

**Modellierung und Vorhersage des präzisen thermischen  
Verhaltens von Verbrennungsmotoren  
in 3D- und 1D-Simulationen**

**Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur  
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Thilo André Wagner  
geb. am 25.01.1986 in Haldensleben

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Promotionskolloquium am 04.11.2019



# Kurzfassung

Das Ziel dieser Forschung ist eine Methodik für die prädiktive 1D - Thermomanagement-simulation des Wassermantels für Verbrennungsmotoren zu entwickeln. Die Modelle sollen ohne großen Konfigurationsaufwand belastbare Aussagen über das thermische Verhalten des Kühlkreislaufes im Motor liefern.

Es sollen optische PIV - Messungen im Wasserkreislauf am Kurbelgehäuse eines Versuchsträgers gemacht werden. Des Weiteren sollen Vollmotormessungen an einem Motorenprüfstand durchgeführt werden mit dem Fokus auf dem thermischen Verhalten. Anhand der CAD - Daten und der Messungen sollen 3D - CFD Simulationen aufgebaut, kalibriert und validiert werden. Außerdem sollen Methoden für die 1D - Diskretisierung erarbeitet werden. Dazu gehören Rand- und Übergangsbedingungen, Bestimmung der Submodelle, Validation der Modelle und Analyse der Ergebnisse. Für die erarbeiteten Methoden soll der Geltungsbereich untersucht und festgelegt werden.

Es werden die Methoden für Randbedingungen, Übergangsbedingungen, Diskretisierung, Modellbedatung, Wahl der Submodelle formuliert und auf einen Motor angewendet.

Das Ergebnis der Arbeit wird eine Vereinfachung für die 1D - Modellerstellung der Kühlwassermantelsimulation des Verbrennungsmotors sein. Die Arbeit stellt einen Leitfaden der Vorgehensweise beim Modellerstellungsprozess dar. Sie wird wichtige Schwerpunkte und sensible Bereiche bei der Modellerstellung aufgreifen und aufzeigen. Das Ergebnis wird eine Zeitverkürzung bei der Entwicklung von Thermomanagementmodellen für die 1D - Simulation sein, außerdem werden die notwendigen Kompetenzen für die Modellerstellung minimiert.

# Abstract

The aim of this research is to develop a methodology for the predictive 1D - thermal management simulation of the water jacket for internal combustion engines. The models should provide reliable information about the thermal behavior of the cooling circuit in the engine without great configuration effort.

The aim is to make optical PIV measurements in the water cycle on the crankcase of a test engine. Furthermore, engine test bench measurements be performed with focus on the thermal behavior. Based on the CAD - data and the measurements, 3D - CFD simulations are to be set up, calibrated and validated. In addition, methods for the 1D - discretization will be developed. These include boundary and transition conditions, determination of sub models, validation of models and analysis of results. For the methods developed, the scope should be examined and determined.

The methods for boundary conditions, transition conditions, discretization, model specification, choice of sub models are formulated and applied to a motor.

The result of the work will be a simplification for the 1D - modeling of the cooling water jacket simulation of the internal combustion engine. The work is a guide to the procedure in the modeling process. It will pick up and point out important focal points and sensitive areas in the modeling process. The result will be a time reduction in the development of thermal management models for 1D - simulation, as well as minimizing the necessary modeling skills.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Eidesstattliche Erklärung</b> .....	<b>119</b>
<b>Vorwort</b> .....	Fehler! Textmarke nicht definiert.
<b>Kurzfassung</b> .....	<b>III</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>IV</b>
<b>1 Einführung</b> .....	<b>1</b>
1.1 Senkung des Fahrzeugenergiebedarfs .....	1
1.2 Vorgehensweise im Entwicklungsprozess .....	2
1.3 Grenzen der aktuellen Methodik in der Entwicklung .....	3
<b>2 Zielsetzung der Methodikentwicklung</b> .....	<b>5</b>
<b>3 Referenz Versuchsträger mit Messtechnik</b> .....	<b>8</b>
3.1 Versuchsträger und Prüfstands Aufbau .....	8
3.2 Messprogramm .....	15
3.3 Messtechnik .....	17
3.3.1 Volumenstrom-Messungen.....	17
3.3.2 Thermische Messungen .....	18
3.3.3 Druckmessungen .....	18
3.3.4 Optische Messungen .....	19
3.4 Messergebnisse Vollmotorprüfstand .....	21
3.5 Ergebnisse der PIV-Messungen.....	29
<b>4 3D-Simulation der Wärmeübertragung</b> .....	<b>31</b>
4.1 3D CFD Modell .....	31
4.1.1 Wärmeübertragungsmechanismen .....	32
4.1.2 Turbulente Strömung .....	34
4.1.3 Numerische Grundlagen .....	36
4.1.4 Gittererstellung .....	44
4.1.5 Randbedingungen .....	54
4.1.6 Simulationskonfiguration .....	60
4.2 3D CFD Validation/Messungs-Vergleich .....	62
4.3 Limitierung der 3D - Simulationsmodelle .....	77

