinatensystem $\mathbf{r} = [r, t]^T$ und der Jacobi-Matrix $\tilde{\mathbf{J}}^{(sc)}$, die der Abbildung von \mathbf{r} zu ξ dient. Die Steifigkeitsmatrix der Zelle c ergibt sich dann aus

$$\mathbf{K}^{(c)} = \sum_{sc=1}^{n_{sc}} \mathbf{K}^{(sc)}, \quad \text{mit} \quad \mathbf{K}^{(sc)} = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 \mathbf{B}^T(\xi(\mathbf{r})) \alpha(\mathbf{x}(\xi(\mathbf{r}))) \mathbf{C} \mathbf{B}(\xi(\mathbf{r})) \det(\mathbf{J}^{(c)}) \det(\tilde{\mathbf{J}}^{(sc)}) \, dr ds. \quad (6)$$

Das lokale Integrationsnetz kann nach verschiedenen Überlegungen erzeugt werden. Häufig wird das traditionelle Adaptive Integration Scheme (AIS) [14] verwendet, welches das lokale Integrationsnetz für zweidimensionale Problemstellungen durch eine Quadtree-Zerlegung (QTD) erzeugt, die auf einer rekursiven Unterteilung der geschnittenen Subzellen in vier gleich große Quadranten basiert. Die QTD generiert ein nicht-uniformes Integrationsnetz, das aus quadratischen Subzellen besteht, deren Größe in der Nähe des Randes abnimmt und deren Dichte dort folglich zunimmt (siehe Bild 4) [18, 19]. Über die einzelnen Subzellen wird mit Hilfe einer Gauß-Quadratur integriert (siehe Bild 5). Die Auflösung des Integrationsnetzes und somit auch der resultierende Integrationsfehler wird durch die Anzahl der Unterteilungsstufen k bestimmt. Ähnlich zur Klassifizierung der Zellen, entstehen nach der QTD physikalische (dunkelgrau), fiktive (hellgrau) und geschnittene (gelb) Subzellen. Während über die ersten zwei Typen ohne weiteres numerisch integriert werden kann, ist die Verwendung einer Gauß-Quadratur bei den geschnittenen Zellen mit einem gewissen Fehler verbunden, der allerdings reduziert werden kann, wenn die geschnittenen Subzellen hinreichend klein sind [20]. Die äquivalente dreidimensionale Variante der QTD heißt Octree-Zerlegung (OTD), bei der jedes Mal, wenn eine Subzelle geschnitten wird, acht würfelförmige neue Subzellen erzeugt werden [14, 18].

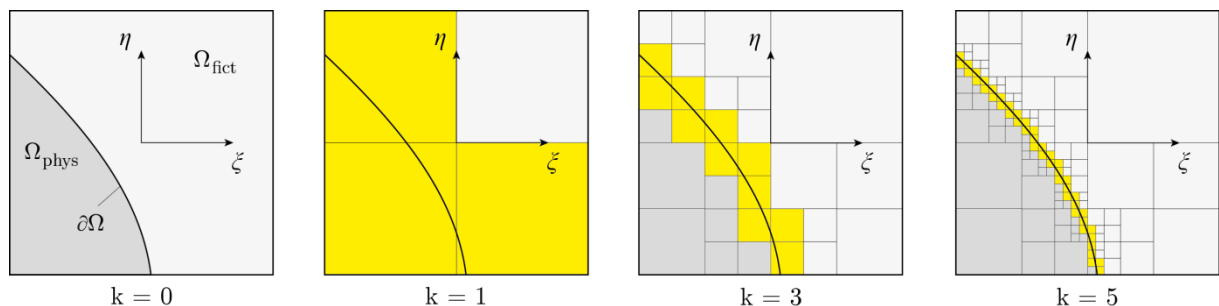


Bild 4: QTD einer geschnittenen Zelle mit verschiedenen Unterteilungsstufen k .

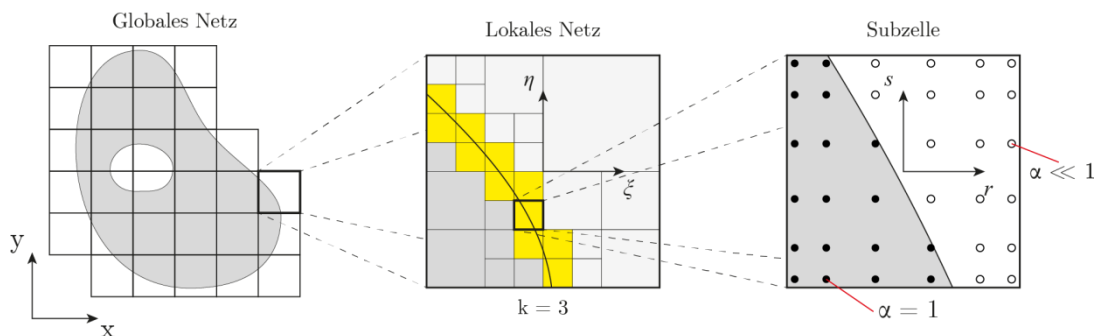


Bild 5: Gauß-Integration der Subzellen.

Das AIS ist ein sehr einfach implementierbarer Algorithmus, in dem lediglich geprüft werden muss, ob ein Punkt innerhalb oder außerhalb des physikalischen Gebietes liegt. Damit kann leicht festgestellt werden, ob eine Subzelle geschnitten ist oder nicht. Darüber hinaus funktioniert die Methode bei allen Arten von Geometriebeschreibungen robust. Die Schwächen liegen in der nicht exakten Approximation des Randes und darin, dass die IPs und somit auch der Berechnungsaufwand für die Integration, mit k exponentiell steigen [9, 21].

2. Compressed Adaptive Integration Scheme (C-AIS)

2.1 Einleitung

Um den für die Integration erforderlichen Rechenaufwand zu reduzieren, sind in der Literatur bereits verschiedene Modifikationen des AIS entwickelt worden [22, 23] die eine Reduktion der Anzahl von IPs erzielen. In diesem Kapitel wird eine neue Methode, das *Compressed Adaptive Integration Scheme* (C-AIS) vorgestellt. Dabei wird die Anzahl der aus der QTD resultierenden Subzellen $\mathbf{S} = \{S_i\}_{i=1}^{n_{sc}}$ durch Algorithmen aus dem Bereich der Bildkompression reduziert. Das AIS wird dabei lediglich um einen Kompressionsschritt erweitert und die numerische Integration über die reduzierten Subzellen $\mathbf{R} = \{R_j\}_{j=1}^{n_R}$ wird genauso wie im traditionellen AIS durchgeführt. Im Rahmen der Kompression $\mathbf{R} = \mathcal{C}(\mathbf{S})$ wird eine neue Menge von sich nicht überlappenden rechteckförmigen (QTD liefert ausschließlich quadratische Subzellen) Subzellen \mathbf{R} gesucht, deren Anzahl kleiner als die der klassischen QTD ist. Durch die Kompression soll die Genauigkeit der Integration nicht beeinflusst werden, woraus die Forderung

$$I = \sum_{i=1}^{n_{sc}} \int_{(\Omega)} F(\mathbf{x}) dS_i = \sum_{j=1}^{n_R} \int_{(\Omega)} F(\mathbf{x}) dR_j \quad (7)$$

folgt. Dies ist möglich, wenn eine verlustfreie Kompression durchgeführt wird und nur die physikalischen und fiktiven Subzellen komprimiert werden, während die geschnittenen unverändert bleiben. Obwohl die Subzellen in \mathbf{R} nicht mehr quadratisch sind, ist die Determinante der Jacobi-Matrix für die Geometrieabbildung $\mathbf{r} \rightarrow \boldsymbol{\xi}$ weiterhin konstant, da die Subzellen immer noch rechteckig sind. Daher kann der Integrand in der FCM auch nach der Geometrieabbildung weiterhin exakt mit der Gauß-Quadratur integriert werden.

Der Ablauf der Kompression ist in Bild 6 dargestellt. Um die Kompression nach der QTD durchführen zu können, wird \mathbf{S} durch die Funktion T mit minimalem Aufwand zu einem äquivalenten Pixel-Bild transformiert, in dem die Flächen der fiktiven, physikalischen und geschnittenen Subzellen mit den Pixelwerten 0, 1 und 2 markiert werden. Das Bild sollte nicht mehr Informationen als nötig enthalten und daher wird die Auflösung mit $2^k \times 2^k$ durch die Unterteilungsebene k der QTD festgelegt. In diesem Fall entspricht die kleinste Subzelle in \mathbf{S} einem einzigen Pixel im Bild. Nach der Erzeugung des Pixelbildes können bereits etablierte Kompressionsmethoden an den durch die Pixelwerte 1 und 0 definierten Bereichen separat durchgeführt werden. Nach dem Kompressionsschritt werden die Ergebnisse mit T^{-1} vom Pixelraum in die lokalen Koordinaten der Zelle zurücktransformiert, um die Positionen der Subzellen \mathbf{R} zu erhalten (siehe Bild 6).

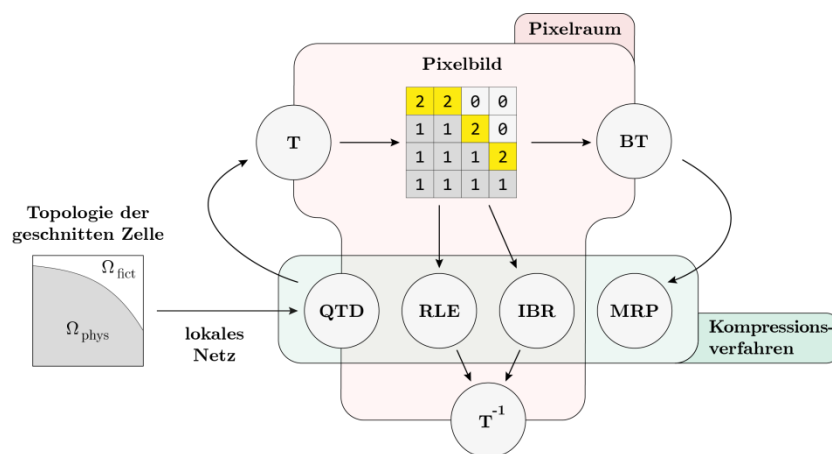


Bild 6: Ablauf der Kompression. Die geschnittene Zelle wird durch T in den Pixelraum transformiert; die Rücktransformation wird mit T^{-1} bezeichnet. Für die Kompression werden Methoden wie Run-Length Encoding (RLE), Image Block Representation (IBR) und Minimum Rectangular Partition (MRP) verwendet, wobei letztere auch ein Boundary Tracing (BT) benötigt.

Im Folgenden wird der Wirkungsgrad der verwendeten Kompressionsmethoden durch den Wert λ angegeben, welcher durch das Verhältnis $n_{IP}(\mathbf{R})/n_{IP}(\mathbf{S}) > 0$ definiert ist, wobei die Funktion $n_{IP}(\cdot)$ die Anzahl der IPs angibt. In diesem Zusammenhang ist die Kompression umso besser, je kleiner λ ist. Für den Zeitbedarf wird der

Wert $\tau = t(C-AIS)/t(AIS)$ verwendet. Dabei gibt die Funktion $t(\cdot)$ die benötigte Gesamtzeit des jeweiligen Algorithmus an, die sich sowohl aus der Zerlegungs- und Kompressionszeit als auch aus der Integrationszeit zusammensetzt.

2.2 Kompressionsmethoden

Run-Length Encoding (RLE)

Das RLE [24, 25] (Bild 7b) ist eine der ältesten und einfachsten Bildkompressionsmethoden. Die Grundidee basiert auf dem zeilen- oder spaltenweisen Durchsuchen des Pixelbildes und auf dem Ersetzen von Pixelzügen mit konstantem Wert durch deren Anfangs- und Endpositionen. In Bild 7b ist zu erkennen, dass je weniger Details das Bild hat, desto länger können die konstanten Pixelzüge sein und desto besser ist die Kompression. Hat das Bild eine Auflösung von $n \times n$ Pixeln, ist der erforderliche Zeitaufwand des Algorithmus proportional zu $O(n^2)$. Da das RLE ausschließlich Pixelwerte prüft, sind auch mehrfach zusammenhängende Gebiete, die im Rahmen der FCM ohne weiteres vorkommen können, kein Problem.

Image Block Representation (IBR)

Die IBR [25, 26] (Bild 7c) ist eine sehr einfache und dennoch sehr effektive Erweiterung des RLE. Dabei werden aus dem RLE resultierende benachbarte Rechtecke mit identischen Anfangs- und Endpositionen noch einmal zusammengefasst. Die IBR führt ebenfalls ausschließlich Pixeloperationen durch und verursacht im Vergleich zum RLE nur einen geringen Mehraufwand, während es deutlich bessere Ergebnisse liefert. Wie beim RLE, stellen mehrfach zusammenhängende Gebiete kein Problem dar. Während das RLE in bestimmten Fällen im Vergleich zur QTD eine größere Anzahl an Integrationszellen verursachen kann, liefert die IBR immer eine Kompression mit $\lambda < 1$.

Minimal Rectangular Partition (MRP)

Obwohl die RLE und IBR Methoden schon eine deutlich reduzierte Anzahl von Subzellen liefern können, erzielt die MRP [25, 27] die minimale Anzahl an IPs (Bild 7d). Allerdings sind sowohl der Aufbau als auch die Implementierung der MRP wesentlich komplizierter als bei den anderen zwei Methoden. Zudem benötigt die MRP mehr Rechenaufwand. Auf eine detaillierte Erklärung des Verfahrens wird hier aus Platzgründen verzichtet und stattdessen auf die angegebenen Referenzen verwiesen.

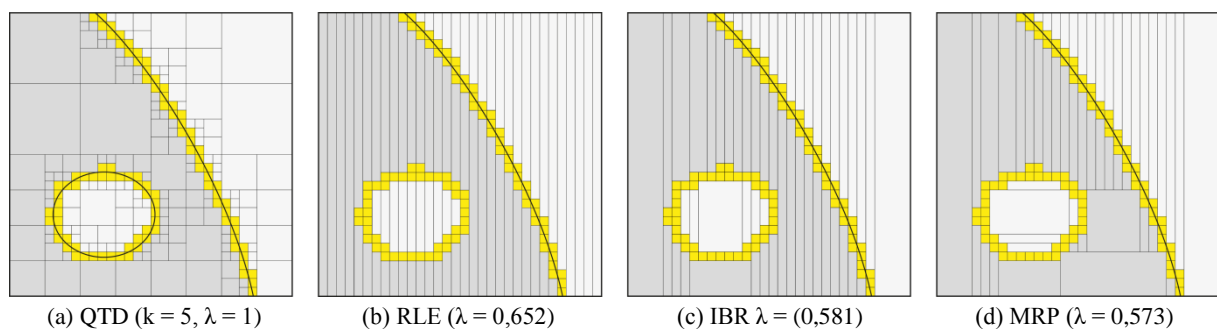


Bild 7: Ergebnisse der verschiedenen Kompressionsmethoden im Vergleich zur QTD.

Vergleich der Kompressionsmethoden

Die Leistungsfähigkeit der verschiedenen Kompressionsmethoden für ein gegebenes Beispiel ist im Bild 8 zu sehen. Die MRP garantiert für alle Fälle eine minimale Partitionierung (siehe Bild 8a), aber es wird deutlich mehr Zeit als beim RLE und IBR benötigt. Allerdings ist der zusätzliche Zeitbedarf der Kompressionsalgorithmen bei üblicher Weise ausreichenden Unterteilungsebenen ($k \leq 5$) vernachlässigbar gegenüber dem Zeitbedarf der QTD (siehe Bild 8b), die in allen Fällen ausgeführt werden muss. Es hat sich gezeigt, dass IBR und MRP bei sinnvollen Diskretisierungen sehr ähnliche Kompressionsraten erzielen [25]. Die Unterschiede werden noch geringer, wenn die IBR und MRP mit anderen Methoden kombiniert werden, die ebenfalls eine Reduktion der IPs anstreben. Aufgrund der Leistungsfähigkeit, der einfachen Implementierung und dem geringen zeitlichen Zusatzaufwand wird hier die IBR als Kompressionstechnik empfohlen.

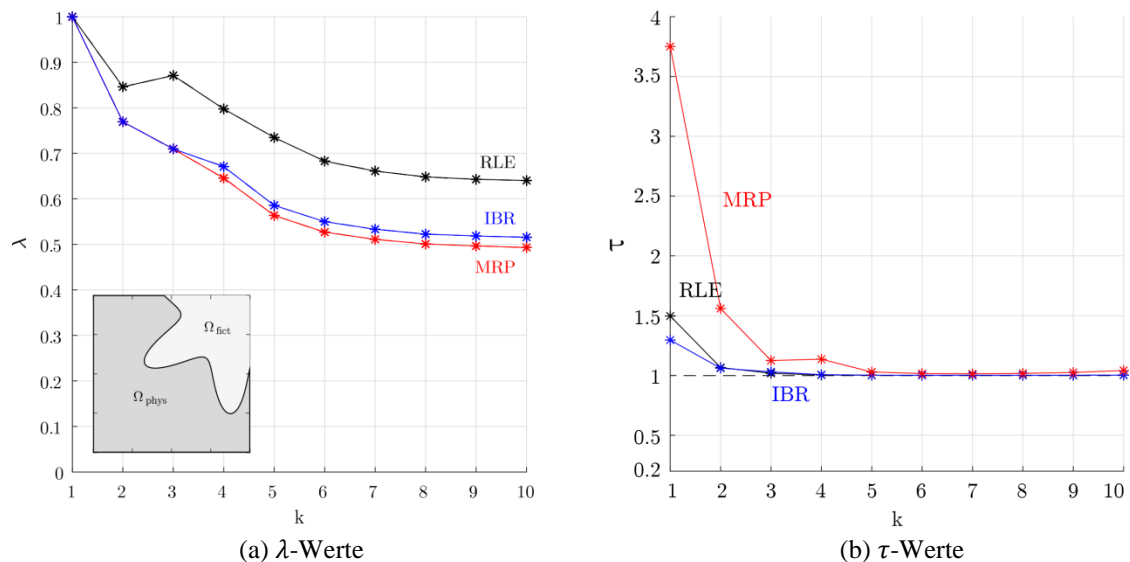


Bild 8: Vergleich der λ - und τ -Werte der RLE-, IBR- und MRP-Methoden für ein gegebenes Beispiel

2.3 Kombination mit anderen Methoden

Es ist auch möglich, die Kompressionsmethoden mit anderen bereits entwickelten Methoden zu kombinieren. Eine Methode von Abedian et al. [23] ignoriert zunächst alle fiktiven IPs und es wird eine neue Menge von IPs entsprechend der Gauß-Quadratur-Regel im erweiterten Gebiet Ω_e verteilt. Von diesen werden nur diejenigen, die sich im fiktiven Gebiet befinden, für die Integration des Beitrages des fiktiven Gebietes verwendet. Eine schlechte Konditionierung der Zellmatrizen wird also nicht auf der Subzellenebene sondern auf der Zellebene vermieden. Die Berechnung des Beitrages des physikalischen Gebietes erfolgt wie bei der FCM. Diese Vorgehensweise kann mit dem C-AIS ohne weiteres kombiniert werden. Dadurch kann die Kompression der fiktiven Subzellen eingespart werden. Im Weiteren wird die Anwendung dieser Methodik zur Reduktion der fiktiven Integrationspunkte durch ein * gekennzeichnet, wie z. B. IBR* in Bild 12.

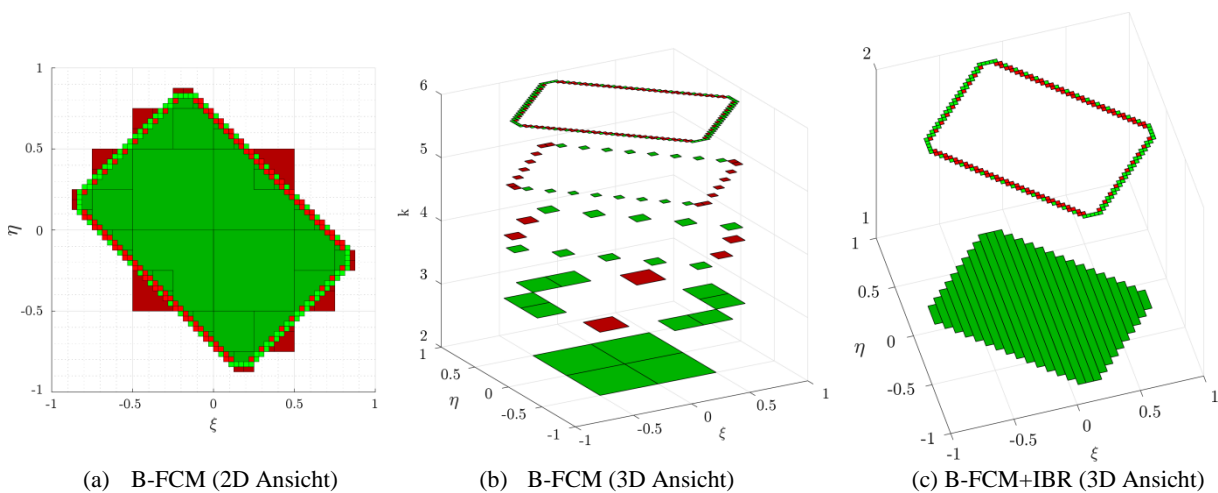
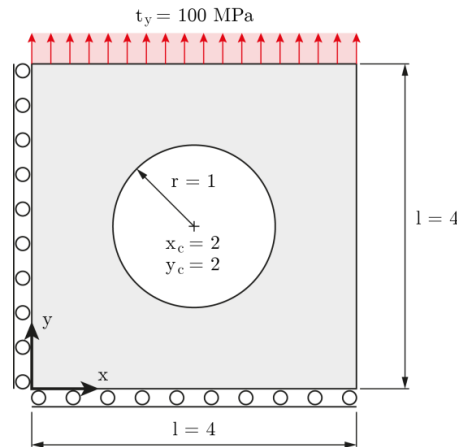


Bild 9: Integrationssubzellen in der B-FCM und deren Kompression durch IBR

Das Konzept der B-FCM [28] basiert auf der Verwendung eines booleschen Integrationschemas, bei dem sich überlappende Subzellen erzeugt werden (Bilder 9a und 9b). Die Erzeugung des lokalen Integrationsnetzes in der B-FCM ist der QTD sehr ähnlich. Allerdings werden weitere Kriterien eingeführt, die die Erzeugung der Subzellen derart steuern, dass möglichst wenig IPs resultieren. Nichtsdestotrotz kann auch an den Subzellen der B-FCM eine Kompression durchgeführt werden. Um dies zu schaffen, werden die nicht geschnittenen Subzellen in eine gemeinsame Ebene projiziert, wo sie entsprechend ihres positiven (grün) oder negativen (rot) Vorzeichens zu einem Gesamtgebiet hinzugefügt oder davon abgezogen werden. Schließlich entsteht ein Pixel-Gebiet, an dem die zuvor erläuterten Kompressionsverfahren angewendet werden können (Bild 9c).

3. Numerisches Beispiel

In diesem Kapitel werden die Methoden miteinander verglichen, die sich im Rahmen ausführlicher Studien als am geeignetsten erwiesen haben. Als Beispiel dient die im Bild 10 dargestellte statisch belastete Lochscheibe, die als typisches Benchmark Problem bereits von vielen Autoren [2, 5, 12, 21, 28] untersucht wurde. Für die Evaluierung der Methoden werden der Fehler in der Energienorm und der Zeitbedarf der Berechnung der Steifigkeitsmatrizen der geschnittenen Zellen für verschiedene Systemeinstellungen berechnet. Dabei werden verschiedene Kombinationen der Diskretisierungsstufe NC , die die Anzahl der Zellen in x - und y -Richtungen angibt, der Unterteilungsebene k , sowie des Polynomgrads p der für die Approximation des Verschiebungsfeldes verwendeten Formfunktionen untersucht. Für die Berechnung der Steifigkeitsmatrix beim Polynomgrad p werden $(p + 1) \times (p + 1)$ IPs pro (Sub-)Zelle verwendet.



Problemeigenschaften:

- $E = 206,9 \text{ GPa}$
- $\nu = 0,29$
- linear-elastisches und isotropes Materialverhalten
- Ebener Spannungszustand

Bild 10: Statisch belastete Lochscheibe.

3.1 Konvergenz

Im Bild 11 ist der Fehler in der Energienorm $\|e\|_{E(\Omega)} = \sqrt{|1 - \mathcal{B}_e(\mathbf{u}, \mathbf{u}) / \mathcal{B}(\mathbf{u}_{\text{ref}}, \mathbf{u}_{\text{ref}})|} \cdot 100[\%]$ dargestellt [4, 5]. Dabei ist \mathbf{u} das Verschiebungsfeld der FCM Lösung und \mathbf{u}_{ref} die Referenzlösung, deren Verzerrungsenergie $1/2 \cdot \mathcal{B}(\mathbf{u}_{\text{ref}}, \mathbf{u}_{\text{ref}}) = 0.7021812127$ beträgt [2]. Die Abbildungen in den unteren linken Ecken stellen verschiedene Diskretisierungsstufen (NC) dar, wobei DoF die Anzahl der Freiheitsgrade im gesamten System ausdrückt. Die dargestellten Kurven gelten für alle getesteten Methoden.

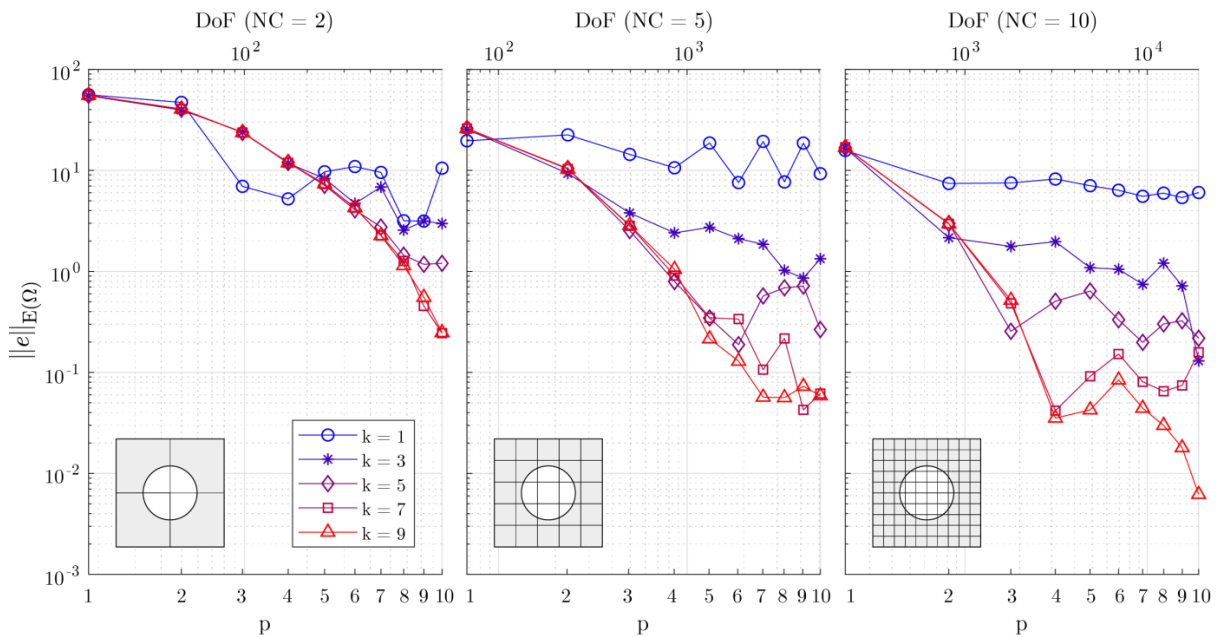


Bild 11: Fehler in der Energienorm.