---

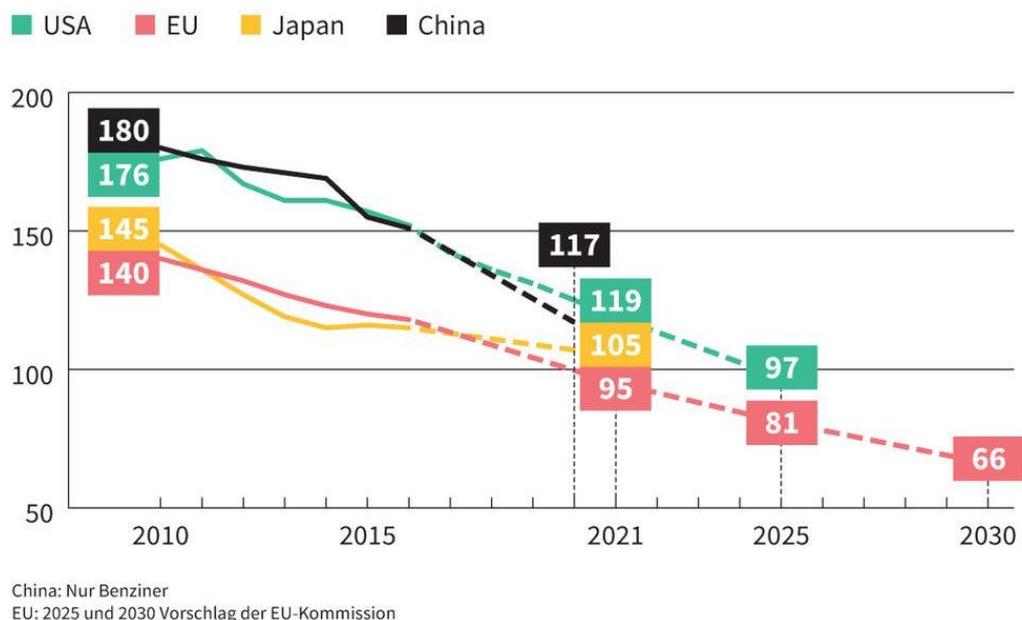
<b>5</b>	<b>Entwicklung der 1D-Simulationsmethodik.....</b>	<b>80</b>
5.1	Diskretisierung des Strömungsgebiets in Volumen .....	80
5.2	Thermische und hydraulische Berechnungsmodelle .....	87
5.2.1	Gleichungsmodell für die hydraulische Berechnung .....	90
5.2.2	Gleichungen Wärmeübertragungsmodelle.....	93
5.3	Einteilung der Motorstruktur in Punktmassen .....	94
5.3.1	Kopplung der Submodelle .....	96
5.4	Randbedingungen .....	97
5.4.1	Chemische Energiequelle - 1D - Verbrennungsmodell .....	97
5.4.2	Ladungswechselkanäle im Zylinderkopf.....	98
<b>6</b>	<b>Anwendung der Methodik: Das 1D-Modell .....</b>	<b>99</b>
6.1	Modellaufbau des Dieselmotors .....	99
6.2	Ergebnisse der 1D - Simulation .....	103
6.3	Geltungsbereich des 1D - Simulationsmodells .....	113
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>117</b>
<b>8</b>	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>120</b>
	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>125</b>
	<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>128</b>
	<b>Formelzeichen und Abkürzungen .....</b>	<b>129</b>
	Formelzeichen.....	129
	Abkürzungen und Indizes .....	131

# 1 Einführung

Im ersten Kapitel werden die Wichtigkeit der Simulation im Entwicklungsprozess, die State-of-the-Art Vorgehensweisen in vielen Unternehmen und die damit verbundenen Einschränkungen beschrieben. Ziel des Kapitels ist es, den Leser in das Thema der Thermomanagementsimulation in der Fahrzeugentwicklung einzuführen und ihn für die Herausforderungen bei der Simulation zu sensibilisieren.

## 1.1 Senkung des Fahrzeugenergiebedarfs

In allen Bereichen der Automobilindustrie ist das Thema Wirkungsgradverbesserung und Emissionsreduktion, durch die Herausforderungen des Klimawandels, stark fokussiert. Jeder Fortschritt bei der Entwicklung von Fahrzeugen, der eine Verbrauchsreduktion und damit einen geringeren CO<sub>2</sub>-Ausstoß liefert hilft, einen Beitrag zum Umwelt- und Klimaschutz zu leisten.



**Abbildung 1-1: Grenzwerte für den CO<sub>2</sub>-Flottenausstoß bei Neuwagen von Automobilherstellern [1]**

Die aktuelle Zielsetzung für den Flotten CO<sub>2</sub>-Ausstoß ist in Abbildung 1-1 dargestellt und verdeutlicht sehr anschaulich, dass die politische Ausrichtung weltweit auf den Klimaschutz ausgerichtet ist. Es wird zwar weiterführend von manchen Parteien ein Stopp der Produktion des Verbrennungsmotors [2] ab 2030 gefordert, aber 25 der führenden Antriebstechniker an

deutschen, österreichischen und schweizer Hochschulen sind im Konsens, dass ein Verbot des Verbrennungsmotors nachteilig für die Bekämpfung des Klimawandels ist [3]. Treibende Kräfte für die Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors sind folglich die gesetzlichen europäischen Grenzwerte für CO<sub>2</sub>-Ausstoß und Emissionen, sowie der weltweite Klimaschutz. Der Fokus dieser Arbeit richtet sich auf das Thermomanagement von Verbrennungsmotoren, insbesondere des Kühlwassermantels, indem durch Optimierungen weitere Verbrauchsreduktionen möglich sind. Neben der primären Zielsetzung der Bauteilkühlung ist bei der Auslegung und Optimierung des Wassermantels das Potential zur motorseitigen Wirkungsgradsteigerung durch Reduzierung der Reibleistung, sowie Senkung der Abgasemissionen durch schnelles Erreichen der Light - Off - Temperatur im Katalysator, entscheidend. Dabei werden die Anforderungen zunehmend komplexer, da moderne Thermomanagement-Konzepte neben der Kühlung auch das schnelle Aufheizen des Motors beinhalten. Ein schnellerer Warmlauf bedingt geringeren Kraftstoffverbrauch und sorgt für eine frühe zuverlässige Abgasnachbehandlung. Weitere Anforderungen entstehen durch eine Vielzahl innovativer Ansätze wie z. B. Siedekühlung [4, 5], welche ein besonders hohes Maß an lokaler Kühlleistung bietet. Auch die benötigte Heizleistung für die Erwärmung der Fahrgastzelle wird aktuell zu 100 % aus der Abwärme des Verbrennungsmotors bezogen und darf im Entwicklungsprozess nicht außer Acht gelassen werden, wodurch ein optimierter Aufheizvorgang weitere Potentiale für die CO<sub>2</sub> Reduktion bietet [6].