Aus Bild 11 können zwei wichtige Schlussfolgerungen gezogen werden: Einerseits werden trotz Kompression, wie gewünscht, die typischen Konvergenzraten erzielt, die auch in der Literatur zu finden sind [5] und andererseits wurden mit allen Kompressionstechniken die gleichen Ergebnisse berechnet. Demzufolge liegt der einzige Unterschied zwischen den Methoden in deren Komplexität und Zeitbedarf. Folglich muss bei der Auswahl einer geeigneten Kompressionsmethode kein Kompromiss bezüglich der Genauigkeit und dem Rechenaufwand gefunden werden.

3.2 Zeitbedarf

Obwohl die getesteten Methoden das gleiche Ergebnis liefern, ist ihr Zeitbedarf unterschiedlich. Einerseits werden durch die Kompression der Subzellen IPs erspart, die die Rechenzeit der numerischen Integration verringern. Andererseits stellt der Kompressionsschritt einen zusätzlichen Zeitaufwand in der Simulation dar. Wird mehr Zeit für die Kompression benötigt als dadurch erspart wird, so ist $\tau > 1$. Im Idealfall sollte die ersparte Zeit den Zeitverlust überwiegen: $\tau < 1$.

In Bild 12 sind die τ -Werte für verschiedene Einstellungen und Methoden dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich die Anwendung der gewählten Kompressionsmethoden erst ab einem Polynomgrad von $p = 3$ lohnt. Diese Feststellung gilt auch für andere Diskretisierungen als die hier dargestellte $NC = 10$. Die für die Integration benötigte Zeit ist durch alle drei in Bild 12 dargestellten Methoden deutlich reduziert worden, wobei die größte Reduktion von der Kombination B-FCM+IBR erzielt wurde (besten τ -Wert bei $\tau = 0,169$). Durch die B-FCM+IBR konnte verglichen mit der B-FCM ca. 6-8% mehr Zeit eingespart werden.

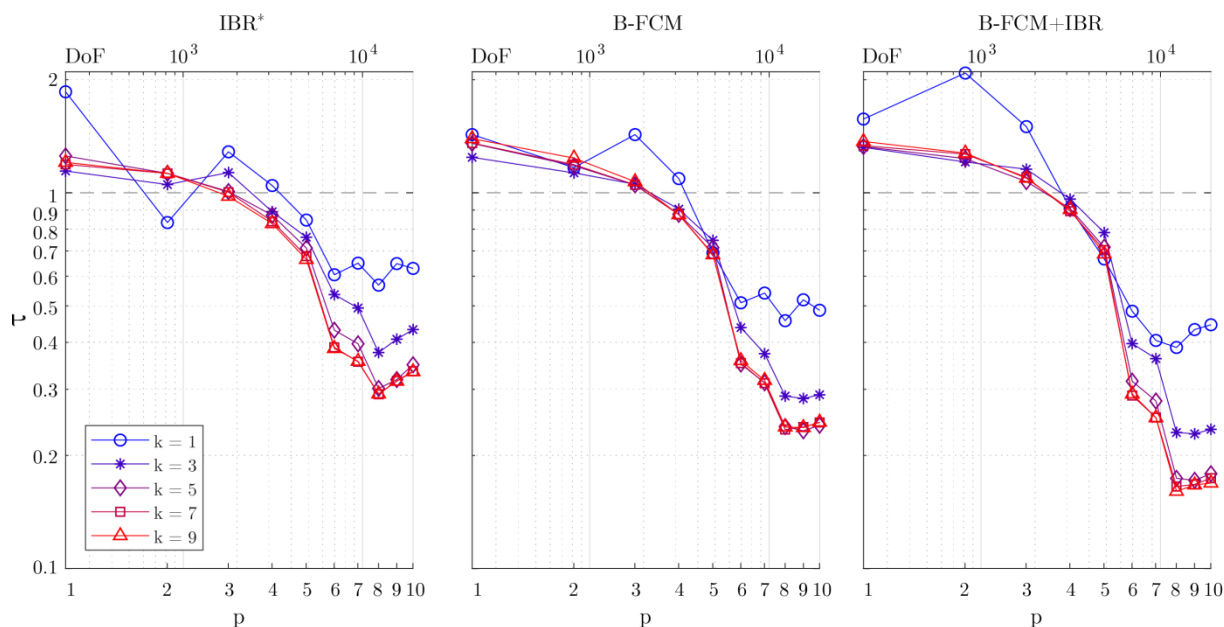


Bild 12: τ -Werte für verschiedene Einstellungen und Methoden ($NC = 10$).

4. Zusammenfassung

In dieser Arbeit sind Bildkompressionsmethoden (RLE, IBR und MRP) erfolgreich für die Reduktion der Anzahl der aus der QTD resultierenden Subzellen angewendet worden. Die verschiedenen Methoden unterscheiden sich in ihrer Effizienz und ihrer Komplexität, wobei letztere sowohl die Schwierigkeit bei der Implementierung als auch den erforderlichen zusätzlichen Zeitbedarf während der Integration beeinflusst. Die Ergänzung eines Kompressionsschrittes in der Funktion zur Integration der geschnittenen Zellen, also die Erweiterung des AIS zum C-AIS, kann einfach umgesetzt werden, da keine großen Änderungen notwendig sind. Die IBR ist in jedem Fall besser und robuster als das RLE und liefert fast genauso gute Kompressionsraten wie die MRP, aber mit deutlich geringerem Aufwand. Die untersuchten Methoden können mit weiteren Methoden kombiniert werden, um eine noch größere Reduktion der IP-Anzahl erzielen. Bei solchen Kombinationen wird empfohlen, die IBR zu nutzen, da die Unterschiede zur MRP im Rahmen kombinierter Verfahren noch geringer ausfallen. Für die Anwendung auf technische Beispiele ist der zusätzliche Kompressionsschritt natürlich erst dann rentabel, wenn

die durch die Reduktion von IPs ersparte Zeit die für die Kompression erforderliche Zeit überwiegt. Dies war im Rahmen der getesteten Beispiele und Methoden, unabhängig von der Diskretisierung des Lösungsgebietes, ab einem Polynomgrad der Formfunktionen von $p = 3$ der Fall. Die besten Ergebnisse sind durch die Kombination B-FCM+IBR erzielt worden. Die erforderliche Rechenzeit zur Aufstellung der Steifigkeitsmatrizen der IBR* schon erhebliche Reduktionen und bietet den Vorteil, dass ohne weiteres mit dem traditionellen Integrationschema verbunden werden kann und die Implementierung der B-FCM nicht erforderlich ist.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich für die Förderung der Arbeiten im Rahmen des DFG-Projektes DU 1904/2-1 „Kopplung fiktiver Gebietsmethoden mit der Randelementemethode für die Analyse akustischer Metamaterialien“.

Literaturverzeichnis

- [1] O. C. Zienkiewicz, R. L. Taylor, and J. Z. Zhu. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. Butterworth-Heinemann, 2005.
- [2] J. Parvizian, A. Düster, and E. Rank. Finite cell method: h- and p-extension for embedded domain problems in solid mechanics. *Computational Mechanics*, 41(1):121-133, apr. 2007.
- [3] A. Düster, H. Bröker, and E. Rank. The p-version of the Finite element method for three-dimensional curved thin walled structures. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 52(7):673-703, nov. 2001.
- [4] B. Szabó and I. Babuška. *Introduction to Finite Element Analysis*. John Wiley & Sons, 2011.
- [5] A. Düster, E. Rank, and B. Szabó. The p-Version of the Finite Element and Finite Cell Methods, pages 1-35. *Encyclopedia of Computational Mechanics*, 2017.
- [6] B. Müller, F. Kummer, and M. Oberlack. Highly accurate surface and volume integration on implicit domains by means of moment-fitting. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 96(8):512-528, sep. 2013.
- [7] S. Hubrich, M. Joulaiian, and A. Düster. Numerical integration in the finite cell method based on moment-fitting, 07 2015.
- [8] M. Joulaiian, S. Hubrich, and A. Düster. Numerical integration of discontinuities on arbitrary domains based on moment fitting. *Computational Mechanics*, 57(6):979-999, mar. 2016.
- [9] S. Duczek and U. Gabbert. Efficient integration method for fictitious domain approaches. *Computational Mechanics*, 56(4):725-738, aug. 2015.
- [10] Y. Sudhakar, J.P. Moitinho de Almeida, and Wolfgang A. Wall. An accurate, robust, and easy-to-implement method for integration over arbitrary polyhedra: Application to embedded interface methods. *Journal of Computational Physics*, 273:393-415, sep. 2014.
- [11] G. Ventura and E. Benvenuti. Equivalent polynomials for quadrature in Heaviside function enriched elements. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 102(3-4):688-710, may. 2014
- [12] A. Abedian and A. Düster. Equivalent legendre polynomials: Numerical integration of discontinuous functions in the finite element methods. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 343:690-720, jan. 2019.
- [13] Z. Yang, M. Ruess, S. Kollmannsberger, A. Düster, and E. Rank. An efficient integration technique for the voxel-based finite cell method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 91(5):457-471, jun. 2012.
- [14] A. Düster, J. Parvizian, Z. Yang, and E. Rank. The finite cell method for three-dimensional problems of solid mechanics. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 197(45-48):3768-3782, aug. 2008.
- [15] G. Legrain and N. Mões. Adaptive anisotropic integration scheme for high-order fictitious domain methods: Application to thin structures. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*,

114(8):882-904, feb. 2018.

- [16] T. P. Fries and S. Omerović. Higher-order accurate integration of implicit geometries. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 106(5):323-371, oct. 2015.
- [17] L. Kudela, N. Zander, T. Bog, S. Kollmannsberger, and E. Rank. Efficient and accurate numerical quadrature for immersed boundary methods. *Advanced Modeling and Simulation in Engineering Sciences*, 2(1), jun. 2015.
- [18] M. de Berg, O. Cheong, M. van Kreveld, and M. Overmars. *Computational Geometry*. Springer Berlin Heidelberg, 2008.
- [19] D. Schillinger, S. Kollmannsberger, R. P. Mundani, and E. Rank. The finite cell method for geometrically nonlinear problems of solid mechanics. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 10:012170, jun. 2010.
- [20] J. Parvizian, A. Düster, and E. Rank. Topology optimization using the finite cell method. *Optimization and Engineering*, 13(1):57-78, jul. 2011.
- [21] A. Abedian, J. Parvizian, A. Düster, H. Khademyzadeh, and E. Rank. Performance of different integration schemes in facing discontinuities in the finite cell method. *International Journal of Computational Methods*, 10(03):1350002, jun. 2013.
- [22] M. Ruess, D. Schillinger, Y. Bazilevs, V. Varduhn, and E. Rank. Weakly enforced essential boundary conditions for NURBS-embedded and trimmed NURBS geometries on the basis of the finite cell method. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 95(10):811-846, jul. 2013.
- [23] A. Abedian, J. Parvizian, A. Düster, and E. Rank. The finite cell method for the J_2 flow theory of plasticity. *Finite Elements in Analysis and Design*, 69:37-47, jul. 2013.
- [24] D. Salomon and G. Motta. *Handbook of Data Compression*. Springer London, 2010.
- [25] T. Suk, C. Höschl, and J. Flusser. Rectangular decomposition of binary images. In *Advanced Concepts for Intelligent Vision Systems*, pages 213-224. Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [26] I. M. Spiliotis and B. G. Mertzios. Real-time computation of two-dimensional moments on binary images using image block representation. *IEEE Transactions on Image Processing*, 7(11):1609-1615, 1998.
- [27] D. Eppstein. Graph-theoretic solutions to computational geometry problems. In *Graph-Theoretic Concepts in Computer Science*, An pages 1-16. Springer Berlin Heidelberg, 2010.
- [28] A. Abedian and A. Düster. An extension of the finite cell method using Boolean operations. *Computational Mechanics*, 59(5):877-886, jan. 2017.

Adaptive phase-field model of mixed mode fracture in compression and its experimental verification

M.Sc Zhengkun Liu ¹⁾, Univ.-Prof. Dr.-Ing. Daniel Juhre ²⁾

¹⁾ Institute of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, 39106 Germany, zhengkun.liu@ovgu.de

²⁾ Institute of Mechanics, Otto von Guericke University Magdeburg, 39106 Germany, daniel.juhre@ovgu.de

Abstract

Since the beginning of this century, the variational theory represented by phase-field modelling of fracturing processes has attracted significant interest. What makes the phase field an attractive numerical approach can be attributed to its convenience on simulating complex fracture processes, including curved crack propagation, crack branching and merging of cracks in brittle materials. However, the attention on the numerical modelling of crack patterns under combined mixed compressive loading is relatively few. It is well known that coarse mesh cannot accurately capture the propagation dynamics of the crack in the framework of phase-field method. Therefore, an adaptive phase field method is applied for mixed mode crack propagation under compressive loading. The local adaptive refinement is based on the predictor-corrector scheme. Finally, the approached results are compared with experimental tests.

Key words: Phase-field, adaptive refinement, brittle fracture, finite element, mixed mode fracture

1. Introduction

The prediction of the unstable extension of crack initiation, crack propagation, and structure failure plays an important role in structure mechanics. There is a growing interest in simulation of crack propagation with the framework of phase-field method, owing to its convenience on simulating complex fracture processes, including curved crack propagation, crack branching and merging of cracks. However, most existing simulations are focused on crack propagation in tension or shear. The attention on the modelling and simulation of crack propagation in compression is rather few. Therefore, the numerical performances of crack initiation and propagation of PBX 9502 plate specimen with cavity in compression is investigated, and the results are compared with experimental data. Adaptive local refinement of the mesh was employed to reduce the computational cost, which is a predominant factor in numerical modelling [3].

2. Computational implementation aspects

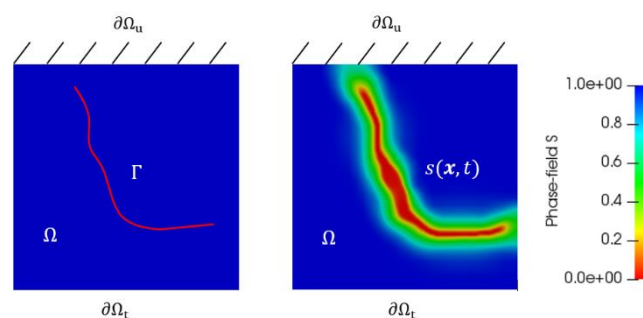


Figure 1: Sharp crack (left) of a solid medium and a phase-field diffuse crack (right).

2.1 Phase-field modelling of brittle fracture

The simulations of crack initiation and propagation in brittle materials have been recently studied by Liu and Juhre [1]. In the presence of crack phase-field evolution the total potential energy density ψ is expressed as:

$$\psi(\boldsymbol{\varepsilon}, s) = (s^2 + \eta) \underbrace{\frac{1}{2} \boldsymbol{\varepsilon} : [\mathbf{C} \boldsymbol{\varepsilon}]}_{\psi_e} + \underbrace{G_c \left(\frac{1}{4\kappa} (1-s)^2 + \kappa |\nabla s|^2 \right)}_{\psi_{frac}}. \quad (1)$$

In the above equation, the first part presents the change of the elastic energy density due to the external loading and the change of the crack phase-field s , which varies smoothly from 1 (intact material) to 0 (fully cracked material) with reference to Fig. 1. ψ_e is the elastic strain energy density with the elastic strain tensor $\boldsymbol{\varepsilon}$ and the fourth order stiffness tensor \mathbf{C} . To ensure a numerically well-conditioned system for the totally broken phase ($s = 0$), the value of the dimensionless parameter η is taken as small as possible. The second part represents the fracture energy density ψ_{frac} due to creation of a new crack. The parameter G_c is the fracture toughness of the material. Diffuse scale κ is the length parameter which controls the width of crack. The exact solution limit is approached as κ tends to zero. Unfortunately, the formulations given above does not prevent cracking to occur in compression. Hence, in the modified phase-field formulations proposed by Miehe et al. [2], the strain tensor $\boldsymbol{\varepsilon}$ was split into positive and negative part, respectively, which takes the form:

$$\boldsymbol{\varepsilon}^\pm = \sum_{l=1}^3 \langle \varepsilon_l \rangle^\pm \mathbf{n}_l \otimes \mathbf{n}_l, \quad (2)$$

where $\{\varepsilon_l\}_{l=1}^3$ and $\{\mathbf{n}_l\}_{l=1}^3$ are the principal strains and the principal strain directions with $\langle a \rangle^\pm = (a \pm |a|)/2$, respectively. As a result of this modification, the elastic strain energy density ($\psi_e = \psi_e^+ + \psi_e^-$) and the stress tensor ($\boldsymbol{\sigma} = \boldsymbol{\sigma}^+ + \boldsymbol{\sigma}^-$) are revised in the same manner.

The evolution equation of the crack phase field takes the form below:

$$2G_c \kappa \Delta s + \frac{G_c}{2\kappa} (1-s) = 2s\psi_e^+. \quad (3)$$

The irreversibility of the crack growth is ensured by introducing a penalty term as described in [2], in which \dot{s} is non-positive ($\dot{s} \leq 0$) over time.

2.2 Mesh refinement strategy for fracture problems

In order to accurately resolve the phase-field crack evolution problems, a fine mesh is required. However, globally pre-defined meshes can significantly increase the computational cost. On the other hand, user pre-defined local meshes cannot be properly applied when the crack paths are unknown. For purpose of more efficiently solving fracture problems, a predictor-corrector scheme was employed for the mesh refinement in case that no a priori information of crack paths is given. The algorithm for predictor-corrector scheme can be described as follows: The phase-field problem is firstly solved based on the initial mesh. After the initial task the pre-specified refinement threshold \mathcal{C} is used to determine whether the mesh is refined in those cells of the physical domain. In other words, where the phase-field value reaches a certain refinement threshold limit \mathcal{C} , the refinement flag in the system is active, and the mesh in those cells of the physical domain is refined as shown in Fig. 2. The adaptive local refinement processes stop if no new refinement flag is found.

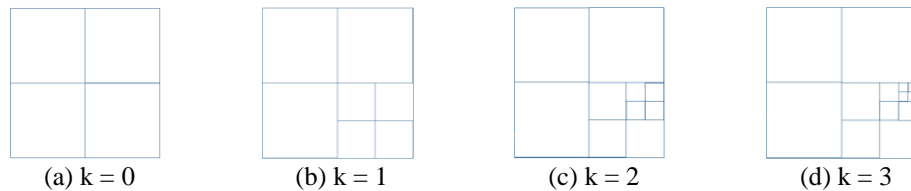


Figure 2: Illustration for the predictor-corrector scheme concept in case of refinement depth $k = 3$.

3. Numerical tests

This section starts with quasi-static fracture problems, i.e., a single-edge notched shear test. the numerical performance of different refinement strategies on curved fracture problems are investigated and run time is presented. As a concluding example, a PBX 9502 plate specimen with cavity subjected to overall compression is studied and the numerical results are discussed in details. The developed user element routine is based on deal.II open source code [3,4]. The tests were run on an Intel® Core™ i7-4710HQ CPU @ 2.50GHz machine.

3.1 Single notched shear test

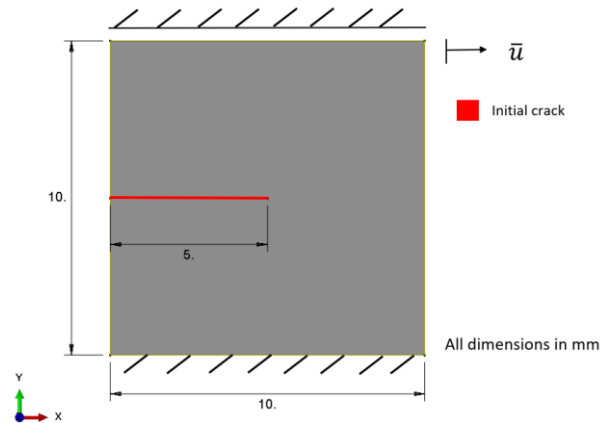


Figure 3: Geometry and boundary conditions for the single-edge notched shear test.

In order to demonstrate the ability of the phase-field model to predict curved crack propagation in 2D case, the shear test specimen is considered as shown in Fig. 3. The material and model parameters used for simulation are $\lambda = 121150$ MPa, $\mu = 80770$ MPa, $G_c = 2.7$ N/mm, $\eta = 1,0E-10$, and $\kappa = 0,011$ mm. Plane strain condition is assumed. A displacement increment $\Delta u = 0.0001$ mm at each time step is used.

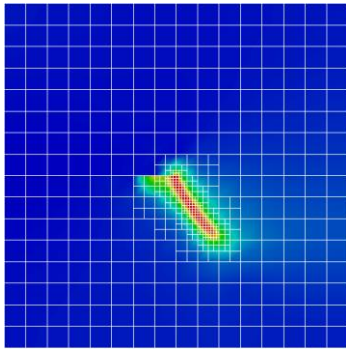
First of all, the most important task in this work, is to compare the results obtained from the uniform mesh to different locally refined discretizations for fixed diffuse scale $\kappa = 0,011$ mm. Therefore, four different mesh levels are performed: Case A: 16×16 elements with 3 cycles mesh refinement (with initial mesh size $h = 0,088$ mm), Case B: 32×32 elements with 2 cycles mesh refinement (with initial mesh size $h = 0,044$ mm), Case C: 64×64 elements with one cycle mesh refinement (with initial mesh size $h = 0,022$ mm), and Case D: 128×128 elements without mesh refinement (with initial mesh size $h = 0,011$ mm). These four different meshes lead to the same smallest mesh size ($h = 0,011$ mm). The threshold for the mesh refinement process $C = 0,2$, is considered for crack propagation over the course of the simulation.

Fig. 4 depicts snapshots of the crack phase-field evolution at different displacements and Fig. 5 shows the corresponding displacement-force curves. The following conclusions were drawn from our results. In Fig. 4, even though the resulting crack paths are as expected for all cases, a significant difference in the process of crack phase-field evolution is observed for the initial coarse mesh (Case A). In this case, crack propagation is rather slower than in other cases. This finding is also reflected in Fig. 5 where the peak force in Case A shows an over estimated behaviour. For all cases, spatial convergence can be clearly observed as the level of the mesh refinement is increased.

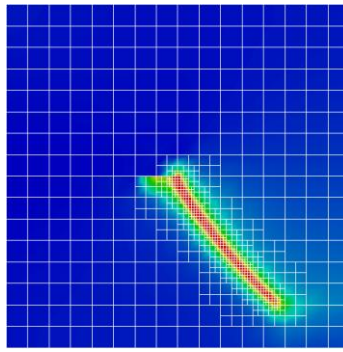
In Tab. 1, the number of DOFs and the run time comparison for the four cases under consideration are reported. The results clearly reflect that a smaller number of DOFs using multi-level mesh refinements needs a much lower computational cost.

Mesh [elements]	Refine cycle	Initial DOFs	Final DOFs	Run time [s]
16×16	3	891	3702	65.456
32×32	2	3315	5472	209.350
64×64	1	12771	14136	858.223
128×128	0	50115	50115	3959.346

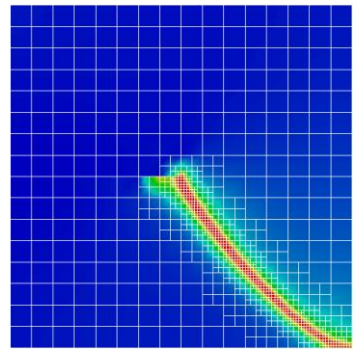
Table 1: Parametric comparison for uniformly and iteratively refined mesh.