## 1.2 Vorgehensweise im Entwicklungsprozess

Zu den gängigen Werkzeugen in der Entwicklung eines Kühlwassermantels gehören der Vollmotorprüfstand, die 3D - und die 1D - Simulation. Prüfstandsuntersuchungen bieten die Möglichkeit zur umfassenden messtechnischen Erfassung aller thermischen Vorgänge im Motor. Dabei werden Messgrößen wie: Volumenströme der Medien, Medientemperaturen, Bauteiltemperaturen, Zylinderdrücke, Ladedruck, Abgasgegendruck als auch Rohemissionen des Motors erfasst. Einige Phänomene im Inneren des Wassermantels können messtechnisch jedoch nur mit großem Aufwand oder überhaupt nicht erfasst werden. Dreidimensionale Strömungsvorgänge im Inneren des Wassermantels können nicht am Vollmotorprüfstand gemessen werden, welche maßgebend für die übertragbare Wärme sind. Der stets präsente Zeit- und Kostendruck macht die integrierte Verwendung von 1D - und 3D - CFD Simulationen

zu einem umso wichtigeren Bestandteil der Kühlkreislauf- und speziell der Wassermantelentwicklung. Im Gegensatz zur Vollmotormessung können virtuelle Simulationen bereits zu Beginn des Entwicklungsprozesses durchgeführt werden, sind vergleichsweise kostengünstig und können schnell und flexibel erstellt werden.

Der virtuelle Entwicklungsprozess beginnt für gewöhnlich mit einer grundlegenden Konzeptauslegung anhand von 1D - Simulationen, wobei sich möglichst an ähnlichen Modellen eines älteren Motors orientiert wird [7]. Darauf aufbauend wird der Wassermantel, größtenteils manuell, anhand von Volumen, Blenden und Verzweigungen geometrisch diskretisiert und hinsichtlich Strömungsstabilität, Druckverlust und Strömungsverteilung in Motorblock und Zylinderkopf untersucht. Da die 1D - Simulation in ihrer Aussagekraft hinsichtlich lokaler Vorgänge jedoch stark eingeschränkt ist, dient eine anschließende 3D - CFD Analyse der Ergebnis-Verifizierung und liefert darüber hinaus zusätzliche Informationen zu lokalen Strömungsgeschwindigkeiten und Wärmeübergangskoeffizienten [8]. Dies ermöglicht eine detaillierte Auslegung des Wassermantels, bei der auf eine gleichmäßige Umspülung jedes Zylinders geachtet wird. Es werden stagnierende sowie rezirkulierende Strömungen identifiziert und durch Änderungen von Geometrie und Öffnungen verhindert. Es ist auch Ziel der Auslegung Druckverluste zwischen Ein- und Auslass möglichst gering zu halten. Um mittels 1D - Programmen anschließend transiente Simulationen, bspw. des Warmlaufs, eines Fahrzyklus oder des gesamten Kühlkreislaufs durchführen zu können, muss das 1D - Modell kalibriert werden [7, 9]. Dies bedarf meist eines manuellen Abgleichs der Strömungs- und/oder Wärmeübertragungsberechnungen in den einzelnen Bibliotheken durch einen fachkundigen Experten. Je nach verfügbaren Referenzen (Messungen oder 3D - CFD Berechnungen) kann alternativ entweder ein Vergleich der globalen Energiebilanz oder des lokalen Wärmeeintrags, beispielsweise im Bereich der Laufbuchse eines Zylinders, erfolgen. Unter Umständen werden anschließend Korrekturfunktionen oder -faktoren verwendet, um die globalen bzw. lokalen Abweichungen zu korrigieren. Dieser manuelle Kalibrierprozess ist äußerst zeitaufwendig, da es kein Standardvorgehen gibt, welches verfolgt werden kann.