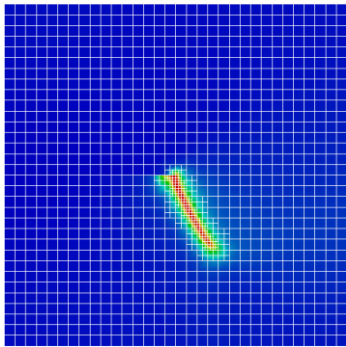
Case A: $\bar{u} = 0,0175$ mm



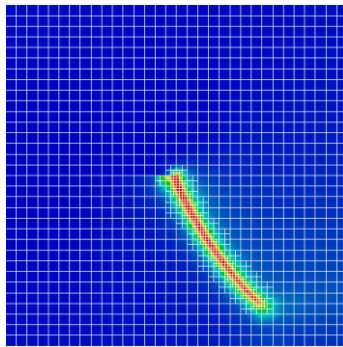
$\bar{u} = 0,0185$ mm



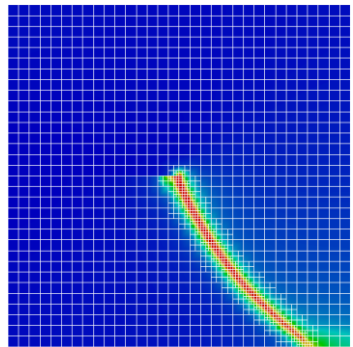
$\bar{u} = 0,02$ mm



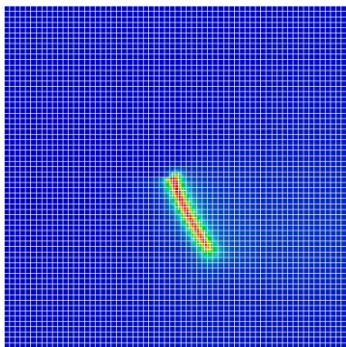
Case B: $\bar{u} = 0,0145$ mm



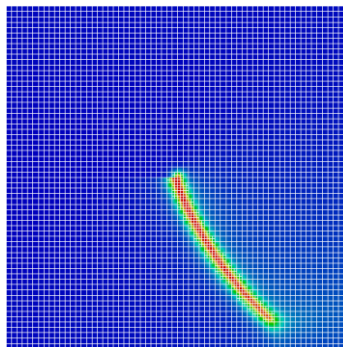
$\bar{u} = 0,016$ mm



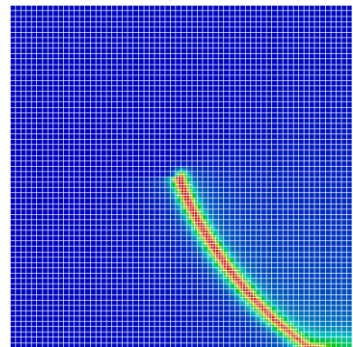
$\bar{u} = 0,017$ mm



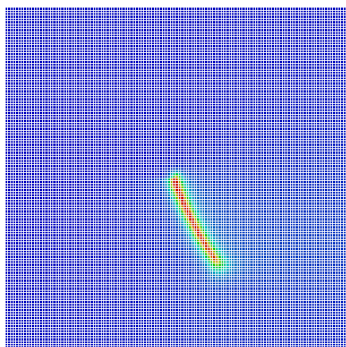
Case C: $\bar{u} = 0,0136$ mm



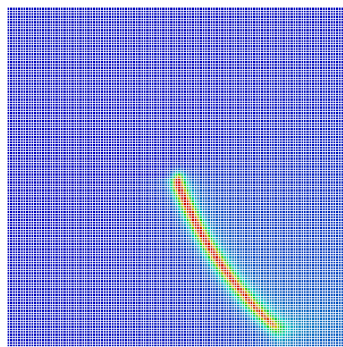
$\bar{u} = 0,0158$ mm



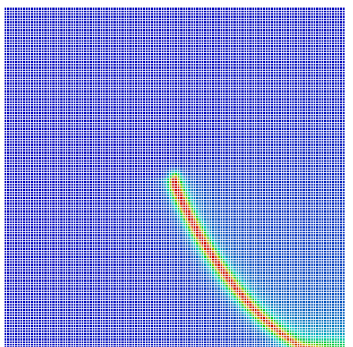
$\bar{u} = 0,0168$ mm



Case D: $\bar{u} = 0,0136$ mm



$\bar{u} = 0,0158$ mm



$\bar{u} = 0,0167$ mm

Figure 4: Comparison of crack phase-field for uniformly and iteratively refined mesh.

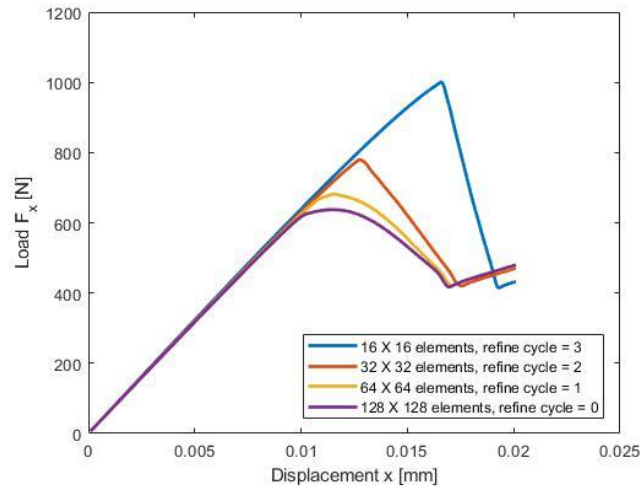


Figure 5: Comparison of force-displacement curves for uniformly and iteratively refined mesh.

Next, the influence of the locally refined mesh on the same mesh refinement depth is evaluated at the same level of mesh refinements for fixed diffuse scale $\kappa = 0,011$ mm and fixed initial mesh size $h = 0,022$ mm, respectively. Here, three cases (Case A: 64×64 elements with one cycle mesh refinement where the threshold for the mesh refinement process is $C = 0,965$, Case B: 64×64 elements with one cycle mesh refinement and the threshold for the mesh refinement process $C = 0,65$ and Case C: 128×128 elements globally pre-refined mesh with initial mesh size $h = 0,011$ mm) are investigated. The crack phase-field evolution at different displacements is shown in Fig. 7. Different predictor mesh refinements and a globally pre-refined mesh are compared which yields the findings that the crack paths for all cases are almost the same. It means that for the same mesh refinement depth, the local mesh from different predictor refinements can obtain the similar crack phase-field evolution results. Again, in comparison with the Case A (Threshold $C = 0,65$), larger regions around the crack are locally refined as in Case B (Threshold $C = 0,965$), where much more areas have met the criterion of the predictor refinement. It can be understood that in the predictor refinement concept, elements are just refined when the value of crack phase-field concentrated around the crack regions is lower than the value of threshold. In addition, displacement-force curves for different refinement and global pre-refinement are compared in Fig. 6. According to this finding, excellent convergence can be clearly observed.

To investigate the minimum required refinement depth, a uniformed initial mesh with 64×64 elements and five different refinement depths 1, 2, 3, 4 and 5 are considered. Diffuse scale $\kappa = 0,011$ mm and threshold $C = 0,10$ are fixed. The resulting crack patterns at the final stage of the deformation are illustrated in Fig. 8. As expected, the same crack pattern is obtained for fine mesh (refinement depths 1, 2 and 3) and very fine mesh (refinement depths 4 and 5). For a mesh refinement depth 4, a smallest element size $h = 0,001375$ mm is obtained. The shear test is repeated by a refinement depth 5, leading to a smallest element size in the critical zone of $h = 0,0006875$ mm. The subsequent study on the global responses in Fig. 9 leads to the conclusion that the results are mesh-independent when the effective mesh size is smaller than $h = 0,001375$ mm (refinement depth 4).

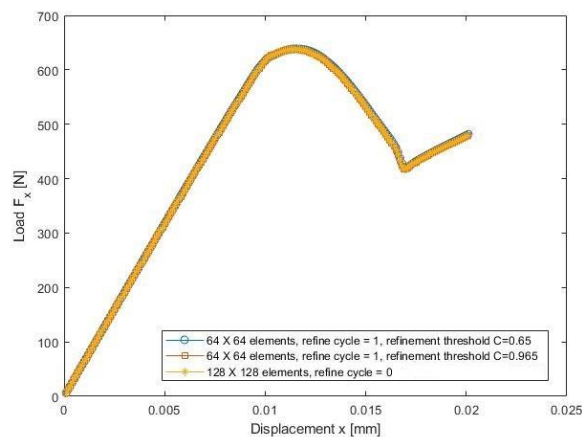


Figure 6: Comparison of force-displacement curves for uniformly and iteratively refined mesh

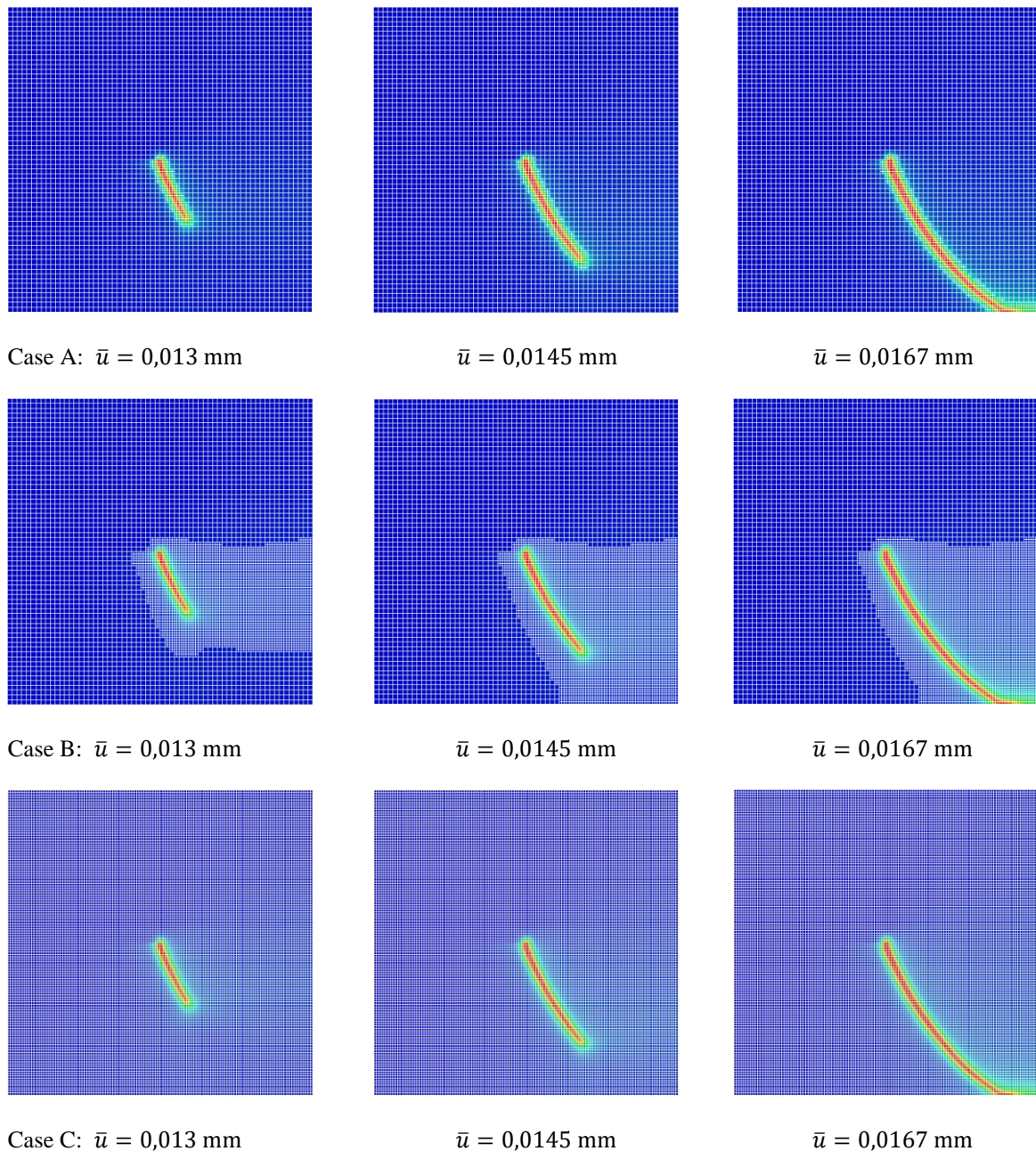


Figure 7: Comparison of crack phase-field evolution for uniformly and iteratively refined mesh

3.2 Experimental validation: Crack initiation and propagation of PBX 9502 plate specimen with cavity subjected to overall compression

A plate specimen of plastic bonded explosive (PBX 9502), containing a cavity is considered to demonstrate the ability of the adaptive phase-field model. Consider a crack-free PBX 9502 specimen with thickness 12,7 mm as shown in Fig. 10. The material of the specimen has $\lambda = 3285$ MPa, $\mu = 821$ MPa, $G_c = 0,1$ N/mm and $\eta = 1,0E-10$. A constant displacement increment $\Delta u = 0,001$ mm at each time step is considered. The diffuse scale κ is set to be 0,297 mm. An unstructured discretization with 12648 DOFs, linear shape functions, plane stress and refinement depth $k = 3$ is used. The value of the refinement threshold C is set to 0,15 in the simulation.

Fig. 11 shows the crack phase-field evolution over time. In Fig. 11a-11b, two cracks develop from the top and bottom of the cavity to the top sample edge and bottom sample edge, respectively. Later, secondary damaged zones appear at the left and right regions of the cavity. In order to objectively check whether the crack initiates in the secondary damaged zones, the value of phase-field along the radius of the cavity is measured as shown in Fig. 12.

From the measurement results in the cross section, we can find that no crack initiates in the secondary damaged zones.

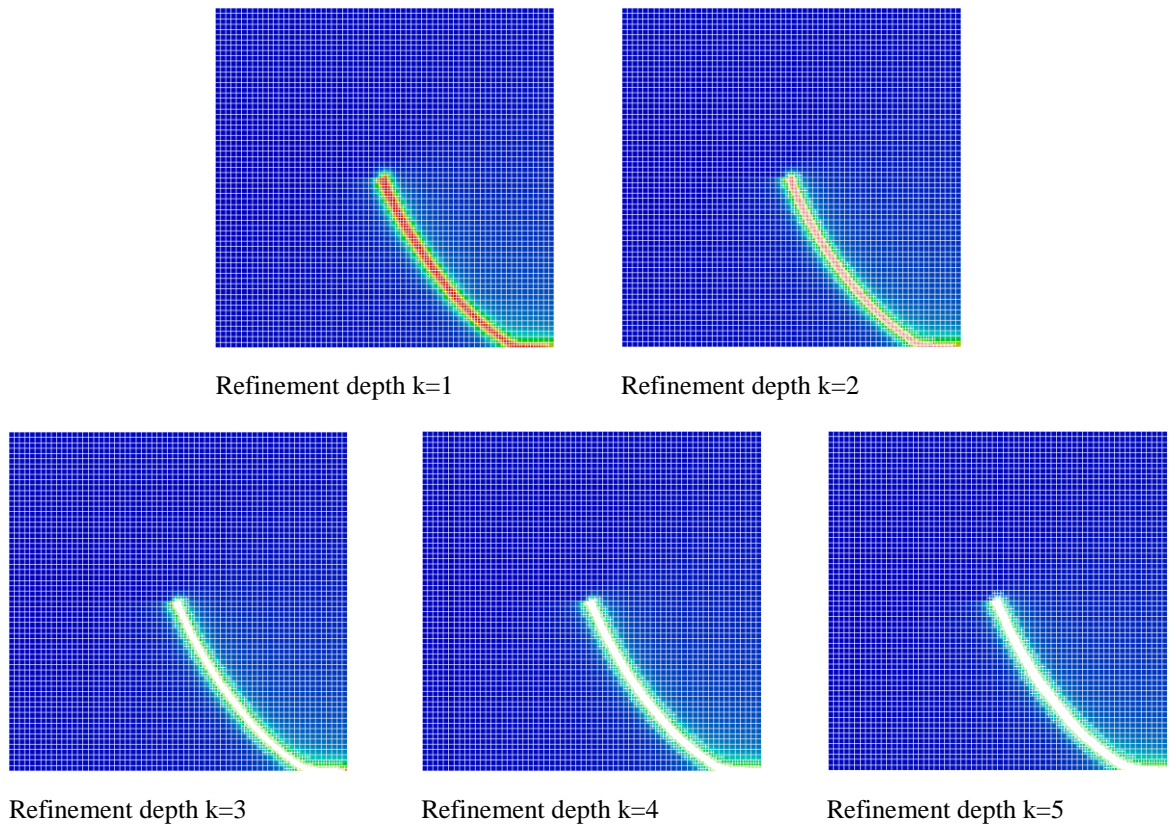


Figure 8: final crack patterns for iteratively refined mesh.

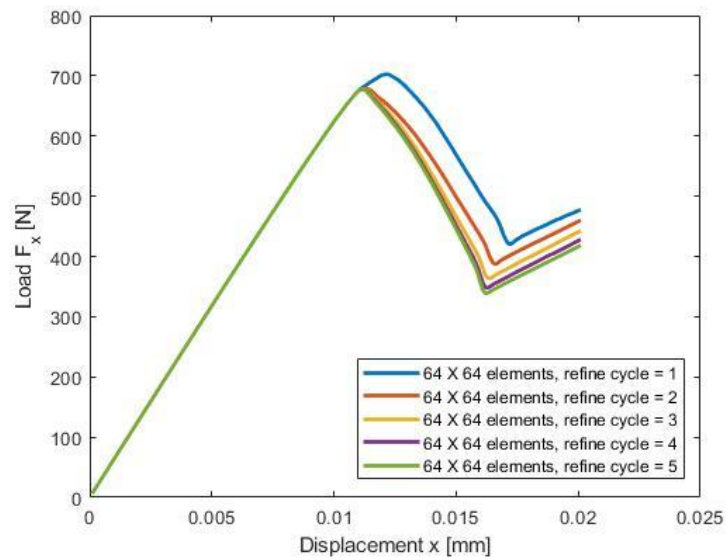


Figure 9: Comparison of force-displacement curves for uniformly and iteratively refined mesh

Fig. 13 shows experimentally and numerically obtained crack patterns. As evident from these data, the experimental results are similar to the ones obtained from the phase-field simulation. The initial coarse mesh and the final mesh by applying the refinement technique are depicted in Fig. 14. Initially 12648 DOFs are generated with size $h = 2,376$ mm in the entire specimen. The final number of DOFs achieved after the adaptive refinement process, is 28563 with a smallest mesh size $h = 0,297$ mm.

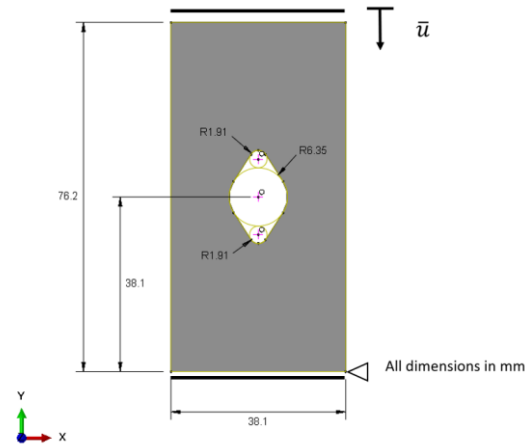


Figure 10: Geometry and boundary conditions for a plate specimen of plastic bonded explosive (PBX 9502) with a cavity.

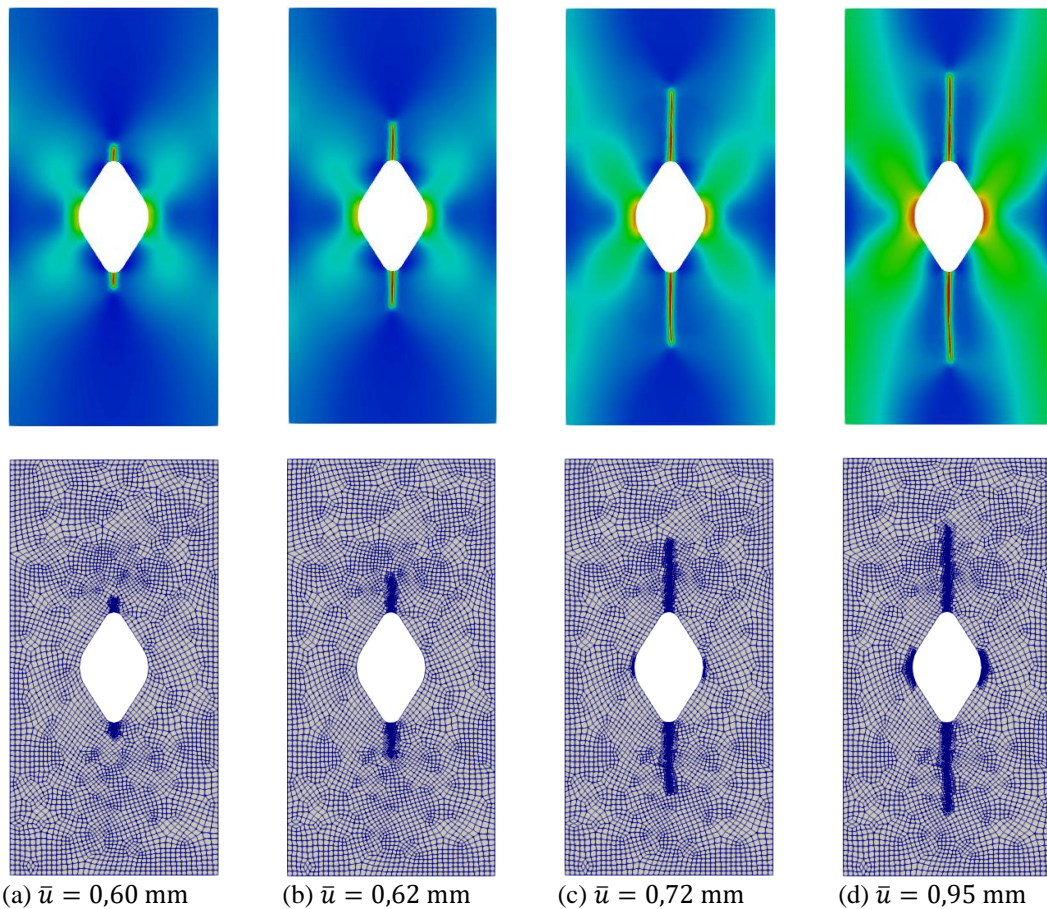


Fig. 11: Crack phase-field evolution process and the corresponding refined mesh.

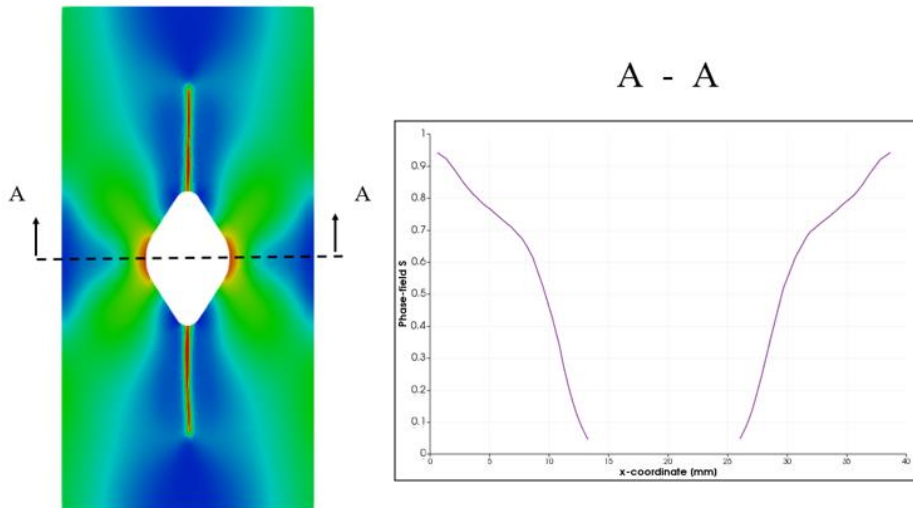


Figure 12: 2D compression test: The measured position for the cross-section (left), and the value of phase field for the cross-section (right).

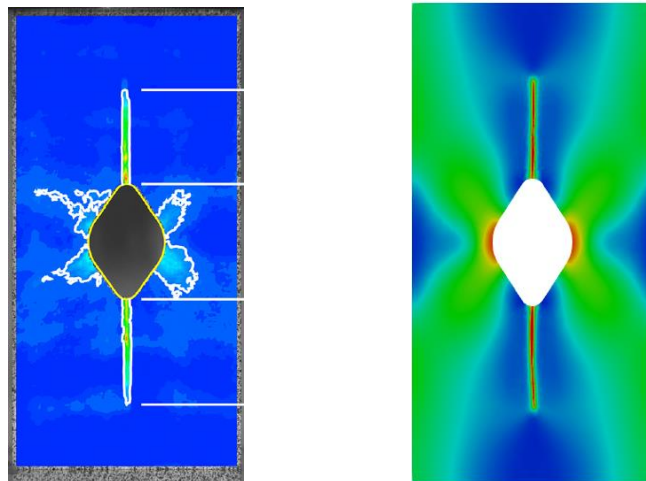


Figure 13: 2D compression test: Measured cracks (left) and simulated crack phase-field (right).

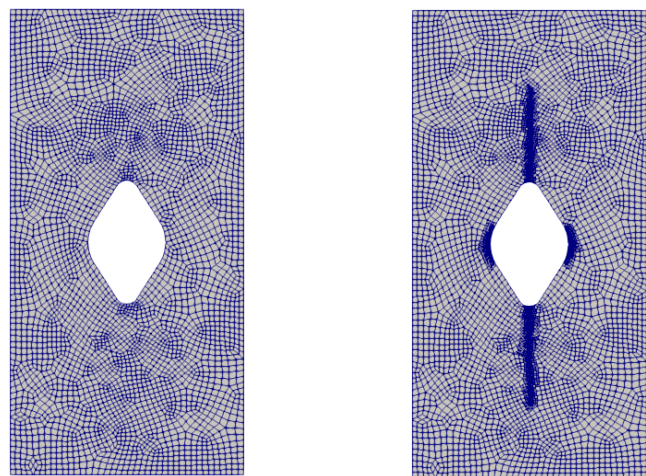


Figure 14: 2D compression test: The initial coarse mesh (left), and the final mesh (right).

4. Conclusion

In this work we have presented a phase-field model for brittle fracture which has been integrated with an adaptive locally mesh refinement scheme. The performance of the phase-field model is investigated by means of the single-edge notched shear test examples. From the results of benchmark tests, the local refinement scheme has a big advantage over the globally pre-refined meshes. We also have demonstrated the ability of the adaptive phase-field model to simulate the crack propagation in compression. The results remain accurate and the numerical performance is efficient and robust.

Acknowledgments

This work was supported by the program of the Federal State of Saxony-Anhalt, Germany. This support is grateful acknowledged.

References

- [1] Z. Liu, D. Juhre.: Phase-Field Modelling of Crack Propagation in Anisotropic Polycrystalline Materials. *Technische Mechanik* 38, 3, 286-299 (2018)
- [2] Miehe, C., Welschinger, F., Hofacker, M.: Thermodynamically consistent phase-field models of fracture: Variational principles and multi-field FE implementations. *International Journal for Numerical Methods in Engineering* 83, 1273-1311 (2010)
- [3] Heister, T., Wheeler, M. F., Wick, T.: A primal-dual active set method and predictor-corrector mesh adaptivity for computing fracture propagation using a phase-field approach. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 290, 466-495 (2015)
- [4] Heister, T., Wick, T.: Parallel solution, adaptivity, computational convergence, and open-source code of 2d and 3d pressurized phase-field fracture problems. *PAMM* (2018)
- [5] Alzetta, G., Arndt, D., Bangerth, W., Boddu, V., Brands, B., Davydov, D., Gasmöller, R., Heister, T., Heltai, L., Kormann, K., Kronbichler, M.: The deal. II library, version 9.0. *Journal of Numerical Mathematics*. 19;26(4):173-83. (2018)
- [6] Liu, C., Thompson, D. G.: Crack Initiation and Growth in PBX 9502 High Explosive Subject to Compression. *Journal of Applied Mechanics* 81 (2014)
- [7] Badnava, H., Msekh, M. A., Etemadi, E., Rabczuk, T.: An h-adaptive thermo-mechanical phase field model for fracture. *Finite Elements in Analysis and Design* 138, 31-47 (2018)
- [8] Nagaraja, S., Elhaddad, M., Ambati, M., Kollmannsberger, S., De Lorenzis, L., Rank, E.: Phase-field modeling of brittle fracture with multi-level hp-FEM and the finite cell method. *Computational Mechanics* (2018)
- [9] Nagaraja, S.: Phase-field modeling of brittle fracture with multi-level hp-FEM and the finite cell method. Master Thesis. TU München (2017)
- [10] Hesch, C., Schuß, S., Dittmann, M., Franke, M., Weinberg, K.: Isogeometric analysis and hierarchical refinement for higher-order phase-field models. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 303, 185-207 (2016)
- [11] Wick, T.: An Error-Oriented Newton/Inexact Augmented Lagrangian Approach for Fully Monolithic Phase-Field Fracture Propagation. *SIAM Journal on Scientific Computing* 39, B589-B617 (2017)
- [12] Nguyen, T. T., Yvonnet, J., Bornert, M., Chateau, C., Sab, K., Romani, R., Le Roy, R.: On the choice of parameters in the phase field method for simulating crack initiation with experimental validation. *International Journal of Fracture* 197, 213-226 (2016)
- [13] Anitescu, C., Hossain, M. N., Rabczuk, T.: Recovery-based error estimation and adaptivity using high-order splines over hierarchical T-meshes. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 328, 638-662 (2018)
- [14] Zhuang, L., Mandal, Tushar., Nguyen, Vinh Phu., Wu, J.: A phase-field regularized cohesive zone model for ductile fracture. (2019)
- [15] Proserpio, D., Kiendl, J., Ambati, M., De Lorenzis, L., Johannessen, K., Kvamsdal, T.: Simulation of brittle fracture in shells using a phase-field approach and LR B-splines. (2017)
- [16] Nguyen-Thanh, N., Zhou, K., Zhuang, X., Areias, P., Nguyen-Xuan, H., Bazilevs, Y., Rabczuk, T.: Isogeometric analysis of large-deformation thin shells using RHT-splines for multiple-patch coupling. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 316, 1157-1178 (2017)

Einblicke in die thermomechanische physikalische Werkstoffsimulation

Teil 1: Einfluss der Probengeometrie auf das Simulationsergebnis

M.Sc. Martin Dieckmann ¹⁾, Tobias Bähr, Prof. Dr.-Ing. Sven Jüttner ¹⁾

¹⁾ Institut für Werkstoff- und Fügetechnik, Lehrstuhl Fügetechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, iwf@ovgu.de,
0391-67-58613

Zusammenfassung

In dem Beitrag werden Untersuchungen an Flachzugproben zum Einfluss der Probengeometrie und der Trafo-Stufe auf das Simulationsergebnis von Temperatur-Zeit-Zyklen mittels Gleeble® 3500 vorgestellt und diskutiert. Der Fokus der Untersuchungen liegt dabei auf der Nachbildung von Wärmezyklen von Schweißprozessen im Bereich der Wärmeeinflusszone. Betrachtet werden das Aufheiz- und Abkühlverhalten der Gleeble-Flachzugproben, spezieller das Anfahren einer definierten Maximaltemperatur und ein mögliches Überschreiten dieser, die Abbildung einer definierten Aufheizrate, die Ausbildung des Temperaturfeldes in Längsrichtung der Proben während einer definierten Haltezeit, sowie die aus den Versuchsbedingungen resultierenden Abkühlkurven. Aus diesen Versuchen können Rückschlüsse auf die künftige Versuchsparametrierung abgeleitet werden, die eine noch bessere Abbildung von Schweißprozessbedingungen in der thermomechanischen physikalischen Werkstoffsimulation erlauben sollen. Die Versuche zeigen, dass die Probengeometrie einen entscheidenden Einfluss auf das Simulationsergebnis hat und entsprechend der Zielsetzung des Versuchs entschieden werden sollte, welche Probengeometrie und Parametrierung das gewünschte Ergebnis liefert. Sollen beispielsweise hohe Aufheizraten erzielt werden, muss mit größeren Abweichungen bei der Maximaltemperatur gerechnet und die Probengeometrie entsprechend gewählt werden. Steht die Abbildung eines möglichst homogenen breiten Temperaturfeldes mit geringen Temperaturgradienten im Vordergrund, muss besonderes Augenmerk auf die Haltezeiten bei Maximaltemperatur und die Ausführung der Probengeometrie gelegt werden. Abschließend werden aktuelle Forschungsprojekte aufgeführt, in denen das Prüfsystem Anwendung findet.

Schlüsselwörter: Gleeble 3500, Flüssigmetallversprödung, Rissprüfung, Gefügesimulation, Temperaturmessung

1. Einleitung

Für die Entwicklung neuer Werkstoffe oder auch die Auswahl geeigneter Werkstoffe für bestimmte Anwendungsfälle bedarf es einer Möglichkeit diese zu charakterisieren. Wie muss ein Prozess bzw. wie darf ein Prozess ausgelegt werden, um einen neuen Werkstoff einsetzen zu können? Erfüllt ein neu entwickelter Werkstoff das Anforderungsprofil, welches der Prozess vorgibt? Welche Eigenschaften weist der Werkstoff unter bestimmten Belastungen auf? Häufig liegt ein komplexes Zusammenspiel unterschiedlicher Belastungen vor, welche z. B. chemischer, thermischer oder mechanischer Natur sein können. Bereiche in denen solche Belastungskollektive auftreten sind z. B. die schweißtechnische Verarbeitung von metallischen Werkstoffen, der Betrieb von Anlagen oder auch bei alltäglichen Gegenständen, wie dem Automobil. Eine Möglichkeit zur gezielten Untersuchung der Werkstoffe bzgl. der Auswirkung thermischer, mechanischer und kombinierter thermomechanischer Belastungen bietet das physikalische Simulationssystem Gleeble® 3500, mit dem statische und dynamische Prozesse abgebildet werden können. Für die möglichst realitätsnahe Abbildung der Prozesse ist die Probengeometrie ein entscheidender Faktor, da diese Auswirkungen z. B. auf die Größe des Temperaturfeldes sowie die sich einstellenden Temperaturgradienten hat. Auch die erreichbare Aufheizrate und das Verhalten beim Erreichen der programmierten Maximaltemperatur werden durch die Probengeometrie beeinflusst. [1] Je nach Probengeometrie muss für das Erreichen einer bestimmten Aufheizrate eine geeignete Transformatorstufe (Trafo-Stufe) gewählt werden, die das Übersetzungsverhältnis bestimmt. Die Probendimensionierung und die Wahl geeigneter Versuchsparameter stellt aufgrund der vielfältigen Anwendungsmöglichkeiten und Zielsetzungen stets eine Herausforderung dar.

2. Gleeble® 3500 – Anlagentechnik und Anwendungsbereiche

Das Gleeble® System der Fa. *Dynamic System Inc.* dient zur physikalischen Simulation von thermischen, mechanischen und thermomechanischen Belastungen. Es können sowohl statische als auch dynamische Prozesse abgebildet werden. Die Probenerwärmung erfolgt konduktiv nach dem Ersten Jouleschen Gesetz, Gleichung (1):

$$Q_w = I^2 \cdot R \cdot t \quad (1)$$

Dabei ist Q_w als Wärmeenergie, I als Stromstärke, R als ohmscher Widerstand des Leiters und t als die Zeit die der Strom fließt definiert.

Bild 1 zeigt schematisch das in den vorgestellten Versuchen eingesetzte System Gleeble® 3500, sowie die Prüfkammer des Systems und die Detailaufnahme einer eingespannten Flachzugprobe mit drei Thermoelementen.

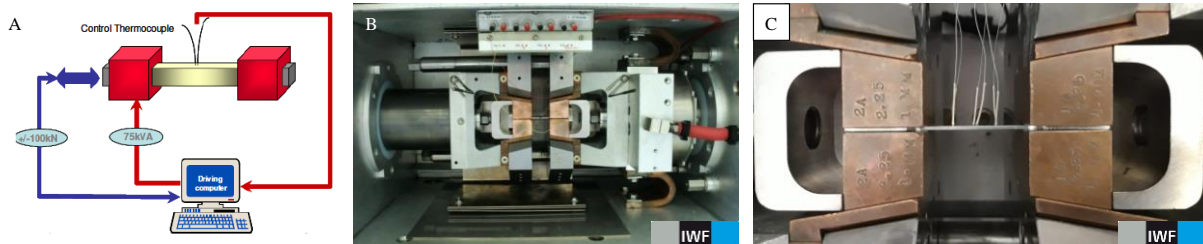


Bild 1: A) Schema des Prüfsystems Gleeble® 3500 [2]; B) und C) Prüfraum mit eingespannter Probe.

Häufig getestete Werkstoffe sind z. B. Aluminium, Kupfer, Stähle und Ni-Legierungen in unterschiedlicher chemischer Zusammensetzung. Mögliche Anwendungsfelder sind die Gefügesimulation (z. B. Schweißen, Wärmebehandlung, Umformen), die Bestimmung temperaturabhängiger und/oder dehnungsabhängiger Materialeigenschaften (z. B. Warmfließkurven, Umwandlungsverhalten), Riss und Bruchmechanische Untersuchungen (z. B. Heißrissprüfung, Flüssigmetallversprödung) und weitere. Regelungs- und Messgrößen sind die Kraft bzw. die Spannung (technisch oder wahr), der Weg bzw. die Dehnung in Längen- und Breitenrichtung (technisch oder wahr), sowie die Temperatur (4 Messkanäle). Die anlagenspezifischen Randbedingungen ermöglichen es (in Abhängigkeit des Werkstoffes und der Probengeometrie) den jeweiligen Prozess realitätsnah abzubilden und messtechnisch zu erfassen. In Tabelle 1 sind die vom Hersteller angegebenen technischen Leistungsdaten aufgeführt.

Tabelle 1: Technische Daten der Gleeble® 3500 (Herstellerangaben) [1, 3].

Technische Daten	
Maximale Temperatur ¹⁾	3000°C
Maximale Aufheizrate ¹⁾	10.000K/s
Maximale Kraft (High-Force-System)	100kN
Maximale Kraft (Low-Force-System)	20kN
Maximale Verfahrgeschwindigkeit	1000mm/s
Minimale Verfahrgeschwindigkeit	0,001mm/s
Maximale Abtastezeit	50kHz
Transformatorstufen	4
Steuerungsarten ²⁾	Kraftsteuerung Traversenwegsteuerung Steuerung über Längenänderung der Probe Steuerung über Querschnittsänderung der Probe Spannungs- und Dehnungssteuerung ²⁾ Temperatursteuerung

¹⁾ Herstellerangaben können in Abhängigkeit von Probenmaterial und Probengeometrie abweichen.

²⁾ Steuerung erfolgt über die Berechnung (technisch oder wahr) aus Wegsignal bzw. Kraftsignal.

Als Proben können sowohl Rund-, Rechteck-, als auch Flachzugproben mit einer empfohlenen Querschnittsfläche zwischen 25 und 400 mm² eingesetzt werden [1, 3].

3. Physikalische Simulation von Aufheiz-, Halte- und Abkühlvorgängen

3.1 Versuchswerkstoff und Probengeometrien

Als Versuchswerkstoff kommt der normalisierend gewalzte unlegierte Baustahl S355J2+N (1.0577+N) zum Einsatz. Der Werkstoff liegt in der Blechdicke von $t=1,5\text{mm}$ vor. Tabelle 2 zeigt die chemische Zusammensetzung des Versuchswerkstoffes. Das Aufheiz- und Abkühlverhalten der Proben im Gleeble-Versuch ist abhängig von dem spezifischen elektrischen Widerstand, der Wärmeleitfähigkeit des Prüfwerkstoffes und der gewählten Probengeometrie.

Tabelle 2: Chemische Zusammensetzungen S355J2+N (Angaben in Gew.-%) nach [4].

	C	Si	Mn	P	S	Cu
Min.	-	-	-	-	-	-
Max.	0,20	0,55	1,60	0,025	0,025	0,55

In Tabelle 3 sind die zuvor genannten physikalischen Eigenschaften des Werkstoffes bei Raumtemperatur gegenübergestellt. Sowohl bei der chemischen Zusammensetzung als auch bei den physikalischen Eigenschaften handelt es sich um Literaturangaben.

Tabelle 3: Physikalische Eigenschaften des Versuchswerkstoffes nach [5].

Physikalische Eigenschaft bei 20°C	
spezifischer elektrischer Widerstand [$\Omega\text{mm}^2/\text{m}$]	0,15
Wärmeleitfähigkeit [W/mk]	54

Aufgrund des physikalischen Prinzips der konduktiven Probenerwärmung und der indirekten Probenkühlung über die Kupfer-Einspannbacken (vgl. Bild 3A) stellen sich in Abhängigkeit der Probengeometrie unterschiedliche Bedingungen bei der Aufheizung und Abkühlung ein. Querschnitts- und Längenveränderungen im Prüfbereich der Proben bewirken eine Veränderung der Widerstandserwärmung und der sich ausbildenden Temperaturfelder. Für die Untersuchungen werden daher vier Probengeometrien verwendet, wobei zum einen die Breite w_0 des gleichlaufenden Querschnittes A_0 und zum anderen die Länge l_0 des gleichlaufenden Querschnitts variiert wird. Die Fläche, des durch die Einspannbacken gekühlten Bereiches, ist bei den Proben mit breiterem gleichlaufenden Querschnitt (Probengeometrie 3 und 4) um 45mm^2 je Einspannseite größer. Bild 2A-D zeigt die untersuchten Probengeometrien sowie deren Abmessungen in mm. Die Probengeometrien 1 und 2 weisen mit $22,5\text{mm}^2$ einen etwas kleineren Querschnitt als den laut Anlagenhersteller empfohlenen minimalen Querschnitt von 25mm^2 auf. Die Dimensionierung erfolgt in Anlehnung an die in [6] verwendeten Flachzugprobengeometrien.

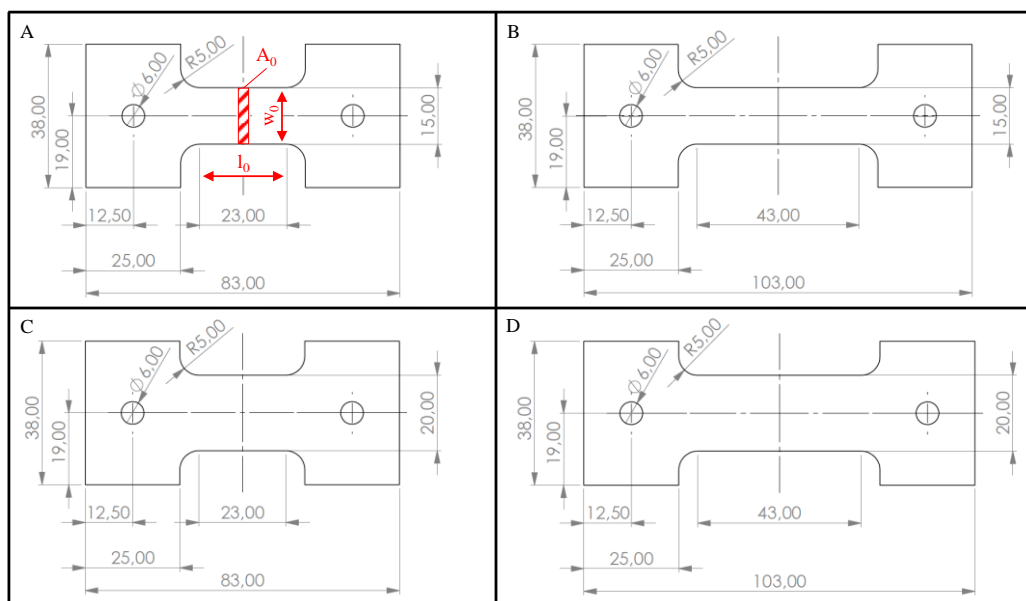


Bild 2: A) Probengeometrie 1; B) Probengeometrie 2; C) Probengeometrie 3; D) Probengeometrie 4.

3.2 Versuchsaufbau und Versuchsdurchführung

Bild 3A-C zeigt die Einspannbedingungen in Abhängigkeit der Länge des gleichlaufenden Querschnittes, welcher die freie Einspannlänge L_0 der Probe im Versuch bedingt.

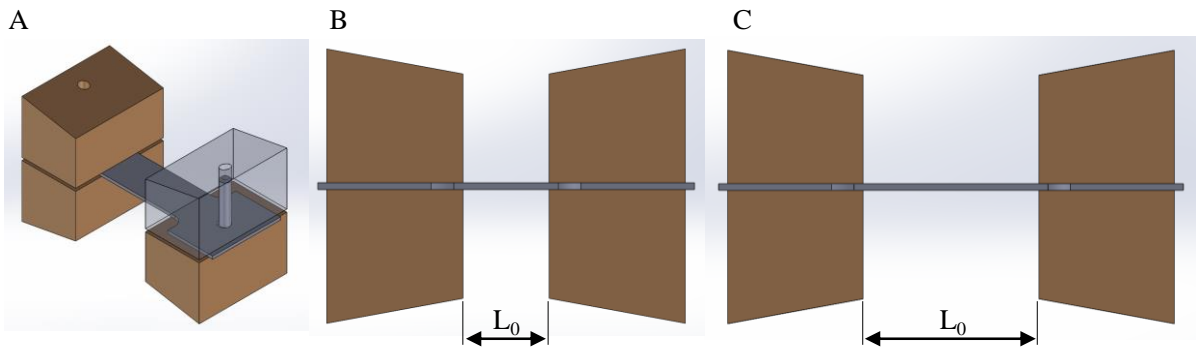


Bild 3: A) Einspannbedingungen (3D-CAD-Modell; rechte obere Kupfer-Einspannbacke transparent dargestellt.); B) und C) Veranschaulichung der sich in Abhängigkeit der Länge des gleichlaufenden Querschnittes l_0 ergebenden freien Einspannlänge L_0 (Seitenansicht); B) Probengeometrie 1+3; C) Probengeometrie 2+4.

Für Probengeometrie 1 und 3 ergibt sich eine freie Einspannlänge $L_0=20\text{mm}$ und für Probengeometrie 2 und 4 von $L_0=40\text{mm}$.

Für die Ermittlung des sich einstellenden Temperaturfeldes werden Thermoelemente des Typs K (Ni/NiCr) wie in Bild 4A-D mittels Kondensatorentladungsschweißens angebracht. Die Anordnung erfolgt entlang der Symmetrieachse 1. Für die detaillierte Erfassung des Temperaturfeldes werden die Thermoelemente einseitig ausgehend von der Probenmitte in einem definierten Abstand in Richtung Kupfer-Einspannbacke angeordnet. Für Probengeometrie 1 und 3 werden drei Thermoelemente ausgehend von der Probenmitte im Abstand von je 2,5mm zueinander angebracht. Für Probengeometrie 2 und 4 werden vier Thermoelemente ausgehend von der Probenmitte im Abstand von je 5mm zueinander angebracht. Unter der Annahme eines sich homogen ausbildenden Temperaturfeldes zwischen den Einspannungen, werden im Anschluss die Messpunkte entlang der Symmetrieachse 2 gespiegelt, sodass eine Aussage über die sich einstellenden Temperaturgradienten über den gesamten Prüfbereich möglich ist. Zur Überprüfung der getroffenen Annahme wird ein weiterer Versuch durchgeführt, bei dem die Thermoelemente ausgehend von der Probenmitte links und rechts von der Symmetrieachse 2 im Abstand von je 5mm für Probengeometrie 1 und 3 sowie 10mm für die Probengeometrie 2 und 4 angebracht werden. Die Anordnung ist in Bild 4A und C am Beispiel der Probengeometrie 1 und in Bild 4B und D am Beispiel der Probengeometrie 2 dargestellt.

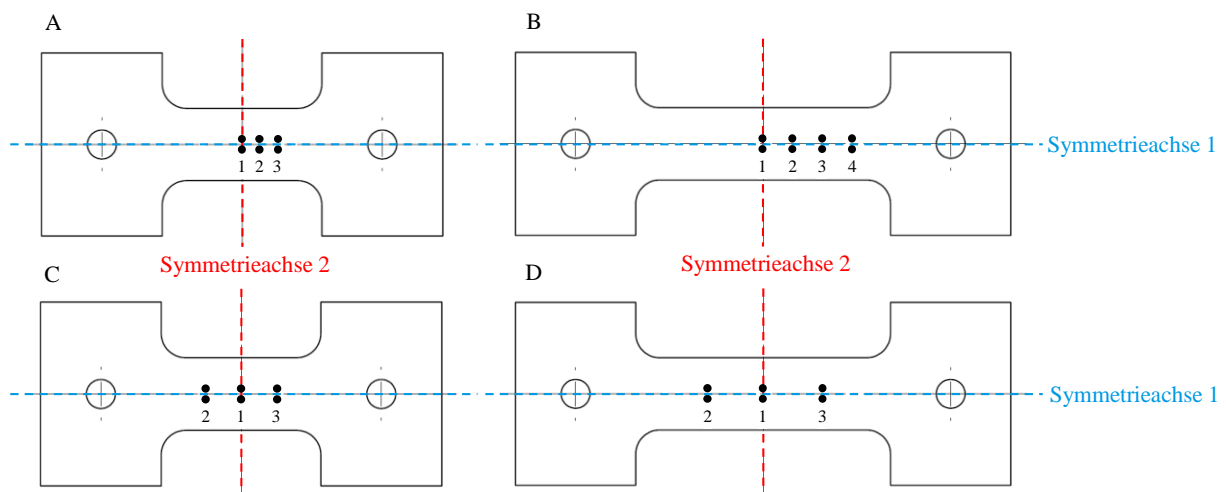


Bild 4: A) und B) Thermoelementanordnung für die einseitige Temperaturfelderfassung am Beispiel der Probengeometrie 1 und 2; C) und D) Thermoelementanordnung für die beidseitige Temperaturfelderfassung am Beispiel der Probengeometrie 1 und 2.

In Tabelle 4 sind die Versuchsparameter aufgeführt. Unter dem Begriff Versuchsparameter werden die Aufheizrate, die Maximaltemperatur, die Haltezeit bei Maximaltemperatur und die gewählte Trafo-Stufe definiert.

Tabelle 4: Versuchsparameter für die Versuchsreihen 1 bis 3.

Versuchsreihe Lfd.-Nr.	Aufheizrate \dot{T} [K/s]	Maximaltemperatur T_{max} [kPa]	Haltezeit bei Maximaltemperatur $t_{T_{max}}$ [s]	Trafo-Stufe
1	1000	1200	120	1
2	1000	1200	120	ggf. Erhöhung
3	1000	1200	120	entspr. Versuchsreihe 1 + 2

Der Versuchsplan gliedert sich in drei Versuchsreihen. In Versuchsreihe 1 werden alle Probengeometrien mit demselben Parametersatz geprüft. In Abhängigkeit der Probengeometrie kann es dazu kommen, dass die gewählte Trafo-Stufe nicht ausreicht, um die gewünschte Aufheizrate zu erreichen. In Versuchsreihe 2 wird daher die nächste Trafo-Stufe eingestellt und der Versuch unter sonst gleichen Bedingungen wiederholt. In Versuchsreihe 3 wird dann mit der entsprechenden Trafo-Stufe und unter sonst gleichen Bedingungen die Homogenität des Temperaturfeldes entlang der Symmetrieachse 1 überprüft.

In Tabelle 5 sind unter dem Begriff Versuchsrandbedingungen die Art des Schutzgases, die Anzahl der Evakuierungen und Flutungen, der Kammerdruck nach der Evakuierung und der Kammerdruck nach der Schutzgasflutung definiert.

Tabelle 5: Versuchsrandbedingungen für die Versuchsreihen 1 bis 3.

Schutzgas	Anzahl der Evakuierungen und Schutzgasflutungen	Kammerdruck nach der Evakuierung [kPa]	Kammerdruck nach der Schutzgasflutung [kPa]
Ar 4.6	jeweils zweimal durchgeführt	0,32	33,9

Bild 5 zeigt die Programmierung des Temperatur-Prüfzyklus der Versuchsreihen 1-3. In der ersten Phase des Temperaturzyklus wird die Probe auf die Maximaltemperatur von 1200°C aufgeheizt. Zur Gewährleistung gleicher Ausgangsbedingungen aller Versuche wird diese Aufheizphase noch einmal in die Phasen I' und I'' unterteilt. In Phase I' wird die Probe innerhalb von 5s auf 25°C erwärmt. Im Anschluss startet der Aufheizvorgang in Phase I'', in der die Probe mit einer Aufheizgeschwindigkeit von 1000K/s auf 1200°C erwärmt wird. In Phase II wird die Probenmitte für die Dauer von 120s auf der Maximaltemperatur 1200°C gehalten. In Phase III wird der Heizprozess beendet und die Probe kühlt im eingespannten Zustand bis auf Raumtemperatur ab. Der Abkühlvorgang erfolgt dabei nicht vollkommen frei, sondern wird durch die Kühlwirkung der Kupfer-Einspannbacken unterstützt. Die Kraft wird während des gesamten Versuchs auf 0kN geregelt.

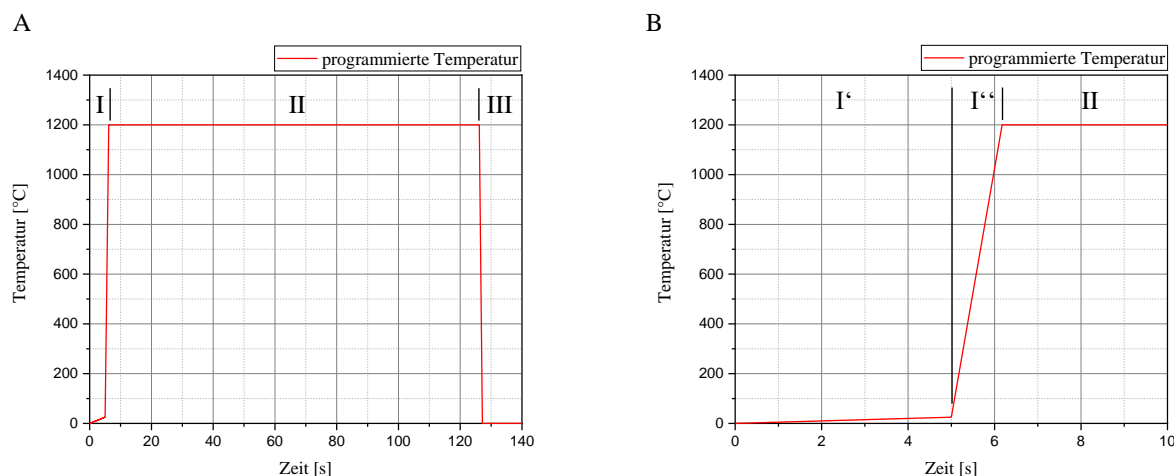


Bild 5: Prüfzyklus für die Versuchsreihen 1-3. A) Programmierung über die gesamte Versuchsdauer; B) Detaildarstellung der Aufheizphase I' und I''.