### **1.3 Grenzen der aktuellen Methodik in der Entwicklung**

Ein solcher Entwicklungsprozess ist aufgrund der vielen manuellen Interaktionen und notwendigen Rückkopplungen zwischen den einzelnen Teil-Disziplinen 3D -, 1D - Simulation und

Prüfstandsmessungen als äußerst ineffizient einzustufen. Außerdem sind der Erfolg, die Genauigkeit und die Effizienz des Prozesses sehr stark vom ausführenden Ingenieur abhängig. Die vorausgesetzten Kompetenzen für den gesamten Prozess sind interdisziplinär und erfordern umfassende Erfahrungen in allen Bereichen. Darüber hinaus weisen die 1D - und 3D - CFD Berechnung, wie nachfolgend dargestellt, vielseitiges Optimierungspotential auf.

Bisherige Arbeiten im Bereich der Kühlkreislaufmodellierung lassen sich zusammenfassend in vier Gruppen kategorisieren:

1. Untersuchungen, die den Gesamtkühlkreislauf betrachten und wo eine örtliche Auflösung der Strömungsphänomene innerhalb des Rumpfmotors nicht notwendig ist, als Beispiel [10]. Die Abstimmung erfolgt hier über einen globalen Skalierungsfaktor auf die Wärmequelle, der oft last- und drehzahlabhängig als Kennfeld hinterlegt wird. Hierdurch wird die Vorhersagefähigkeit solcher Modelle stark eingeschränkt. Es ist eine einfache Methode für die Gesamtfahrzeugsimulation.
2. Grundlagenwerke zum Wärmeübergang an Rohren, Platten, Rohrbündeln und Profilen, wobei diese nicht uneingeschränkt für den Kühlkreislauf und speziell den Wassermantel eines Verbrennungsmotors herangezogen werden können, da hier eine von der Idealform abweichende und deutlich komplexere Geometrie vorliegt.
3. Arbeiten, die eine lokale Auflösung in guter Ergebnisqualität benötigen und dafür mangels Alternativen auf 3D - CFD zurückgreifen [11] oder skalierte 3D - CFD Ergebnisse in 1D - Modelle einbinden [9].
4. Arbeiten, die eine lokale Auflösung benötigen, jedoch für Warmlaufuntersuchungen etc. auf keiner 3D - CFD aufsetzen können. Hier greift man dann auf die in 1D - Simulationssoftware enthaltenen Ansätze [12 bis 16] zurück, wohlwissend um deren Grenzen.

Veröffentlichungen, die unterschiedliche 1D - Diskretisierungsmethoden des Wassermantels vergleichen, sind nicht bekannt.

## 2 Zielsetzung der Methodikentwicklung

Das zweite Kapitel dient der Zielsetzung und der Formulierung der Arbeitshypothese der Dissertation. Das gesamte Vorgehen der Arbeit orientiert sich an der Hypothese und den angestrebten Zielen.

### **Arbeitshypothese**

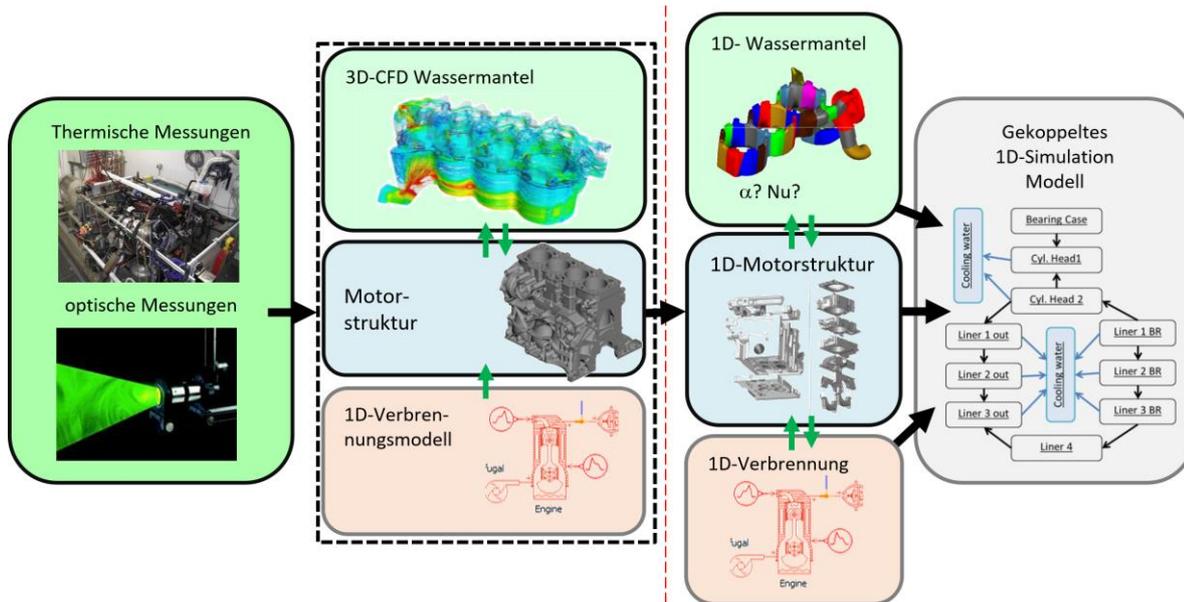
Erarbeitung einer prädiktiven Methodik für die thermische und hydraulische Diskretisierung des Strömungsraumes eines Kühlwassermantels, mittels 3D - CFD Simulationen für die 1D - Simulation, unter Verwendung phänomenologischer 1D - Strömungs- und Wärmeübertragungsmodelle.