3.3 Versuchsauswertung

Die Versuche werden unter nachfolgenden Gesichtspunkten ausgewertet:

- Aufheizrate in Abhängigkeit der Probengeometrie und der Trafo-Stufe
- Thermisches Überschwingverhalten in Abhängigkeit der Probengeometrie und der Trafo-Stufe
- Abkühlverhalten in Abhängigkeit der Probengeometrie (charakterisiert über $t_{12/8}$ und $t_{8/5}$ Zeit)
- Homogenität des Temperaturfeldes entlang der Symmetrieachse lunter Einbeziehung der Haltezeit

Bild 6A zeigt am Beispiel der Probengeometrie 2 die aus den definierten Versuchsparametern der Versuchsreihe 1 resultierenden Temperatur-Zeit-Verläufe für die Messpunkte 1-4. Anhand der Detaildarstellung Bild 6B-D kann die Auswertung der Versuche unter Betrachtung der genannten Gesichtspunkte nachvollzogen werden. Bild 6B zeigt den programmierten Temperaturverlauf (PTemp) mit der zu erreichenden Aufheizrate von 1000K/s, sowie die Temperaturverläufe der Messpunkte 1 (TC1) bis 4 (TC4). Abbildung 6C zeigt das thermische Überschwingverhalten an den Messpunkten 1-4. Der Graph der programmierten Temperatur (PTemp) dient dabei als Referenz zur Beurteilung. Bild 6D zeigt das Abkühlverhalten des Probenkörpers an den Messpunkten 1-4.

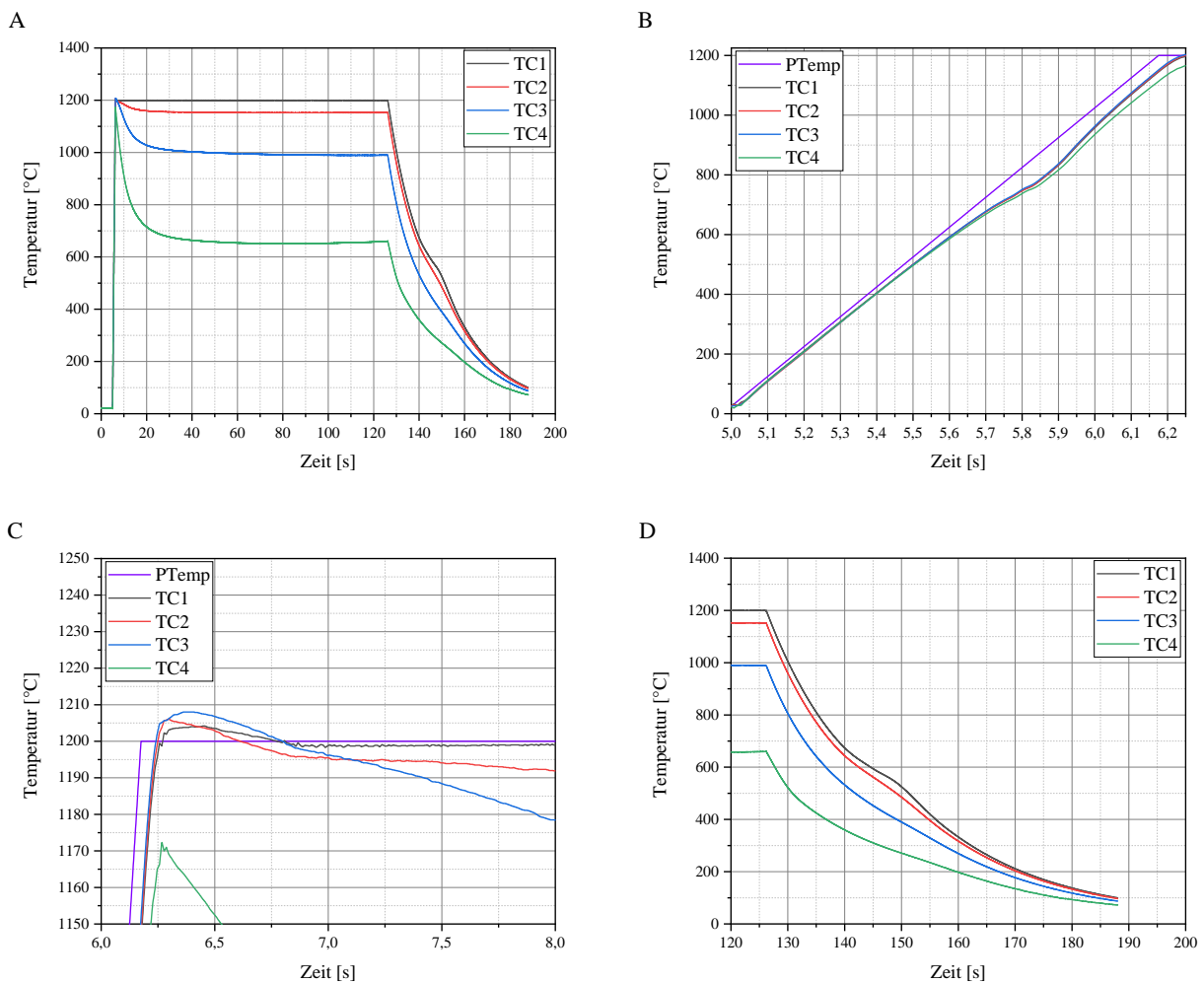


Bild 6: Veranschaulichung der Auswertung am Beispiel der aus den Versuchsparametern der Versuchsreihe 1 resultierenden Temperatur-Zeit-Verläufe für Probengeometrie 2 an den Messpunkten 1-4. A) Übersicht der Temperaturverläufe TC1 bis TC4; B) Detailansicht des Aufheizverhaltens; C) Detailansicht des thermischen Überschwingverhaltens; D) Detailansicht des Abkühlverhaltens.

4. Ergebnisse und Diskussion

4.1 Einfluss der Probengeometrie und der Trafo-Stufe auf das thermische Überschwingverhalten

Für die Auswertung des thermischen Überschwingverhaltens wurde für jeden Messpunkt (MP) die maximal erreichte Temperatur im Aufheizprozess ermittelt und in Tabelle 6 aufgeführt. Der höchste Temperaturwert je Messreihe ist fettgedruckt hervorgehoben.

Tabelle 6: Thermisches Überschwingverhalten in Abhängigkeit der Probengeometrie und Trafo-Stufe.

Probengeometrie	Trafo-Stufe	Soll-Maximaltemperatur [°C]	MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]	MP4 [°C]
1	1	1200	1221	1195	1200	-
2	1	1200	1204	1206	1208	1161
2	2	1200	1231	1332	1321	1273
3	1	1200	1221	1224	1200	-
4	1	1200	1202	1177	1197	1145
4	2	1200	1209	1196	1196	1168

Anhand der Messwerte ist zu erkennen, dass die Proben mit der kleineren freien Einspannlänge von $L_0=20\text{mm}$ unter Trafo-Stufe 1 ein um rund 20K größeres Überschwingen zeigen als die Proben mit der freien Einspannlänge von $L_0=40\text{mm}$. Die Erhöhung der Trafo-Stufe auf 2 zeigt bei Probengeometrie 4 nur an MP2 und 4 eine um ca. 20K höhere Maximaltemperatur im Vergleich zum Versuch bei Trafo-Stufe 1. Das Verhalten an MP4 kann bereits durch eine geringe Abweichung der Thermoelementlage hervorgerufen werden, da der Temperaturgradient in Richtung Einspannung relativ groß wird. Das starke Überschwingverhalten bei Probengeometrie 2 unter Trafo-Stufe 2 wird in [1] beschrieben. Hohe Aufheizraten können dazu führen, dass die Temperatur neben der Probenmitte ein größeres Maximum erreicht, als in der Probenmitte. Dieser Effekt wird zusätzlich noch durch größere freie Einspannlängen verstärkt. Um auszuschließen, dass es sich bei dem Versuch um einen Ausreißer handelt, wird dieser noch einmal in nachfolgenden Untersuchungen wiederholt. Größere freie Einspannlängen scheinen im Vergleich zu kleineren L_0 bei niedriger Trafo-Stufe ein geringeres Überschwingen in Probenmitte hervorzurufen. Die Unterschreitung des Mindestquerschnittes scheint tendenziell zu höheren Temperaturmaxima im Bereich neben der Probenmitte zu führen. Eine Aussage zur Auswirkung der Trafo-Stufe auf das Überschwingverhalten in Bezug auf die Probengeometrie selbst kann derzeit noch nicht getroffen werden.

4.2 Einfluss der Probengeometrie und der Trafo-Stufe auf das Erreichen der Soll-Aufheizrate

Die Aufheizrate variiert stark in Abhängigkeit des Schweißprozesses. Um möglichst realitätsnahe Bedingungen in der physikalischen Simulation abbilden zu können, wird der Einfluss der Probengeometrie und der Trafo-Stufe für das Erreichen einer Soll-Aufheizrate von 1000K/s betrachtet. Bild 7 zeigt den Einfluss der Länge des gleichlaufenden Querschnittes in Bezug auf das Erreichen der Soll-Aufheizrate (PTemp) je Messpunkt für die Probengeometrien 1 und 2. Ein analoges Verhalten zeigt sich für die Probengeometrien 3 und 4.

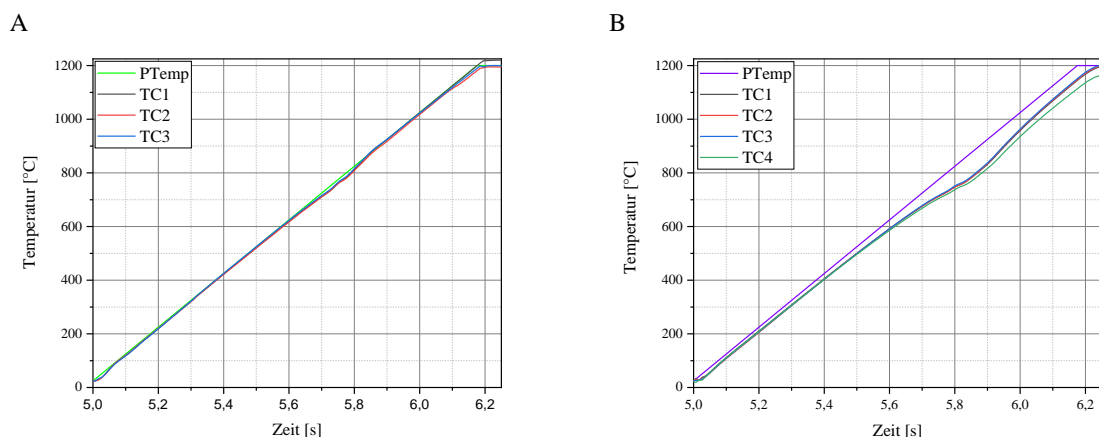


Bild 7: Vergleich des Aufheizverhaltens in Abhängigkeit von L_0 . A) Probengeometrie 1 ($L_0=20\text{mm}$) und Trafo-Stufe 1; B) Probengeometrie 2 ($L_0=40\text{mm}$) und Trafo-Stufe 1.

Mit zunehmender freier Einspannlänge zeigt sich ein deutlich stärkerer Einfluss der während der Aufheizung stattfindenden Umwandlungsvorgänge. Im Temperaturbereich von 500-800°C sinkt bei den Probengeometrien 2 die Aufheizrate merklich. Bei der Überschreitung von 800°C steigt Sie wieder an und erreicht ab ca. 1000°C wieder die gewünschte Rate von 1000K/s. Dasselbe Verhalten zeigen auch die Probengeometrien 1 und 3 mit der freien Einspannlänge von 20mm (vgl. Bild 7A), wobei die Reduzierung der Aufheizrate dort nicht so stark ausgeprägt ist, sodass im Mittel eine Aufheizrate von 1000K/s realisiert werden kann. Bild 8 zeigt am Beispiel der Probengeometrie 4, dass dem Verhalten durch die Erhöhung der Trafo-Stufe entgegengewirkt werden kann. Die Soll-Aufheizrate wird auch bei Trafo-Stufe 2 nicht erreicht. Ein analoges Verhalten zeigt Probengeometrie 2.

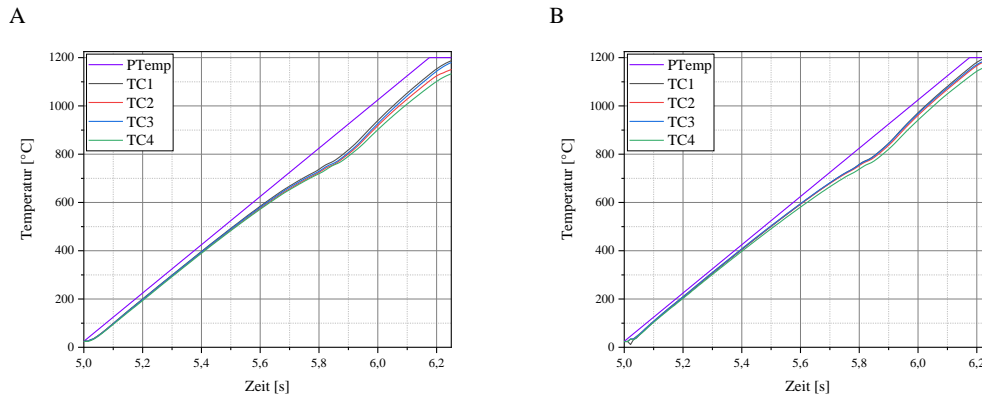


Bild 8: Vergleich des Aufheizverhaltens in Abhängigkeit der Trafo-Stufe am Beispiel der Probengeometrie 4. A) Trafo-Stufe 1; B) Trafo-Stufe 2.

4.3 Einfluss der Probengeometrie auf das Abkühlverhalten

Tabelle 7 zeigt die anhand der aufgenommenen Messwerte berechneten $t_{12/8}$ und $t_{8/5}$ Zeiten der vier Probengeometrien unter den Parametern der Versuchsreihe 1. (Zum Vergleich des Abkühlverhaltens von Maximaltemperatur bis auf 100°C siehe Abschnitt 3.3 Versuchsauswertung, Bild 6D.)

Tabelle 7: Resultierende $t_{12/8}$ und $t_{8/5}$ Zeiten in Abhängigkeit der Probengeometrie unter Trafo-Stufe 1.

	MP1		MP2		MP3		MP4	
Probengeometrie	$t_{12/8}$ [s]	$t_{8/5}$ [s]	$t_{12/8}$ [s]	$t_{8/5}$ [s]	$t_{12/8}$ [s]	$t_{8/5}$ [s]	$t_{12/8}$ [s]	$t_{8/5}$ [s]
1	4,2	6,2	-	6,1	-	5,1	-	-
2	9,1	16	-	15	-	11,7	-	-
3	4	6	-	5,7	-	4,8	-	-
4	8,6	15,5	-	14,5	-	11,4	-	-

Die Verdopplung der freien Einspannlänge bewirkt eine mehr als doppelt so große $t_{12/8}$ und $t_{8/5}$ Zeit in Probenmitte (MP1). An MP2 und 3 liegt zum Ende der Haltezeit eine Temperatur <1200°C vor, sodass keine $t_{12/8}$ Zeit ermittelt werden kann. Die Vergrößerung des Probenquerschnittes bewirkt wiederum eine geringe Reduzierung der $t_{12/8}$ sowie $t_{8/5}$ Zeit. Betrachtet man je Probengeometrie die $t_{8/5}$ Zeiten an MP1 bis 3, so ist auch hier eine geringe Reduzierung ausgehend von Probenmitte in Richtung Einspannung zu verzeichnen. Die Temperatur an MP4 liegt zum Ende der Haltezeit bei allen Probengeometrien unterhalb von 800°C, sodass keine $t_{8/5}$ Zeit ermittelt werden kann (vgl. Bild 6D). Die Probengeometrie hat einen entscheidenden Einfluss auf das Abkühlverhalten und somit auf die Gefügeausbildung ausgehend von der Probenmitte in Richtung der Kupfer-Einspannbacken. Für die Simulation von Gefüge der Wärmeeinflusszone muss dieser Umstand berücksichtigt werden.

4.4 Homogenität des Temperaturfeldes entlang der Symmetrieachse 1 unter Einbeziehung der Haltezeit

Für die Untersuchung der Homogenität des Temperaturfeldes entlang der Symmetrieachse 1 in Abhängigkeit der Haltezeit wird die Ist-Temperatur bei MP1 bis 3 zu drei Zeitpunkten in der Phase II des Temperaturprüfzyklus betrachtet:

- Zeitpunkt 1: Temperaturabweichung zwischen den Messpunkten MP2 und MP3 in Abhängigkeit der Probengeometrie bei Erreichen der Ist-Maximaltemperatur an MP1,
- Zeitpunkt 2: Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 60s,

- Zeitpunkt 3: Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 120s.

Tabelle 8 zeigt die Temperaturabweichung zwischen den Messpunkten MP2 und MP3 in Abhängigkeit der Probengeometrie bei Erreichen der Ist-Maximaltemperatur an MP1.

Tabelle 8: Temperaturabweichung zwischen den Messstellen MP2 und MP3 in Abhängigkeit der Probengeometrie bei Erreichen der Ist-Maximaltemperatur an MP1.

Probengeometrie	Trafo-Stufe	MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]
1	1	1221	1170	1178
2	2	1226	1184	1187
3	1	1217	1195	1189
4	2	1208	1218	1197

Beim Erreichen der Ist-Maximaltemperatur bei MP1 weisen MP2 und 3 vertretbare Temperaturunterschiede im Bereich von 3 bis 21°C auf. Diese Diskrepanzen können bereits durch kleine Abweichungen der Lage der Thermoelemente in Bezug zur Probenmitte hervorgerufen werden. Auffällig ist, dass die Messwerte bei MP2 und 3 bei einem Abstand von 5mm bei Probengeometrie 1 und 3, sowie einem Abstand von 10mm bei Probengeometrie 2 und 4 nahezu gleiche Temperaturwerte liefern. Es wird angenommen, dass durch die Verdopplung der freien Einspannlänge auch die Ausdehnung des Wärmefeldes verdoppelt wird. Der Temperaturgradient zur Probenmitte zu diesem Zeitpunkt des Temperaturprüfzyklus ist gering.

Tabelle 9 zeigt die Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 60s.

Tabelle 9: Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 60s.

Probengeometrie	Trafo-Stufe	MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]
1	1	1200	966	1034
2	2	1200	1006	973
3	1	1200	1047	1008
4	2	1200	1005	961

Es zeigt sich, dass eine Haltezeit eine deutliche Veränderung des Temperaturgradienten bewirkt. Mit dem Erreichen der Maximaltemperatur wird der Aufheizstrom reduziert. Dies bewirkt eine sofortige Abnahme der Temperatur ausgehend von der Probenmitte hin zur Einspannung. (vgl. Bild 6A). Dieser Umstand ist vor allem bei Warmzugversuchen zu beachten, bei denen ein bestimmter Deformationsweg bzw. eine Dehnung in Längsrichtung gemessen/berechnet werden soll. Darüber hinaus kann beobachtet werden, dass die Temperatur bei MP2, mit Ausnahme von Probengeometrie 1, im Vergleich zu MP3, im Mittel ca. 40°C höher liegt.

Tabelle 10 zeigt die Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 120s.

Tabelle 10: Temperaturabweichung zwischen MP2 und 3 in Abhängigkeit der Probengeometrie nach einer Haltezeit von 120s.

Probengeometrie	Trafo-Stufe	MP1 [°C]	MP2 [°C]	MP3 [°C]
1	1	1198	955	1033
2	2	1202	979	1012
3	1	1200	999	1046
4	2	1200	941	993

Die Betrachtung der Messpunkte MP1-3 nach 120s Haltezeit zeigt, mit Ausnahme der Probengeometrie 1, dass nach längerer Haltezeit tendenziell eine Reduzierung der Temperatur an Messpunkt 2 und eine Erhöhung der Temperatur an Messpunkt 3 stattfindet. Die Abweichungen zwischen den Messstellen liegen aber weiterhin im Mittel bei ca. 40°C. Das Wärmefeld scheint von der linken zur rechten Einspannseite zu wandern. Die Ursache für dieses Phänomen wird in fortlaufenden Untersuchungen näher betrachtet.

5. Ausblick für fortlaufende Untersuchungen

In fortlaufenden Untersuchungen wird analog zu den vorgestellten Versuchen der Einfluss des Werkstoffes näher untersucht. Dazu wird ein austenitischer CrNi-Stahl eingesetzt, dessen physikalische Eigenschaften (spezifischer elektrischer Widerstand und Wärmeleitfähigkeit) sich deutlich vom S355J2+N unterscheiden, Tabelle 11.

Tabelle 11: Physikalische Eigenschaften in Abhängigkeit des Werkstoffes [5, 7].

Physikalische Eigenschaft bei 20°C	S355J2+N	X5CrNi18-10
spezifischer elektrischer Widerstand [$\Omega\text{mm}^2/\text{m}$]	0,15	0,73
Wärmeleitfähigkeit [W/mK]	54	15

Der Vergleich der beiden Werkstoffe soll es ermöglichen, eine Abschätzung für Versuche an anderen metallischen Werkstoffen treffen zu können, wenn deren physikalische Eigenschaften bekannt sind. In diesem Rahmen werden für beide Werkstoffe der spezifische elektrische Widerstand und die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur im Bereich zwischen Raumtemperatur und Maximaltemperatur in noch zu definierenden Stufen experimentell ermittelt.

Ein weiterer Untersuchungspunkt ist die Abbildung noch höherer Aufheizraten. Dies kann bspw. für die Simulation der Wärmeeinflusszone beim Widerstandspunktschweißen notwendig sein.

Nutzung der Gleeble® 3500 in aktuellen Forschungsprojekten des Instituts für Werkstoff- und Fügetechnik

IGF-Vorhaben Nr.: 19.936 B / DVS Nr.: 01.2262

„Entwicklung einer wirtschaftlicheren Prozessführung für das UP-Schweißen ferritisch-austenitischer Legierungen unter Berücksichtigung der metallurgischen Besonderheiten“

Art der Verwendung: Simulation des WEZ-Gefüges an Knet- und Gusslegierungen aus Standard- und Superduplexstahl in Abhängigkeit der Abkühlzeit $t_{12/8}$

BMBF Förderkennzeichen 13XP5025E

„ELOBEV – Erforschung von elektrolytischen Beschichtungssystemen für Verbindungselemente aus höchstfesten Werkstoffen“

Art der Verwendung: Untersuchung der Flüssigmetallinduzierten Rissbildung der höchstfesten Werkstoffe unter Variation der Beschichtungssysteme

AiF-Nr.: 18.966 BR

„Realisierung und Integration eines neuartigen Sensorkonzeptes zum sensorbasierten, beidseitig synchronen Schweißen von Wurzellagen an T-Stößen des schweren Stahlbaus“

Art der Verwendung: Kalibrierung von berührungslosen Temperaturmesssystemen

FuE-Verbundförderung des Landes Sachsen-Anhalt mit EFRE-Mitteln

„System zum mechanisierten Metall-Schutzgas-Schweißen mit adaptiver Einbrand-Regelungs- und Überwachungs-Technologie“ (kurz: S-MAUT 4.0)

Art der Verwendung: Kalibrierung von berührungslosen Temperaturmesssystemen

Literaturverzeichnis

- [1] Dynamic Systems Inc.: Gleeble® Users Workshop 2007, Gleeble® Systems and Applications, 08/07-Rev02
- [2] Béal, C.: Mechanical behaviour of a new automotive high manganese TWIP steel in the presence of liquid zinc, INSA de Lyon, 2011
- [3] Dynamic Systems Inc.: Gleeble® Systems Catalog, Parts & Accessories, 06/18-Rev
- [4] Salzgitter Flachstahl: Werkstoffdatenblatt S355J2+N, Stand: 08/11
- [5] <https://www.stauberstahl.com/werkstoffe/10570-werkstoff-datenblatt/>, Stand: 11.08.2019
- [6] Zinke, M.: Schweißmetallurgische Untersuchungen zum Einsatz nicht rostender austenitischer Edelstähle für Anwendungen im Automobilbau, AiF-Nr. 14.961B, Schlussbericht, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008
- [7] Deutsche Edelstahlwerke: Werkstoffdatenblatt X5CrNi18-10, Stand: 27.11.2015



Kombinierte Siede-Wasserkühlung für die Hochspannungselektronik

Autor: Andreas Schulz

Strukturtechnik UG, Neuer Weg 22-23, D-06484 Quedlinburg,
schulz@strukturtechnik.de, Telefon (+49) 0171 368 59 56,
Cool Tec Electronic GmbH, Ilmenauer Str. 7, D-98701 Großbreitenbach.

1. Einleitung

Auf den MMT 2009 wurde die Siedekühlung mit integrierten Mikrostrukturen vorgestellt, die zur effektiven Kühlung, bzw. zur Entwärmung, von Bauteilen der Leistungs- und Hochleistungselektronik eingesetzt werden kann (1). Auf den MMT 2011 wurde der Einsatz der Siedekühlung in Schaltschränken als industrielle Anwendung aufgezeigt (2) und auf den MMT 2013 wurde zum Siedesystem ein Berechnungsmodul als EXCEL-Version zur Auslegung von Bauteilkühlungen präsentiert (3). Auf den MMT 2019 soll eine kombinierte Siede-Wasserkühlung vorgestellt werden. Sie besteht aus einem Siedemodul, das die IGBT-Bauteilwärme durch Verdampfung aufnimmt und einem Plattenwärmeübertrager (kurz: PWÜ) zuführt, der durch Kondensation die Wärmeenergie an einen Wasserkreislauf überträgt. Im System zirkuliert das elektrisch hochisolierende Niederdruckkältemittel, SES36, das kontinuierlich im Naturumlauf die Phasenwechsel Verdampfung und Verflüssigung durchläuft.

Siedemodul und PWÜ sind kompakte Wärmetauscher, die raumsparend hohe Verlustwärmemengen übertragen können. Über ein spezielles Press-Verbundrohrsystem können durch den Einsatz der kombinierten Siede-Wasserkühlung notwendige Isolationstrecken für Mittel- und Hochspannungsbauteile realisiert werden, was neue Anwendungen in der High-Voltage- und EMV-Technik anbietet.

2. Die kombinierte Siede-Wasserkühlung

Die kombinierte Siede-Wasserkühlung ist ein Wärmeübertragungssystem, das nach dem Thermosyphon-Prinzip arbeitet. Durch intensives Sieden, bzw. Verdampfen, des elektrisch hochisolierenden Spezialfluids SES36 wird die Bauteilwärme in Dampf umgewandelt, der über eine Steigrohrleitung in einen wassergekühlten Plattenwärmeübertrager (PWÜ), hier in der Funktion des Kondensators, geleitet und dort wieder verflüssigt wird. SES36 ist ein Niederdruckkältemittel der Solkane-Reihe und besitzt bei Atmosphärendruck einen Siedepunkt bei $T = 36\text{ °C}$.

Im Siedemodul sorgen mikrostrukturierte Innenwände für extrem hohe Siederaten, sodass Verlustwärmemengen im kW-Bereich bei stabiler Betriebstemperatur am Bauteil abgeführt werden können. Die kombinierte Siede-Wasserkühlung arbeitet im Naturumlauf ohne Fluidpumpe. Der Dampf strömt selbständig über das Steigrohr in den Plattenkondensator, der oberhalb vom Siedemodul positioniert ist, somit kann das verflüssigte Kondensat unter Ausnutzung der Gravitation über einen Rückfluss in das Siedemodul zurückfließen. Auf diese Weise entsteht ein kontinuierlicher Kreislauf. Abb. 1 zeigt den Aufbau einer kombinierten Siede-Wasserkühlung.

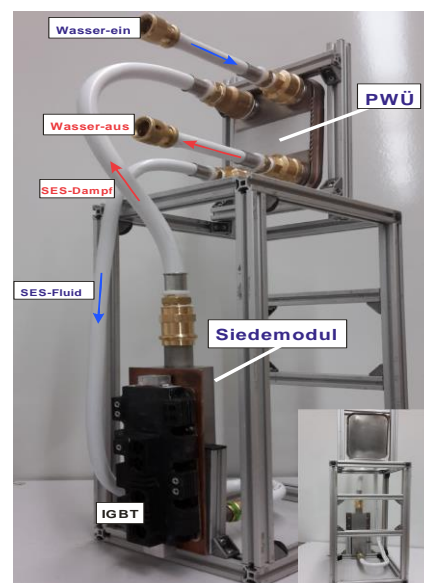


Abb. 1: Prinzipieller Aufbau der kombinierten Siede-Wasserkühlung, bestehend aus einem Siedemodul, das die Bauteilwärme durch Verdampfung aufnimmt und einem Plattenwärmeübertrager (PWÜ), der die Bauteilwärme durch Kondensation an einen externen Wasserkreislauf überträgt.

3. Der Teststand

Zur Aufnahme von charakteristischen Kennlinien wurde ein Teststand eingerichtet, der aus folgenden Komponenten besteht: Siedemodul, montiert auf einer Heizplatte, PWÜ-Kondensator, Verbindungstechnik, Stelltransformator zur Ansteuerung der Heizplatte und Datenerfassung der Temperaturmessfühler. Die Grundplatte des Siedemoduls besteht aus Aluminium und besitzt die Abmaße $190 \times 140 \text{ mm}^2$. Sie wird auf eine Heizplatte, ebenfalls aus Aluminium, mit gleichen Kantenlängen montiert. Die Montage erfolgt über Verschraubungen der Grundplatte auf die Heizplatte, um einen ausreichenden Anpressdruck zu erzeugen. Die Kontaktflächen des Siedemoduls und der Heizplatte wurden vor der Montage mit Wärmepaste dünn eingestrichen. Die Heizplatte besitzt 6 Bohrungen für die Aufnahme der Heizstäbe, die Leistung pro Heizstab beträgt 800 W . Alle 6 Heizstäbe werden elektrisch parallel geschaltet und können über den Stelltrafo kontinuierlich geregelt werden. Der Dampfaustritt des Siedemoduls ist über ein Steigrohr, $d_i = 16 \text{ mm}$, mit dem wassergekühlten Plattenkondensator verbunden, es handelt sich um einen PWÜ des Typs ZC4-20 (0.3 m^2) der Fa. TTZ. Innerhalb des PWÜ findet die Verflüssigung statt, das Kondensat wird unter Ausnutzung der Gravitation über eine Rohrverbindung, $d_i = 12 \text{ mm}$, in das Siedemodul zurückgeführt. Das gesamte System wird unter Atmosphärendruck, d.h. ohne Evakuierung, mit 700 ml SES36 befüllt. Die Frontseite des Siedemoduls besteht aus einer transparenten Abdeckung aus Polycarbonat, um den Siedeprozess optisch beobachten zu können. Temperaturfühler in Bohrungen der Heizplatte, der Grundplatte und Seitenwand des Siedemoduls, messen die Temperaturen T_H , T_S , T_{SES36} . Die Temperatur am Wassereintritt T_W wird über einen Temperaturfühler in der Schlauchzuführung aufgenommen.

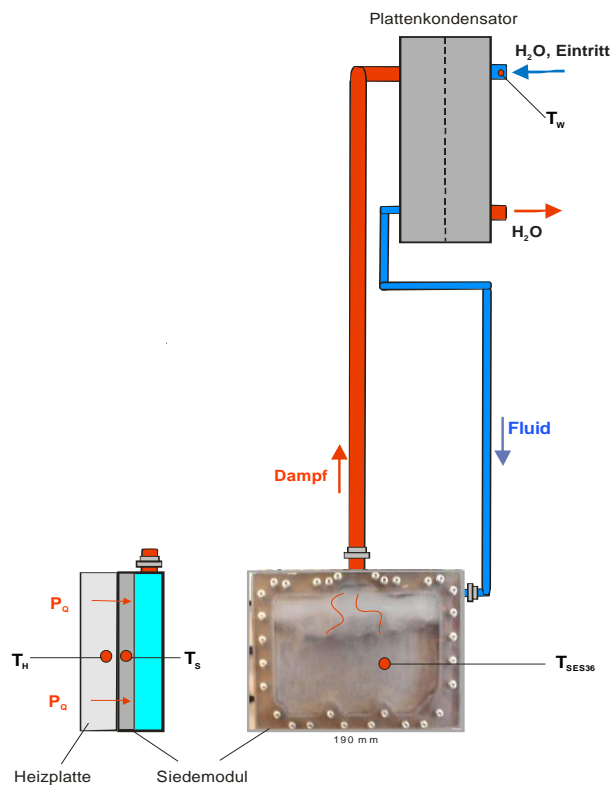


Abb. 2: Links ist der schematische Aufbau der kombinierten Siede-Wasserkühlung im Naturumlauf dargestellt. Eine Heizplatte, montiert auf das Siedemodul, erzeugt die Heizleistung entsprechend der Verlustwärme P_Q eines Bauteils. Der Siedeprozess kann durch ein Sichtfenster beobachtet werden. Während des Betriebs werden die Temperaturen der Heizplatte T_H , des Siedemoduls T_S , des Fluids SES36 T_{SES36} und die Wassereintrittstemperatur T_W aufgenommen, siehe rote Punkte. Das Bild rechts zeigt eine Fotografie des Teststandes.

4. Die Temperaturkennlinien

Es werden die aufgenommenen Temperaturkennlinien der kombinierten Siede-Wasserkühlung vorgestellt, folgende Größen sind gemessen worden:

P_Q [W]: Heizplattenleistung,
 T_H [°C]: Temperatur der Heizplatte,
 T_S [°C]: Temperatur des Siedemoduls,
 T_{SES36} [°C]: Temperatur des Kältemittels SES36,
 T_W [°C]: Wassereintrittstemperatur.

Daraus können die 3 relevanten Temperaturdifferenzen gebildet werden:

$\Delta T_{\text{Kontakt}}$ [K] = $T_H - T_S$: Temperaturdifferenz des Kontaktwiderstands zwischen Heizplatte und der Grundplatte des Siedemoduls,

ΔT_S [K] = $T_S - T_{SES36}$: treibende Temperaturdifferenz im Siedemodul am Übergang der Grundplatte zum SES36-Kältemittel,

ΔT_{Kond} [K] = $T_{SES36} - T_W$: treibende Temperaturdifferenz im Kondensator zwischen SES36 und der Wassereintrittstemperatur.

Die Grafik in Abb. 3 zeigt den Temperaturverlauf der Heizplatte T_H , des Siedemoduls T_S und des Kältemittels T_{SES36} in Abhängigkeit der Heizleistung P_Q , die auch die Verlustleistung eines Bauteils repräsentiert. Die Wassereintrittstemperatur ist konstant 20 °C. Weiterhin sind bei 3000 W die Temperaturdifferenzen $\Delta T_{\text{Kontakt}}$, ΔT_S [K] und ΔT_{Kond} eingetragen, auch Übertemperaturen genannt:

- $\Delta T_{\text{Kontakt}}$ [K] = $T_H - T_S = 94 \text{ K} - 79 \text{ K} = 15 \text{ K}$,
- ΔT_S [K] = $T_S - T_{SES36} = 79 \text{ K} - 64 \text{ K} = 15 \text{ K}$,
- ΔT_{Kond} [K] = $T_{SES36} - T_W = 64 \text{ K} - 20 \text{ K} = 44 \text{ K}$.

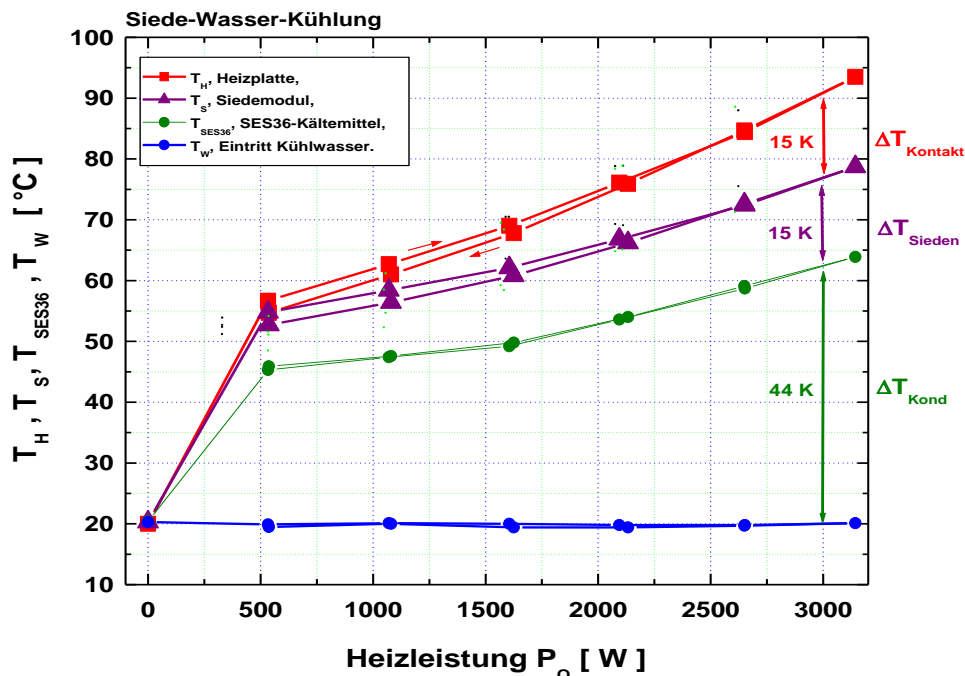


Abb. 3: Die Grafik zeigt die Temperaturen der Heizplatte T_H , des Siedemoduls T_S und des Kältemittels T_{SES36} aufgetragen über die Heizleistung von 0 bis 3200 W. Bei 3000 W sind die drei wichtigen Temperaturdifferenzen $\Delta T_{\text{kontakt}}$, ΔT_S und ΔT_{Kond} eingetragen, wobei der Übergang $\Delta T_{\text{Kond}} = 44 \text{ K}$ die größte treibende Differenz darstellt, da der Übergang 2 Prozesse einschließt: 1. Kondensation auf der Kältemittelseite und 2. Konvektion auf der Kühlwasserseite.

5. Die elektrische Isolation

Als Verbindungstechnik zwischen Siedemodul und Plattenkondensator werden Press-Verbundrohre eingesetzt. Es handelt sich um biegsame Rohre, deren Wandungen aus einem Mehrschichtsystem besteht, das sich aus einer Kunststoffinnenwand, einer Metallkernschicht und einer Kunststoffaußenwand zusammensetzt. Das ermöglicht den Aufbau einer elektrisch nicht leitenden Verbindung zwischen dem Siedemodul und dem Plattenkondensator. Das eingesetzte Kältemittel SES36 durchströmt die Verbundrohre und ist selbst elektrisch hochisolierend. Somit kann eine vollständige elektrische Isolation zwischen dem Hochspannungsbau teil IGBT, montiert auf dem Siedemodul, und dem Wasserdurchsatz am Plattenkondensator erzielt werden. Abb. 4 veranschaulicht schematisch die Isolationsstrecke durch das Schaltersymbol 'offen', das Ohmmeter im Foto misst einen unendlich hohen Widerstand ('1': overflow).

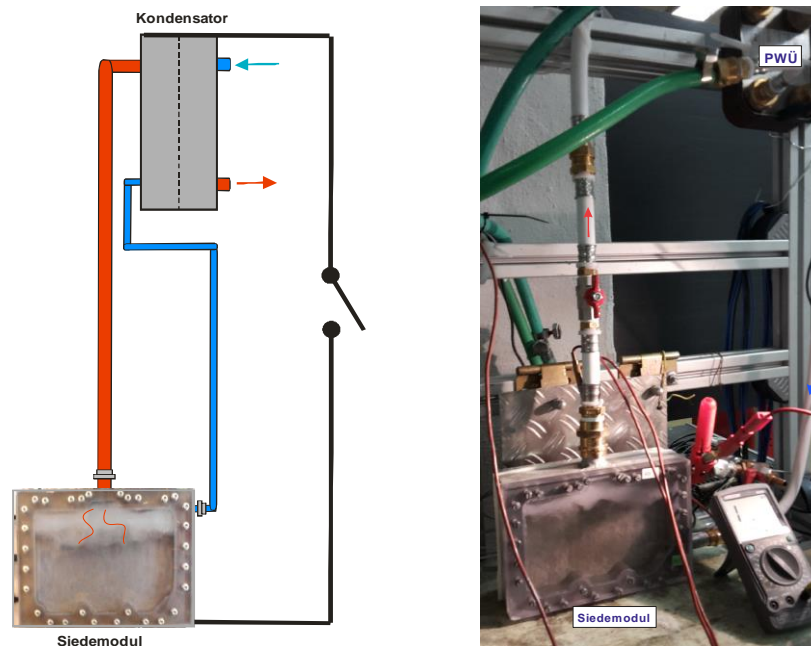


Abb. 4: Der Einsatz des hochisolierenden Kältemittels SES36 und der Press-Verbundrohre als Verbindungstechnik realisiert eine elektrische Isolationsstrecke zwischen dem Siedemodul und des Plattenkondensators. Die Anzeige des Ohmmeters '1' ('overflow') bedeutet: Widerstand $R = \infty$. Somit besteht für Bauteile der Mittel- und Hochspannungstechnik ein Sicherheitsabstand zur externen Wasserkühlung.

6. Zusammenfassung

Die kombinierte Siede-Wasserkühlung besteht aus einem Siedemodul und einem wassergekühltem Plattenkondensator (PWÜ) und kann hohe Verlustleistungen im kW-Bereich von IGBT-Bauteilen abführen. Der Einsatz des elektrisch hochisolierenden Kältemittels SES36 sowie die Verwendung von Press-Verbundrohren ermöglicht die Realisierung einer nicht leitenden Isolationsstrecke zwischen dem Bauteil am Siedemodul, z.B. IGBT, und der externen Wasserkühlungsstrecke am Plattenkondensator. Die kombinierte Siede-Wasserkühlung ist somit sehr geeignet für Anwendungen in der Mittel- und Hochspannungstechnik.

Referenz:

- (1) Siedekühlung mit integrierten Mikrostrukturen, A. Schulz, Magdeburger Maschinenbau-Tage 2009,
- (2) Neuartige Siedekühlung und ihre industriellen Anwendungen, A. Schulz, MMT 2011,
- (3) Neues Berechnungsmodell zur Auslegung des Siedekühlungssystems für die Leistungselektronik, A.Schulz, MMT 2013.

FE-Implementierung für die elektrodynamische Analyse von E-Maschinen

Sebastian Koch ¹⁾, Fabian Duvigneau ¹⁾, Sascha Duczek ²⁾, Elmar Woschke ¹⁾

¹⁾ Institut für Mechanik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Deutschland, sebastian.koch@ovgu.de, 0391/6752409

²⁾ School of Civil and Environmental Engineering, University of New South Wales, Sydney

Kurzfassung

In den letzten Jahren hat die Elektromobilität deutlich an Bedeutung gewonnen und gilt schon jetzt als ein bedeutendes Antriebskonzept der Zukunft. Für die Entwicklung neuer bzw. die Weiterentwicklung vorhandener Maschinen und Konzepte kommen Simulationsmethoden zum Einsatz, die es erlauben das Verhalten ohne die Verwendung kostenintensiver Prototypen zu analysieren und den gewünschten Zielen anzupassen.

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wird die Magnetfeldberechnung für E-Maschinen unter Verwendung der Finite-Elemente-Methode (FEM) vorgestellt. Eine eigene Software-Implementierung dieser Methode wird mit Hilfe kommerzieller Software verifiziert und dient als Grundlage für weiterführende Forschungsarbeiten. In einem ersten Schritt werden die Felder einzelner Komponenten, wie ein Permanentmagnet oder ein stromdurchflossener Leiter berechnet, anschließend werden die verifizierten Komponenten für die Simulation eines generischen Motors verwendet. Mit Hilfe der ermittelten Felder werden abschließend die auftretenden Kräfte und Momente bestimmt.

1. Einleitung

Die Verwendung elektrischer Antriebskonzepte hat in den letzten Jahren deutlich zugenommen und wird nach übereinstimmender Einschätzung von Experten [1] in den kommenden Jahren weiter steigen. Es wird damit gerechnet, dass im Jahr 2025 ein Viertel der neu zugelassenen Fahrzeuge teil- oder vollelektrifiziert sind. Daraus resultiert ein enormes wirtschaftliches und wissenschaftliches Interesse an diesem Themengebiet.

Im Rahmen des Verbundprojektes „Kompetenzzentrum eMobility“ (KeM) werden verschiedene Herausforderungen der Elektromobilität fachübergreifend untersucht, um den Strukturwandel erfolgreich zu bestreiten und wirtschaftliche Chancen nutzen zu können. Dafür werden verschiedene ineinander verzahnte Themenbereiche wie Thermodynamik, Fügetechnik, Akustik, Konstruktion, Regelung, Elektrotechnik und Batteriemangement untersucht.

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen der KeM-Teilprojekte des Institutes für Mechanik, „Ganzheitliche dynamische Analyse von E-Maschinen“ und „Leichtbau und Akustik von Elektromotoren“, entstanden. In diesen Teilprojekten soll das dynamische Verhalten von elektrifizierten Fahrzeugen unter Berücksichtigung der Wechselwirkung von Strukturschwingungen und Magnetkreis beschrieben werden. Ein wesentliches Ziel dieser Forschungen ist die Kopplung des magnetischen und des mechanischen Systems, welche sich gegenseitig beeinflussen. Diese Wechselwirkungen können einen entscheidenden Einfluss auf das Verhalten des Gesamtsystems haben. Kleinste Änderungen im Luftspalt, welche beispielsweise durch Verformungen der schwingenden Struktur hervorgerufen werden, führen zu Veränderungen des Magnetfelds und daraus resultierend des Drehmoments und somit der wirkenden Kräfte. Das Drehmoment ist wiederum eine entscheidende Zielgröße bei der Entwicklung einer E-Maschine. Die auf Grund der exzentrischen Rotorposition wirkenden Kräfte haben einen signifikanten Einfluss auf das Systemverhalten und sind deshalb Gegenstand verschiedener Untersuchungen [2, 3, 4]. Dieser Effekt wird in der Literatur als „Unbalanced Magnetic Pull (UMP)“, also als magnetische Zugkraft auf Grund von außermittigen Positionen bezeichnet. Diese magnetischen Kräfte und das resultierende Drehmoment regen gleichzeitig auch das mechanische System an, welches sich über das Schwingungsverhalten der Struktur wieder auf den Luftspalt und das Magnetfeld auswirkt. Aus diesen Gründen ist es zwingend erforderlich, den Magnetkreis und die Strukturmechanik gekoppelt zu betrachten. Mit Hilfe einer eigenen Softwareumsetzung sollen die genannten Fragestellungen untersucht werden. Darüber hinaus sollen perspektivisch höherwertige Ansatzfunktionen mit beliebig hohen Polynomgraden implementiert und deren Vorteile, wie bspw. eine bessere Abbildungsgüte bzw. höhere Konvergenzrate, genutzt werden. In kommerziellen Programmen werden im Gegensatz dazu in der Regel maximal quadratische Ansatzfunktionen verwendet.

Im vorliegenden ersten Schritt wird die Berechnung elektrodynamischer Prozesse mit Hilfe der FEM umgesetzt und verifiziert. Elektrodynamische Berechnungen mittels FEM sind Stand der Technik und werden von verschiedenen kommerziellen Programmen angeboten. Jedoch nur die eigene Umsetzung erlaubt es, die angestrebten Ziele zu erreichen und später eine Vollkopplung der elektrodynamischen und mechanischen Teilsysteme zu realisieren und den Einfluss der E-Maschine auf andere Komponenten (Kupplung, Getriebe, Welle, Lagerung) der Baugruppe zu berücksichtigen. Damit können die Ergebnisse von akustischen Fragestellungen,

Leistungsberechnungen, Lebensdauerabschätzungen usw. verbessert werden. Für die Validierung der Ergebnisse werden im weiteren Verlauf des zugrundeliegenden Projektes Experimente an einem eigens dafür konzipierten Prüfstand durchgeführt.

Die Nutzung der FEM für die Beschreibung Elektrodynamischer Effekte ist in der Literatur umfangreich beschrieben [5-7]. Neben der FEM, welche die wichtigste Methode für Elektromagnetische Fragestellungen ist, können auch andere Methoden wie beispielsweise die Finite Differenzen Methode (FDM) [8], Method of Moments (MoM) [9], Green's function Method [10] oder die Randelemente Methode (BEM) [11] genutzt werden. Eine Kombination verschiedener Methoden wird häufig verwendet, um die Vorteile der genutzten Methoden zu nutzen bzw. die Nachteile zu kompensieren. Ein wesentlicher Nachteil der FEM besteht darin, dass das Feldproblem in einen weiten Bereich berücksichtigt werden muss, da sich elektromagnetische Felder auch in der Umgebung ausbreiten, was eine hohe Anzahl an Freiheitsgraden und daraus resultierend eine hohe Rechenzeit zur Folge hat. Außerdem können singuläre Stellen nur mit einer hohen Anzahl von Freiheitsgraden abgebildet werden. Diese Nachteile können beispielsweise durch die Kopplung mit der BEM reduziert werden [12-14]. Eine andere Möglichkeit, die in den letzten Jahren immer mehr an Bedeutung gewonnen hat, die Effizienz der FEM zu erhöhen, ist die Verwendung höherwertiger Ansatzfunktionen [15,16]. Diese besitzen bei glatten Lösungsgebieten deutlich höhere Konvergenzraten, wodurch deutlich weniger Freiheitsgrade für die gleiche Ergebnisgüte erforderlich sind. Allerdings ist die Konvergenz an Singularitäten genauso wie bei der klassischen FEM, weshalb adaptive Varianten, bei der die Wertigkeit der Ansatzfunktionen der Elemente lokal verschieden ist, zum Einsatz kommen [17,18]. Eine andere Variante zur Verbesserung der Konvergenz stellt die Verwendung von Nedelec Elementen [19,20] dar, die eine gute Balance zwischen der Genauigkeit des berechneten Feldes und seinen Wirbeln, bei einer verringerten Anzahl von Freiheitsgraden aufweisen [21]. Höherwertige Nedelec Elemente wurden von verschiedenen Autoren verwendet, um die Konvergenz weiter zu verbessern [22]. Die Nutzung der FEM für die Beschreibung der Interaktion zwischen Elektrodynamik und Rotordynamik wurde von verschiedenen Autoren vorgestellt [23-25]. Referenz [23] zeigte, dass der UMP einen größeren Einfluss auf das Schwingungsverhalten eines Rotors haben kann als die Unwucht. Der starke Einfluss elektrodynamischer Effekte auf die Schallabstrahlung eines Synchronmotors wurde von [24,25] mit Hilfe der FEM beschrieben.

2. Verifizierung des FE-Programms

Elektrodynamische Systeme lassen sich mit Hilfe der Maxwell Gleichungen (hier die lokale Form)

$$\operatorname{rot} \mathbf{H} = \mathbf{J} + \frac{\partial \mathbf{D}}{\partial t}, \quad (1)$$

$$\operatorname{div} \mathbf{B} = 0, \quad (2)$$

$$\operatorname{rot} \mathbf{E} = -\frac{\partial \mathbf{B}}{\partial t}, \quad (3)$$

$$\operatorname{div} \mathbf{D} = \rho. \quad (4)$$

beschreiben [7]. Dabei ist \mathbf{H} die magnetische Feldstärke, \mathbf{J} die Stromdichte, \mathbf{D} die elektrische Flussdichte, \mathbf{B} die magnetische Flussdichte, \mathbf{E} die elektrische Feldstärke und ρ die Ladungsdichte. Außerdem bezeichnen die Differentialoperatoren rot die Rotation bzw. div die Divergenz des Feldes. Bei diesen Gleichungen sind magnetisches und elektrisches Feld gekoppelt. Diese Kopplung entfällt bei stationären Fällen und es ergeben sich die voneinander unabhängigen Gleichungen der Elektrostatik und Magnetostatik [26].

Wie in [7] gezeigt wurde, kann aus Gleichung (4) und den Gleichungen

$$\mathbf{E} = -\operatorname{grad} V, \quad (5)$$

$$\mathbf{D} = \varepsilon \mathbf{E}, \quad (6)$$

welche das skalare Potential V und die elektrische Feldkonstante ε verwenden, in wenigen Schritten die partielle Differentialgleichung

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\varepsilon \frac{\partial}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\varepsilon \frac{\partial}{\partial y} \right) = -\rho \quad (7)$$

hergeleitet werden. Diese Gleichung der Elektrostatik kann durch Anwendung der FEM in das Gleichungssystem

$$\mathbf{K}_e \mathbf{V} = \boldsymbol{\rho}, \quad (8)$$

mit der Steifigkeitsmatrix K_e , überführt werden. Analog ergibt sich für die Magnetostatik

$$K_m A = J. \quad (9)$$

Hierbei entspricht K_m der Steifigkeitsmatrix und A dem magnetischen Vektorpotential, einer mathematischen Hilfsgröße, die in die magnetische Feldstärke und magnetische Flussdichte umgerechnet werden kann. Diese Gleichungssysteme sind analog zur Strukturmechanik mit dem Kraftvektor F , der Steifigkeitsmatrix K_s und dem Verschiebungsvektor u

$$K_s u = F. \quad (10)$$

Durch das Einbeziehen der anderen Maxwell Gleichungen erweitert sich das Gleichungssystem entsprechend. Im Folgenden wird das System schrittweise verifiziert, indem Minimalbeispiele, bei denen jeweils ein neuer, nicht verifizierter Effekt berücksichtigt wird, berechnet werden. Die Ergebnisse werden mit dem kommerziellen Programm Ansys verglichen. Die Verwendung der FEM erlaubt es, durch Nutzung lokaler Ansatzfunktionen, komplexe Geometrien zu berechnen. In dieser Arbeit werden zunächst lineare Vierecks- und Dreieckselemente untersucht.

2.1 Elektrisches Feld bei verschiedenen Permittivitäten

Als erstes wird Gleichung (8) ohne die rechte Seite, also ohne Quellterm, verwendet, um das elektrische Feld des in Abbildung 2 dargestellten Systems zu bestimmen. Die Permittivität ϵ des dunklen Bereichs ist fünf Mal größer als die des im hellen Bereich dargestellten Vakuums. Am oberen Rand herrscht ein skalares Potential von 100 V, am unteren Rand von 0 V. Das genutzte Modell ist in Abbildung 1 dargestellt. Der in Abbildung 2 dargestellte Vergleich zeigt sowohl bei Dreiecks- als auch bei Viereckselementen gute Übereinstimmung mit der Literatur [7]. Als Vergleich wird der rot markierte Punkt aus Abbildung 1 verwendet, der bei gleicher Vernetzung (50 gleichschenklige lineare Dreieckselemente mit einer Schenkellänge von 2 m) in der Literatur [7] das gleiche Potenzial wie die eigene Umsetzung aufweist, $\rho = 71,62 \text{ V}$.

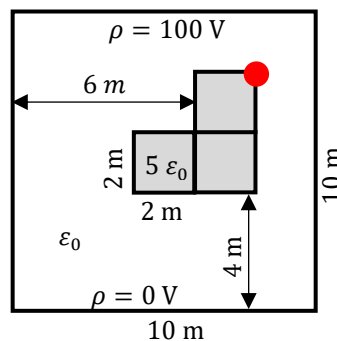


Abbildung 1: Ein einfaches Modell zur Demonstration des Finite Element Programms für elektrostatische Probleme ohne Quelle nach [7]

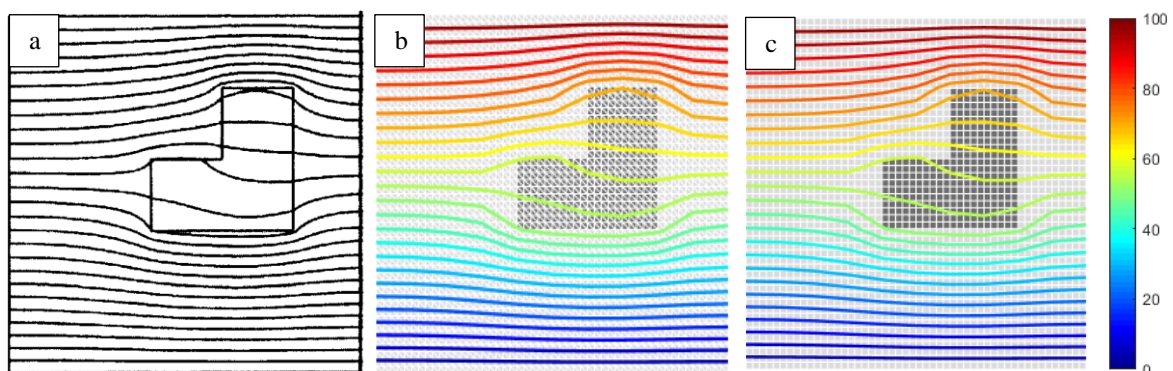


Abbildung 2: Elektrisches Feld in einem Gebiet verschiedener Permittivitäten a) aus [7], mit der umgesetzten Software unter Nutzung von b) Dreieckselementen, c) Viereckselementen

2.2 Magnetisches Feld eines elektrischen Leiters

Als nächstes wird das magnetische Feld eines stromdurchflossenen Leiters (10x10mm) mit einer Stromdichte vom 10^6 A/mm^2 berechnet. Das Modell, welches in Abbildung 3 dargestellt ist, zeigt den Leiter, der sich mittig in einem 50x50 mm Bereich eines anderen Materials befindet. Am äußeren Rand ist das elektrische Vektorpotential $A = 0$, was bedeutet, dass die magnetische Flussdichte keine Komponenten normal zum Rand besitzt. Diese Randbedingung wird in allen folgenden Beispielen an den Rändern verwendet. Dieses Beispiel kann mit Gleichung (4) beschrieben werden. Durch Anwendung der FEM ergibt sich das Gleichungssystem (9).

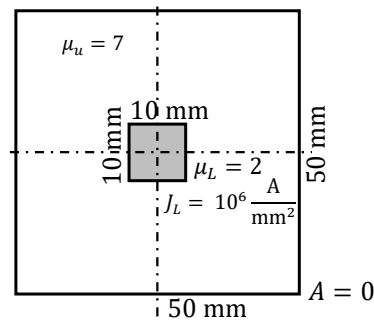


Abbildung 3: Modell eines stromdurchflossenen Leiters im Vakuum

Abbildung 4 zeigt die Isolinien des resultierenden magnetischen Vektorpotentials A aus ca. 4000 Elementen bei Ansys (a) sowie der eigenen Implementierung von 800 Dreiecks- (b) und 400 Viereckselementen (c). Die Ergebnisse zeigen eine sehr gute Übereinstimmung. Die maximalen Werte in den Abbildungen (hier das Vektorpotential in Wb/m), sowie die daraus resultierende prozentuale Abweichung von Ansys zur eigenen Implementierung sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Der Unterschied bei diesem Beispiel beträgt 0,02 % und ist damit verschwindend gering. Es kann folglich davon ausgegangen werden, dass die Umsetzung dieses magnetostatischen Beispiels erfolgreich durchgeführt wurde. Da das Gleichungssystem (9) die gleiche Form hat wie (8) können auf identische Weise auch elektrostatische Probleme gelöst werden. Abbildung 5 zeigt als Ergebnis einer Konvergenzanalyse den relativen Fehler des magnetischen Vektorpotentials (bezogen auf eine Referenzrechnung mit 40.000 Freiheitsgraden) in Abhängigkeit der Anzahl der Freiheitsgrade für unterschiedlich feine Diskretisierungen mit Dreiecks- und Viereckselementen. Es ist gut zu erkennen, dass die Ergebnisse in der doppelt logarithmischen Darstellung ein lineares Konvergenzverhalten zeigen. Auf Grund der höheren Konvergenzrate und zu Gunsten der Übersichtlichkeit werden nachfolgend ausschließlich die Ergebnisse der Viereckselemente gezeigt. Nichtsdestotrotz wurde die Umsetzung aller Beispielprobleme auch für Dreieckselemente durchgeführt.

Tabelle 1: Maximal auftretenden Werte aus den Abbildungen mit der prozentualen Abweichung zueinander

	Ansys	Matlab	Fehler
Abbildung 2	100	100	0,0000 %
Abbildung 4	2,36E-06	2,36E-06	0,0205 %
Abbildung 6	3,54E-06	3,16E-06	11,9700 %
Abbildung 8	2,27E-06	2,24E-06	1,75%
Abbildung 10	1,71E-04	1,72E-04	0,4950 %
Abbildung 11	1,71E-04	1,72E-04	0,4867 %
Abbildung 12	1,69E-07	1,69E-07	0,0454 %
Abbildung 13	2,75E-04	2,72E-04	0,9590 %
Abbildung 14	6,42E-02	6,36E-02	0,9175 %

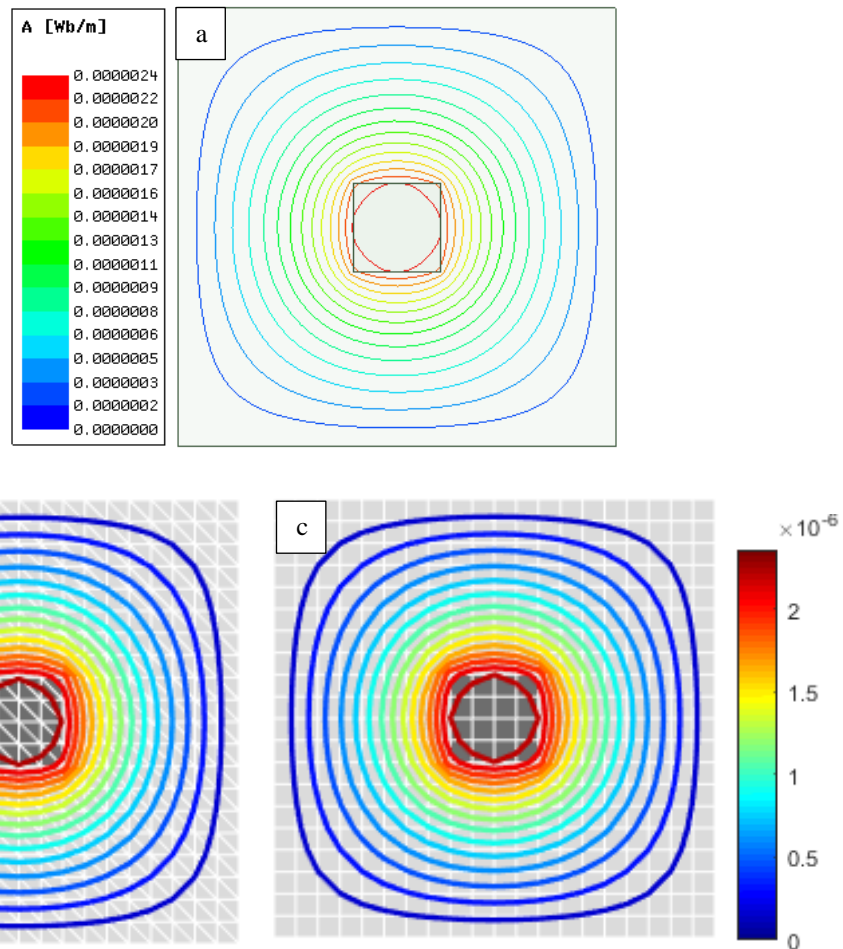


Abbildung 4: Magnetisches Vektorpotential eines stromdurchflossenen Leiters mit a) Ansys, b) Dreieckselemente, c) Viereckselement

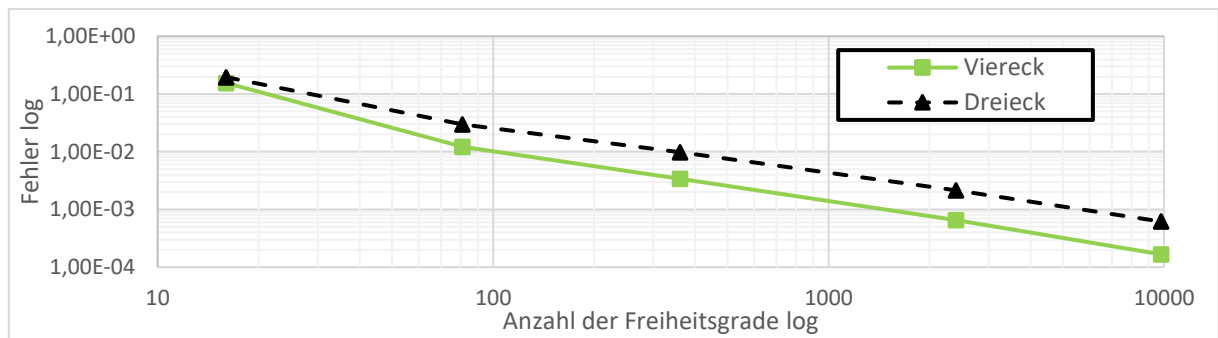


Abbildung 5: Konvergenzstudie des stromdurchflossenen Leiters bei linearen Dreiecks- und Viereckselementen

Das magnetische Vektorpotential A ist eine mathematische Hilfsgröße, die für die Bestimmung der magnetischen Flussdichte B verwendet wird. Für die Umrechnung des magnetischen Vektorpotentials, welches mit Hilfe des Gleichungssystems (9) bestimmt wird, in die magnetische Flussdichte wird die Gleichung

$$B = \text{rot } A \quad (11)$$

genutzt. Anschließend kann mit Hilfe der magnetischen Leitfähigkeit μ die magnetische Feldstärke H ermittelt werden

$$H = \frac{1}{\mu} B, \quad (12)$$

mit der die Kräfte und Momente, welche wichtige Größen für die Kopplung darstellen, berechnet werden können. Abbildung 6 zeigt das aus dem in Abbildung 4 bestimmten Vektorpotential ermittelte Vektorfeld der magnetischen

Flussdichte. Die Vektoren in und um den elektrischen Leiter zeigen gemäß der Rechte-Hand-Regel entgegen dem Uhrzeigersinn. Der in Tabelle 1 aufgeführte Unterschied von 12 % ist deutlich höher als für das berechnete Vektorpotential. Das kann auf die singulären Stellen an den Ecken des Leiters zurückgeführt werden, an denen die Werte mit feinerer Vernetzung steigen. Abseits dieser Bereiche stimmen die Ergebnisse, wie Abbildung 7 zeigt, gut überein. Zur Untermauerung dieser Aussage zeigt Abbildung 8 einen elektrischen Leiter der über die gesamte Höhe des Simulationsgebiets verläuft und so keine Unstetigkeitsstellen aufweist. Die Ergebnisse von Ansys und den umgesetzten Viereckselementen ist, wie in Tabelle 1 zu sehen ist, 1,75% und damit deutlich geringer als bei dem Beispiel aus Abbildung 3.

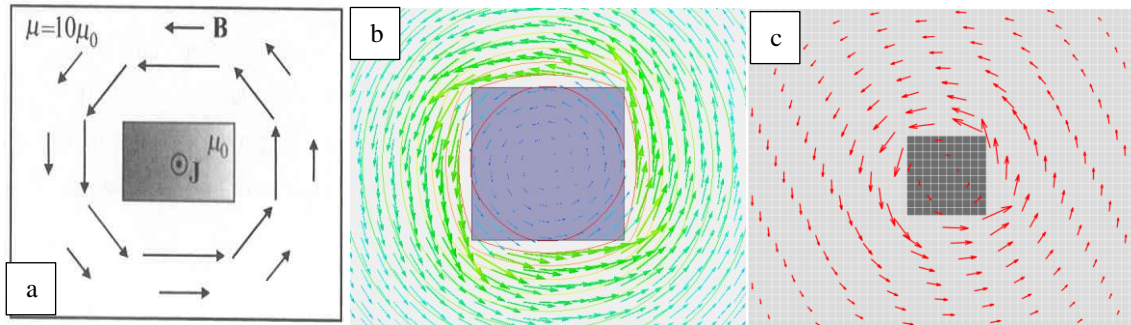


Abbildung 6: Vektorfeld der magnetische Flussdichte eines Leiters a) aus [7], b) mit Ansys, c) mit Viereckselementen

2.3 Wirbelströme in einem bewegten Leiter

Wirbelströme treten auf, wenn sich ein elektrischer Leiter in einem Magnetfeld bewegt, oder wenn sich der Stromfluss in einem elektrischen Leiter ändert. In Abbildung 9 ist das Modell für die Verifizierung von Wirbelströmen in einem bewegten Leiter (rosa) dargestellt. Des Weiteren ist ein Elektromagnet (Eisen (grau) und stromdurchflossener Leiter (gelb)) im Modell enthalten. Die in Abbildung 10 gezeigten Ergebnisse des Elektromagneten mit ruhendem Leiter von Ansys (a) weichen, wie in Tabelle 1 dargestellt ist, nur um 0,5% von der eigenen Berechnung (b) ab und zeigen somit eine gute Übereinstimmung. Auch bei einer Geschwindigkeit des Leiters von 1 m/s, vgl. Abbildung 11, ist der Unterschied ca. 0,5 %. Das Gleichungssystem erweitert sich bei der Berücksichtigung von Wirbelströmen in bewegten Leitern um die Geschwindigkeitsmatrix V zu

$$(K + V) A = J. \quad (13)$$

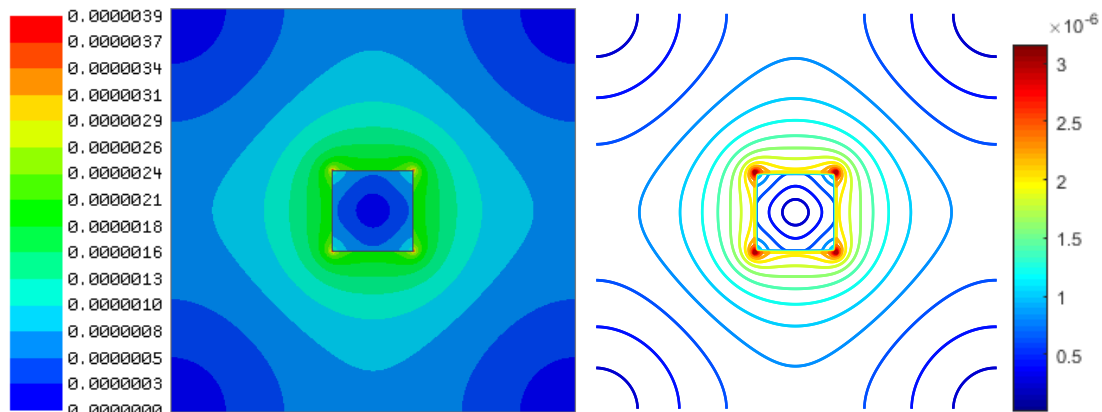


Abbildung 7: Amplituden der magnetischen Flussdichte eines elektrischen Leiters mit a) Ansys, b) Viereckselementen

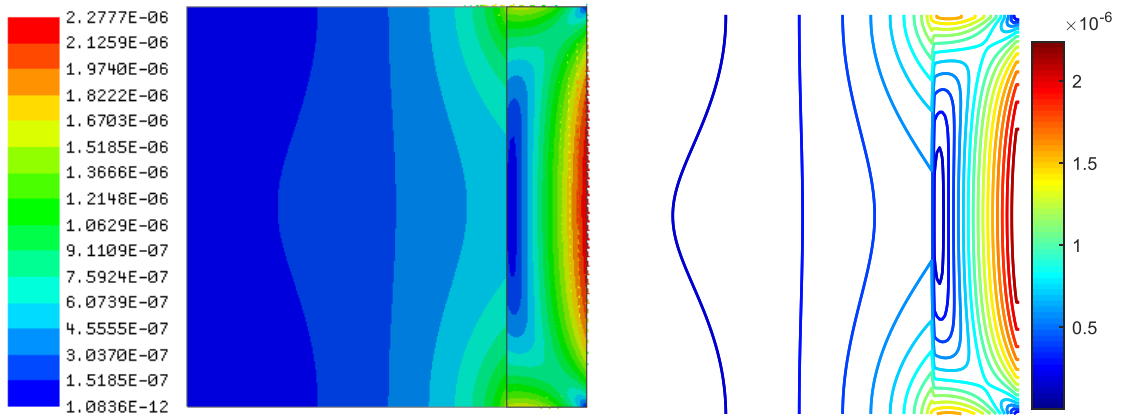


Abbildung 8: Amplituden der magnetischen Flussdichte eines elektrischen Leiters ohne Unstetigkeiten mit a) Ansys, b) Viereckelementen

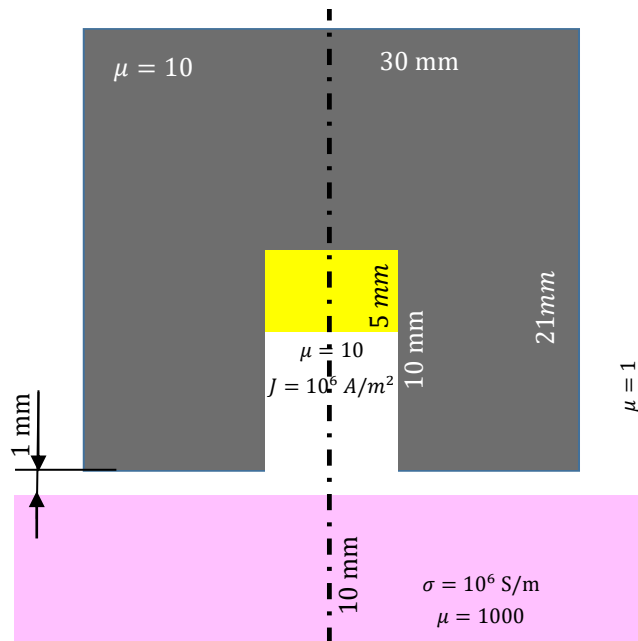


Abbildung 9: Modell des unbewegten bzw. bewegten Leiters unter Wirkung eines Elektromagneten

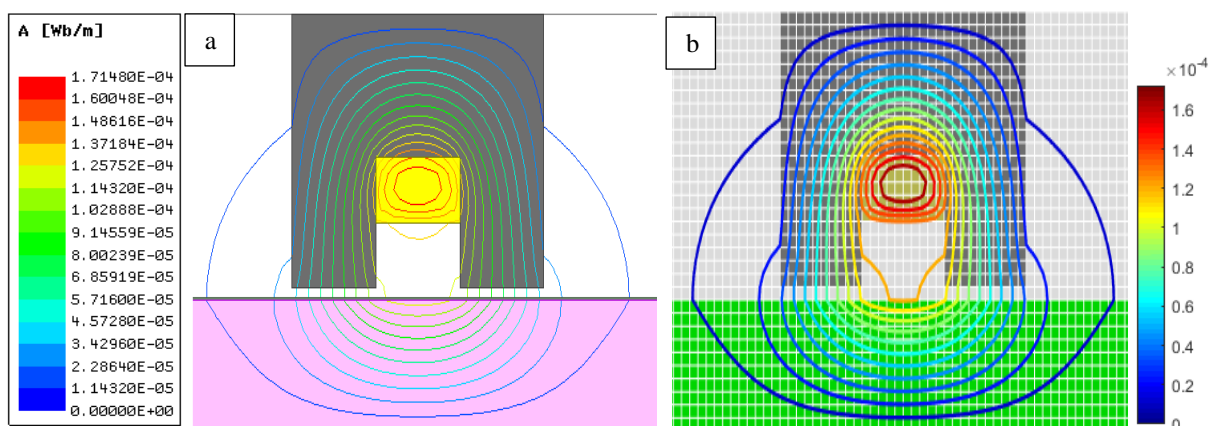


Abbildung 10: Magnetisches Vektorpotential eines Elektromagneten mit ruhendem Leiter mit a) Ansys, b) Viereckelementen

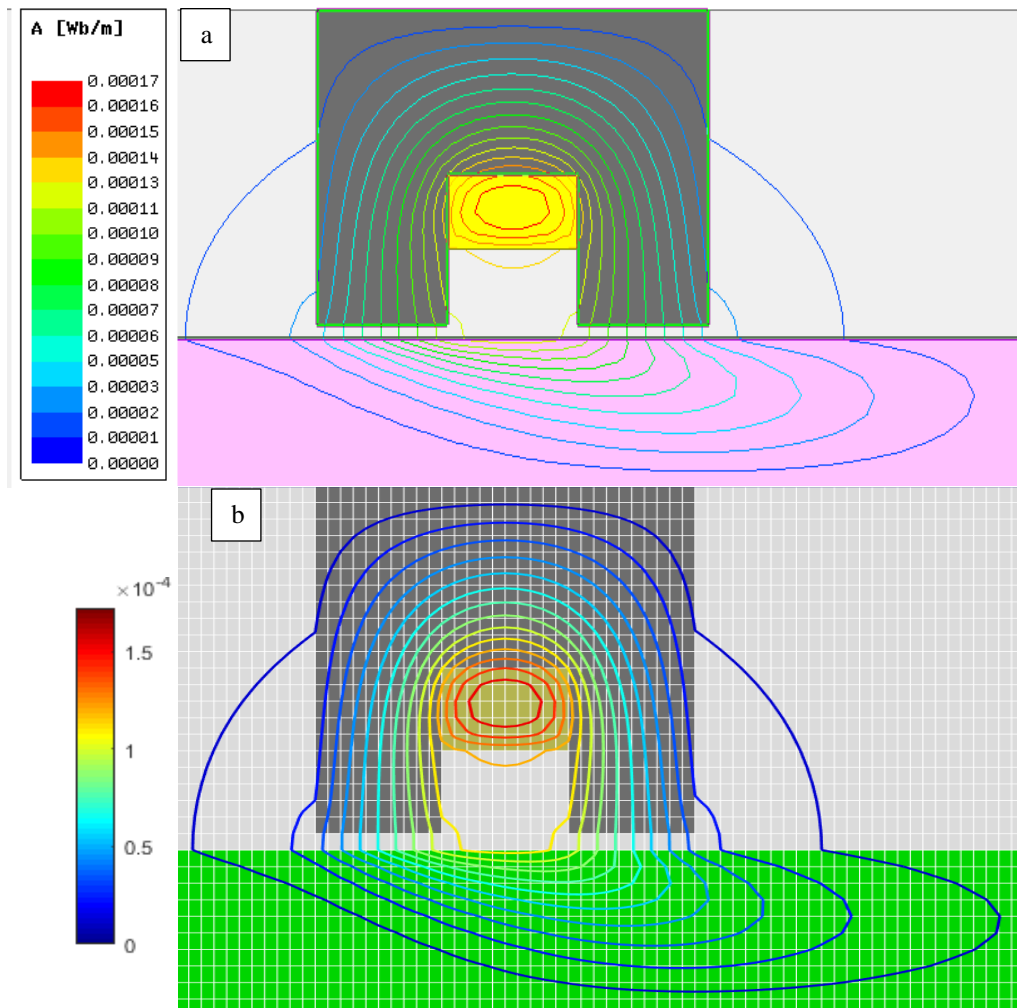


Abbildung 11: Magnetisches Vektorpotential eines Elektromagneten mit bewegtem Leiter mit a) Ansys, b) Viereckselementen

2.4 Magnetfeld eines Permanentmagneten

Bei der Verwendung von Permanentmagneten entsteht ein weiterer Quellterm, der zu einer weiteren Ergänzung des Gleichungssystems führt

$$(K + V) A = J + B_0. \quad (14)$$

Abbildung 12 zeigt, dass die Ansys Berechnung und die eigenen Ergebnisse für einen Permanentmagneten im Vakuum gut übereinstimmen. Die auftretenden maximalen Vektorpotentiale weichen um ca. 0,5 % ab und zeigen damit eine gute Übereinstimmung (siehe Tabelle 1).

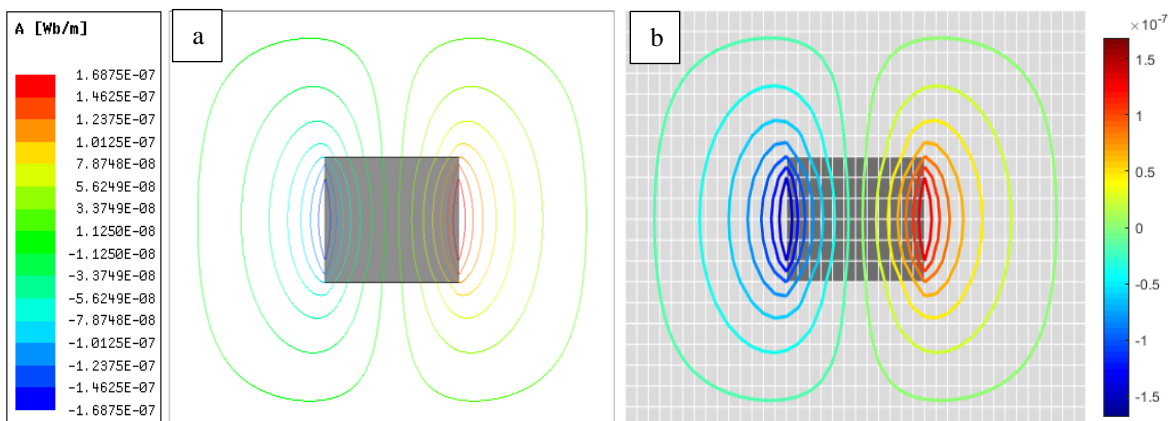


Abbildung 12: Magnetisches Vektorpotential eines Permanentmagneten mit (a) Ansys, (b) Viereckselementen

2.5 Wirbelströme bei zeitlich veränderlichem Stromfluss

Zusätzlich zu den in Gleichung (13) berücksichtigten Wirbelströmen auf Grund eines bewegten Leiters im Magnetfeld, können diese auch bei einem ruhenden Leiter im veränderlichen Magnetfeld auftreten, was in der Form

$$N \dot{A} + (K + V) A = J + B_0, \quad (15)$$

beschrieben werden kann. Abbildung 13 zeigt, dass das Magnetfeld auf Grund der induzierten Wirbelströme, anders als in Abbildung 10, deutlich weniger tief in das Magnetfeld eindringen kann. Mit höherer Frequenz des Wechselstroms würde sich der Effekt weiter verstärken. Die Abweichung der eigenen Umsetzung zu Ansys beträgt ca. 1 %.

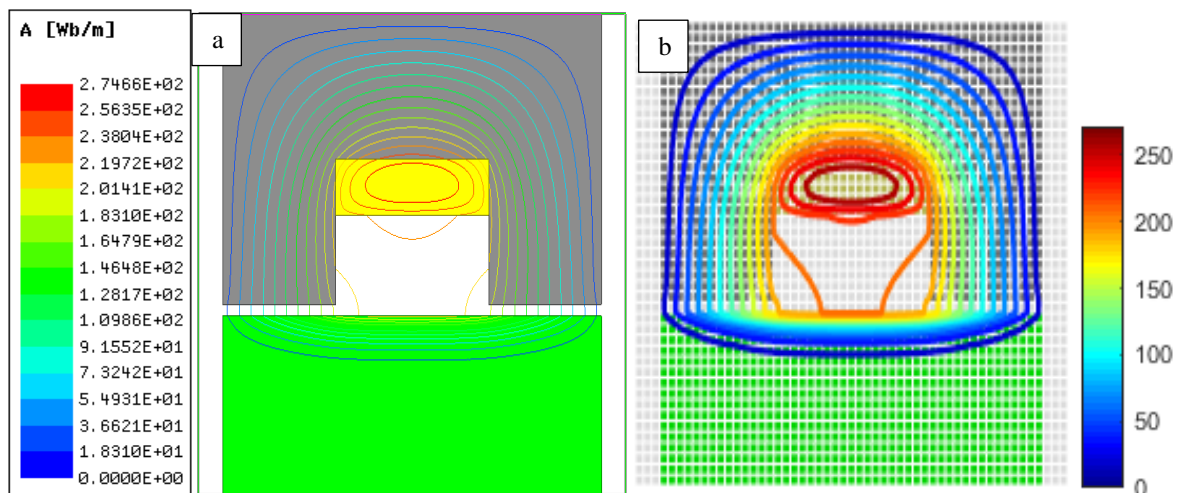


Abbildung 13: Magnetfeld in einem elektrischen Leiter bei einer Frequenz eines Elektromagneten von 100 Hz mit a) Ansys, b) Viereckselementen

2.6 Generischer Motor unter Nutzung der verifizierten Effekte

Mit Hilfe der bisher gezeigten Beispiele wurden die wichtigsten Einflüsse für die Beschreibung eines Elektromotors verifiziert. Als nächster Schritt soll ein generischer Motor analysiert werden. Der in Abbildung 14 dargestellte vierpolpaarige Außenläufer mit Luftspaltwicklung zeigt, unter Verwendung der verifizierten Implementierung, gute Übereinstimmungen mit den Ergebnissen von Ansys (Abweichung des maximalen Vektorpotentials beträgt 1%). Für die Beschreibung des dynamischen Verhaltens eines Motors ist die Berücksichtigung der Drehbewegung notwendig. Das bedeutet, dass sich der äußere Teil des Motors bestehend aus Außenring und Magneten (Rotor) gegenüber dem stillstehenden Innenteil mit Kupferwicklungen (Stator) bewegt. Um große Verzerrungen der Elemente im Spaltbereich zu vermeiden, wird ein Interfacebereich [7] eingeführt. Das hier verwendete Interface ist ein Kreisring, der genau eine Elementlänge breit ist und auf dessen Innen- und Außenring sich identisch viele Knoten befinden. Die bewegten Elemente, also alle Elemente deren Abstand zum Drehpunkt größer als der Radius des Außenrings des Interfaces ist (Elemente des Rotors und der Luft bzw. des Vakuums in diesem Bereich), werden mit Hilfe einer Transformationsmatrix Q

$$Q = \begin{bmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (16)$$

um den Winkel α gedreht. Die Elemente, deren Abstand zum Drehpunkt kleiner als der Radius des Innenrings des Interfaces ist, also Stator und Luft bzw. Vakuum in dem Bereich, bleiben unverändert. Die Elemente innerhalb des Interfaces werden regelmäßig neu vernetzt. Die Neuvernetzung wird durchgeführt, wenn der Drehwinkel α einen Neuvernetzungswinkel α_{mesh} überschreitet. Diese Neuvernetzungswinkel können durch die regelmäßige Vernetzung aus der Anzahl der Interface-Elemente $n_{\text{InterfaceEl}}$ mit

$$\alpha_{\text{mesh}} = \frac{\pi}{n_{\text{InterfaceEl}}} + i \frac{2\pi}{n_{\text{InterfaceEl}}}, \quad (17)$$

für $i \in \mathbb{Z}$ bestimmt werden. Ein Element im Interfacebereich wird aus zwei benachbarten Knoten des Außenrings und den zu diesem Zeitpunkt beiden nächsten Knoten auf dem Innenring, welche ebenfalls benachbart sind, aufgebaut. Abbildung 15 zeigt eine Beispielnutzung des generischen Motors bei 0° . Der Interfacebereich ist rot hervorgehoben. Des Weiteren ist eine rote horizontale Linie eingezeichnet, die die Drehung des Außenrings um 145° in Abbildung 16 verdeutlichen soll. Es ist gut zu sehen, dass sich der Rotor in Abbildung 16 gegenüber dem Stator gedreht hat. Durch diese Drehung haben sich die Position der Magnete geändert, wodurch sich die Farbe der Magnete in Abbildung 15 und Abbildung 16 unterscheiden. Ein Ausschnitt des Bandbereichs ist vergrößert dargestellt. Es ist zu erkennen, dass es zu keinen großen Verzerrungen der Elemente am Interface zwischen bewegtem und unbewegtem Bereich gekommen ist. Die blauen Linien im Interfacebereich zeigen das Netz der Nulllage. Das Magnetfeld kann mit den verifizierten Gleichungen zu jedem Zeitpunkt bestimmt werden. Dabei können auch dynamische Effekte wie Wirbelströme berücksichtigt werden.

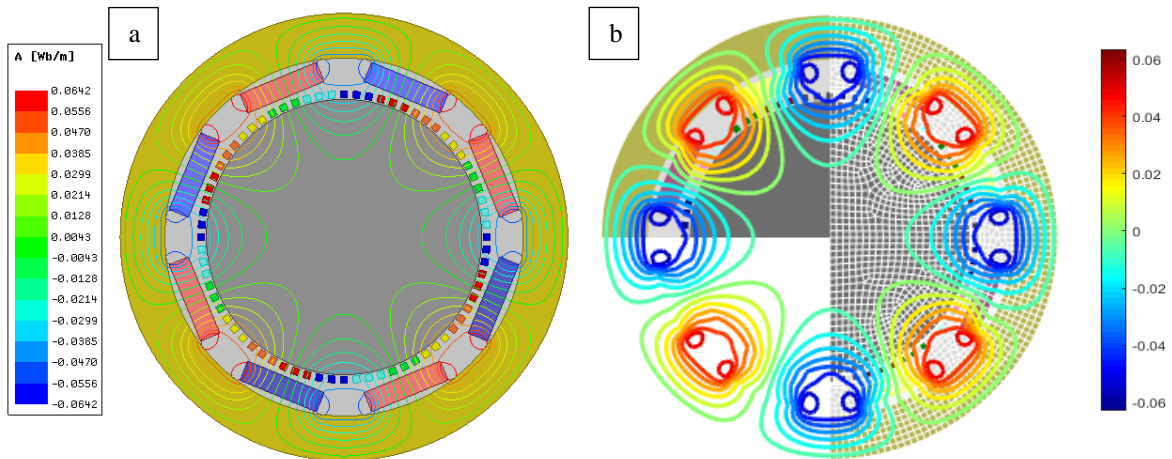


Abbildung 14: Magnetfeld eines generischen Außenläufers mit vier Polpaaren mit a) Ansys, b) Viereckselementen

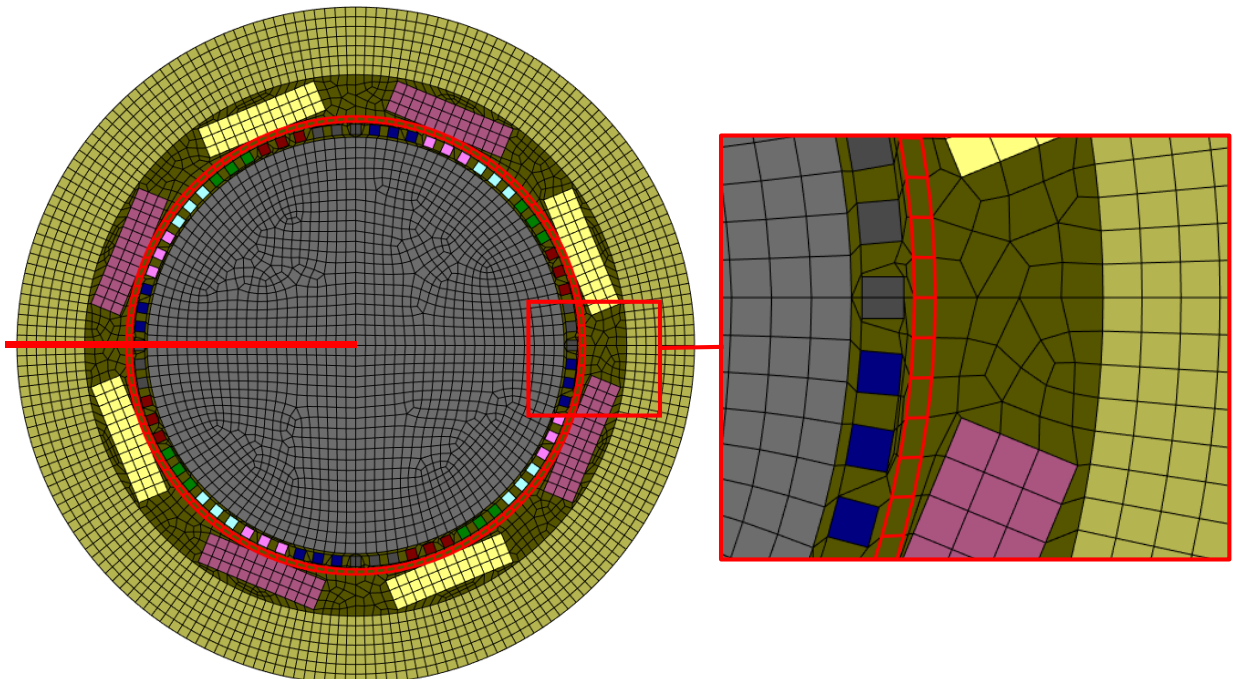


Abbildung 15: Generischer Motor in 0° Lage mit hervorgehobenem Interfacebereich

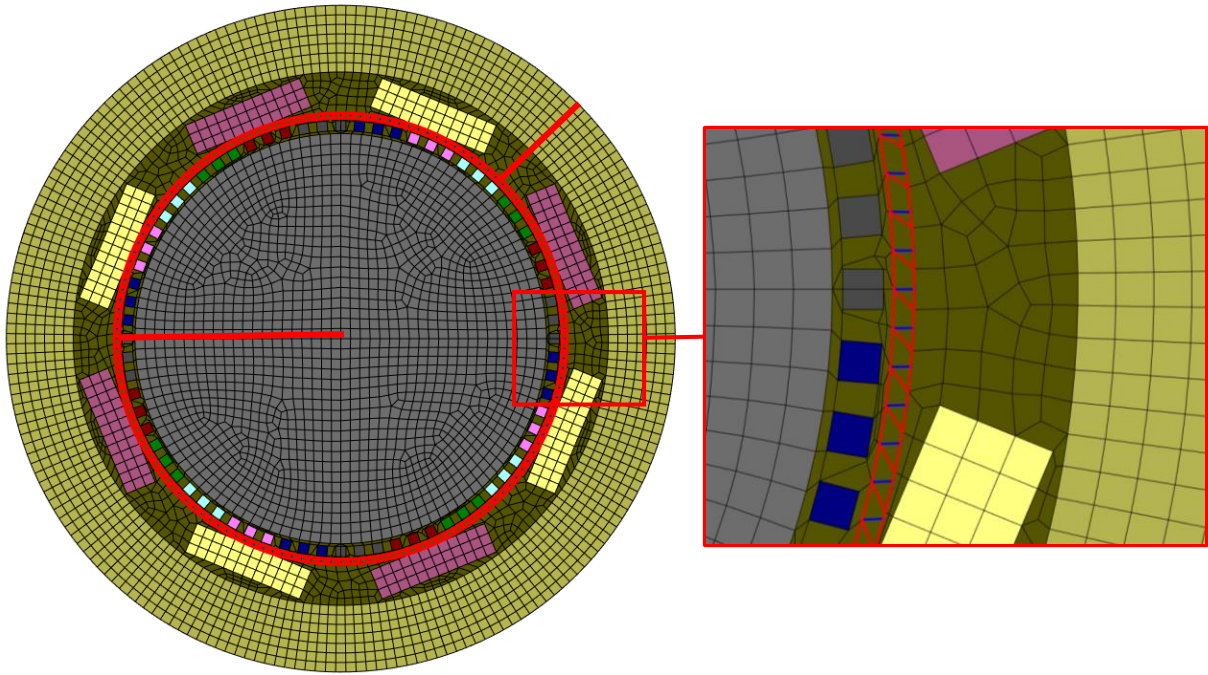


Abbildung 16: Generischer Motor in 135° Lage mit hervorgehobenem Interfacebereich (rot) und dem Einterfacebereich bei 0° (blau)

2.7 Bestimmung der auftretenden Kräfte und Momente

Für die Berechnung der resultierenden Kräfte wird der Maxwellsche Spannungstensor σ verwendet. Die Kraft auf einen Körper entlang seiner Oberfläche $\vec{\Gamma}$ im magnetischen Feld H ergibt sich unter Nutzung der magnetischen Feldkonstant μ_0 aus

$$d\mathbf{F} = -\frac{\mu_0}{2} \mathbf{H}^2 d\vec{\Gamma} + \mu_0 (\mathbf{H} d\vec{\Gamma}) \mathbf{H}. \quad (18)$$

Diese Kräfte können bei bekanntem Abstand \vec{r} zum Drehpunkt und der Länge l des Motors in ein Moment T umgerechnet werden

$$T = \sum_{i=0}^N F_{yi} \cdot r_{xi} - F_{xi} \cdot r_{yi}. \quad (19)$$

Mit Gleichung (18) kann die Kraft entlang einer Oberfläche bestimmt werden. Abbildung 17 zeigt einen Permanentmagneten (rot) und ein Eisenstück (blau). Mit Ansys ergibt sich eine Anziehungskraft von 23,5 kN, die eigene Umsetzung ergibt 21,3 kN. Der Fehler beträgt ca. 10%, das umgesetzte Programm ist also in der Lage die Kräfte richtig abzuschätzen. Die Abweichung kann in diesem Beispiel bereits bei der magnetischen Flussdichte beobachtet werden. Diese ist bereits 10% geringer als bei Ansys. Die Unterschiede können mit hoher Wahrscheinlichkeit auf das bessere Konvergenzverhalten der von Ansys verwendeten quadratischen Elemente zurückgeführt werden. Eine Umsetzung höherwertiger Ansätze stellt damit ein wichtiges Ziel weiterer Arbeiten dar.

Für die Bestimmung der auftretenden Momente T , welche für Motoren essentiell sind, wird, wie Gleichung (19) zeigt, lediglich der Abstand des Knotens zum Drehpunkt benötigt.

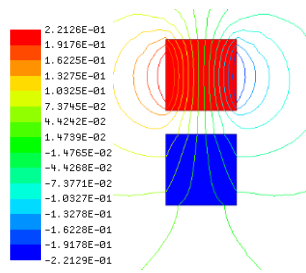


Abbildung 17: Magnetisches Vektorpotential zur Kraftbestimmung zwischen einem Permanentmagneten (rot) und einem Eisenstück (blau) mit Ansys

Damit ergibt sich für den in Abbildung 14 dargestellten Motor mit Ansys ein Moment von 120 Nm und für die eigene Berechnung von 146 Nm. Dieser relativ große Fehler sollte in weiteren Arbeiten durch die Verwendung höherer Ansatzfunktionen oder eine feinere Vernetzung, reduziert werden.

3. Zusammenfassung

In dieser Arbeit wurde die Berechnung des elektrodynamischen Verhaltens einer elektrischen Maschine mit Hilfe der FEM umgesetzt und schrittweise mit der Literatur und dem kommerziellen Programm Ansys Maxwell verifiziert. Es wurde gezeigt, dass sowohl das Magnetfeld als auch die daraus resultierenden Kräfte und Momente erfolgreich berechnet und bewegte stromdurchflossene Leiter, Wirbelströme sowie Permanentmagnete berücksichtigt werden können. Abschließend werden die nächsten erforderlichen Schritte zur Verbesserung der Detailtiefe und weitere in der Modellierung zu berücksichtigende Effekte vorgestellt, die zukünftig umgesetzt werden sollen, um die Prädiktionsgenauigkeit zu erhöhen.

Die hier vorgestellte Arbeit ist ein erster notwendiger Schritt für die rückwirkungsbehaftete Kopplung von Elektrodynamik und Rotordynamik, wodurch das Systemverhalten von elektrifizierten Fahrzeugen besser beschrieben werden kann. Diese Methode ist für jede elektrische Maschine und Anlage anwendbar und nicht auf Mobilitätskonzepte beschränkt.

4. Ausblick

In den nächsten Schritten soll die verifizierte Methode mit einem Rotormodell gekoppelt werden. Dafür wird die Verschiebung des Rotors während der transienten Rechnung auf das elektrodynamische FE-Modell des Motors übertragen. Die berechneten Kräfte und Momente werden dann dem Rotormodell aufgeprägt. Es wird untersucht, wie sich diese Kopplung auf das Schwingungsverhalten und die Stabilität des Gesamtsystems auswirkt. Weiterhin wurden bisher ausschließlich Stromquellen untersucht. Um die häufig verwendeten Spannungsquellen, bei denen der aktuelle Stromfluss unbekannt ist, abzubilden, muss das Gleichungssystem um die Spannung U , den daraus berechneten Strom I , den Widerstand R , den Quellterm für die berechnete Stromdichte P und den Wirbelstrom im elektrischen Leiter Q erweitert werden, woraus sich schließlich das Gleichungssystem

$$\begin{bmatrix} N & 0 \\ Q & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A \\ I \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} SS & -P \\ 0 & R \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} A \\ I \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J + B_0 \\ U \end{bmatrix} \quad (20)$$

ergibt. Des Weiteren wurde bisher mit einem linearen Materialmodell gearbeitet, d. h. Hysterese-Effekte, bei der die relative Permeabilität μ von der aktuellen Magnetisierung M und dem magnetischen Feld B abhängig ist, wurden vernachlässigt. In weiteren Arbeitsschritten soll geprüft werden, inwiefern eine Berücksichtigung dieser Effekte für die definierten Fragestellungen erforderlich ist. Nach erfolgreicher Umsetzung der Kopplung von elektrodynamischer und mechanischer Schwingung werden die Vorhersagegenauigkeit der Simulationen sowie die Wichtigkeit einzelner berücksichtigter Effekte mit Hilfe experimenteller Untersuchungen bewertet und ggf. Modellanpassungen erarbeitet.

Danksagung

Die vorgestellte Arbeit ist im Rahmen des Verbundprojektes „Kompetenzzentrum eMobily“ (KeM), welches von der Europäischen Union durch den Europäischen Fonds für regionale Entwicklung (EFRE) und dem Land Sachsen-Anhalt finanziell unterstützt wird (ZS/2018/09/94461), entstanden. Die Autoren bedanken sich recht herzlich für die gewährte finanzielle Förderung.

Literaturverzeichnis

- [1] Riches, I. (2019). Marktprognose Elektromobilität 2025 und danach. In *Strategy Analytics*
- [2] Boy, F., & Hetzler, H. (2017). The effect of field damping on rotordynamics of non-salient pole generators. *Tech Mech*, 37, 384-393.
- [3] Guo, D., Chu, F., & Chen, D. (2002). The unbalanced magnetic pull and its effects on vibration in a three-phase generator with eccentric rotor. *Journal of sound and Vibration*, 254(2), 297-312.
- [4] Perers, R., Lundin, U., & Leijon, M. (2007). Saturation effects on unbalanced magnetic pull in a hydroelectric generator with an eccentric rotor. *IEEE Transactions on Magnetics*, 43(10), 3884-3890.
- [5] Zhu, Y., & Cangellaris, A. C. (Eds.). (2006). *Multigrid finite element methods for electromagnetic field modeling* (Vol. 28). John Wiley & Sons.
- [6] Coggon, J. H. (1971). Electromagnetic and electrical modeling by the finite element method. *Geophysics*, 36(1), 132-155.
- [7] Bastos, João Pedro A. and Nelson Sadowski. *Electromagnetic modeling by finite element methods*. CRC press, 2003.
- [8] Taflove, A., & Hagness, S. C. (2005). *Computational electrodynamics: the finite-difference time-domain method*. Artech house.
- [9] Gibson, W. C. (2014). *The method of moments in electromagnetics*. Chapman and Hall/CRC.
- [10] Li, L. W., Kooi, P. S., Leong, M. S., & Yee, T. S. (1994). Electromagnetic dyadic Green's function in spherically multilayered media. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 42(12), 2302-2310.
- [11] Yashiro, K., & Ohkawa, S. (1985). Boundary element method for electromagnetic scattering from cylinders. *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, 33(4), 383-389.
- [12] Vu, D. K., & Steinmann, P. (2012). On 3-D coupled BEM–FEM simulation of nonlinear electro-elastostatics. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 201, 82-90.
- [13] Fetzer, J., Kurz, S., Lehner, G., Rucker, W. M., Henninger, P., & Rockelein, R. (1999). Analysis of an actuator with eddy currents and iron saturation: comparison between a FEM and a BEM-FEM coupling approach. *IEEE transactions on magnetics*, 35(3), 1793-1796.
- [14] Liu, J., Lin, G., Wang, F., & Li, J. (2010). The scaled boundary finite element method applied to electromagnetic field problems. In *IOP conference series: materials science and engineering* (Vol. 10, No. 1, p. 012245). IOP Publishing.
- [15] Jin, J. M., Liu, J., Lou, Z., & Liang, C. S. (2003). A fully high-order finite-element simulation of scattering by deep cavities. *IEEE Transactions on Antennas and Propagation*, 51(9), 2420-2429.
- [16] Konrad, A. (1977). High-order triangular finite elements for electromagnetic waves in anisotropic media. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 25(5), 353-360.
- [17] Rachowicz, W., & Demkowicz, L. (2002). An hp-adaptive finite element method for electromagnetics—part II: A 3D implementation. *International journal for numerical methods in engineering*, 53(1), 147-180.
- [18] Ingelstrom, P. (2006). A new set of H (curl)-conforming hierarchical basis functions for tetrahedral meshes. *IEEE Transactions on Microwave Theory and Techniques*, 54(1), 106-114.
- [19] Nédélec, J. C. (1980). Mixed finite elements in \mathbb{R}^3 . *Numerische Mathematik*, 35(3), 315-341.
- [20] Nédélec, J. C. (1986). A new family of mixed finite elements in \mathbb{R}^3 . *Numerische Mathematik*, 50(1), 57-81.
- [21] Webb, J. P. (1999). Hierarchical vector basis functions of arbitrary order for triangular and tetrahedral finite elements. *IEEE Transactions on antennas and propagation*, 47(8), 1244-1253.
- [22] Schöberl, J., & Zaglmayr, S. (2005). High order Nédélec elements with local complete sequence properties. *COMPEL-The international journal for computation and mathematics in electrical and electronic engineering*, 24(2), 374-384.
- [23] Ha, K. H., & Hong, J. P. (2001). Dynamic rotor eccentricity analysis by coupling electromagnetic and structural time stepping FEM. *IEEE Transactions on Magnetics*, 37(5), 3452-3455.
- [24] Pellerey, P., Lanfranchi, V., & Friedrich, G. (2012). Coupled numerical simulation between electromagnetic and structural models. Influence of the supply harmonics for synchronous machine vibrations. *IEEE Transactions on Magnetics*, 48(2), 983-986.
- [25] Lin, F., Zuo, S., Deng, W., & Wu, S. (2016). Modeling and analysis of electromagnetic force, vibration, and noise in permanent-magnet synchronous motor considering current harmonics. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, 63(12), 7455-7466.
- [26] Nolting, Wolfgang. *Grundkurs Theoretische Physik 5/1: Quantenmechanik-Grundlagen*. Springer-Verlag, 2008.

ISBN: 978-3-944722-81-8
<http://dx.doi.org/10.25673/13731>