### **Zielsetzung für das Vorgehen**

Ziel dieser Arbeit ist es, die eindimensionale Modellierung dahingehend zu verbessern, dass der Modellerstellungsprozess effizienter und prädiktiver wird, sowie der Umfang aufwendiger 3D - CFD Berechnungen und kostenintensiver messtechnischer Untersuchungen minimiert wird. Grundlage für die 1D - Modellerstellung sind validierte 3D - CFD Simulationsmodelle, welche einen sehr hohen Anspruch an die Abbildung des realen thermischen Verhaltens des Versuchsträgers besitzen, bei gleichzeitig minimierten Modellierungsaufwand. Durch die Berücksichtigung dreidimensionaler Strömungseffekte innerhalb von 1D - Modellen beim Diskretisieren der Volumina, kann die Verlässlichkeit und Aussagekraft der Simulationsergebnisse deutlich gesteigert werden. Dies kann mit Hilfe der folgenden Teilziele ermöglicht werden:

1. Entwicklung von, für die 1D - Modellerstellung optimierter, 3D - CFD Strömungssimulationen als Grundlage
2. die Optimierung der Diskretisierungsmethodik, unter Berücksichtigung physikalischer Phänomene und spezifischer Strömungscharakteristiken auf Grundlage von 3D - CFD Berechnungen
3. neu- und/bzw. Weiterentwicklung phänomenologischer Ansätze zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten in komplexen, speziell dem Kühlwassermantel entsprechenden Strukturen

4. Bereitstellung entsprechender 1D - Strömungs-Templates mit verbesserten Modellen
5. Ermittlung der Notwendigkeit einer lokal aufgelösten Temperatur- und/oder Wärmestromverteilung als Randbedingung für die kühlwasserseitige 3D - CFD Strömungssimulation
6. Ableitung und Formulierung einer standardisierten Methodik zur effizienten und präzisen eindimensionalen Simulation des Wassermantels



**Abbildung 2-1: Methodikplan der Teilziele**

Die formulierten Teilziele sind in der Abbildung 2-1 als Methodikplan mit den jeweiligen notwendigen Maßnahmen dargestellt. Für die, in 1. der Teilziele erwähnten, validierten 3D - CFD Simulationen sind thermische als auch optische Messungen vorgesehen. Die 3D - CFD Simulationen werden aus den Einzelteilen Fluid-, Festkörper- und 1D - Verbrennungssimulation bestehen. Die optimierten 3D - CFD Modelle werden dann für die folgende Methodikentwicklung in der 1D - Simulation verwendet. Die jeweiligen Disziplinen der 1D - Umgebung aus Wassermantel, Motorstruktur und Verbrennung werden zu einem ganzheitlichen Motorsimulationsmodell in einer Co-Simulation gekoppelt.

Ein hiermit erzielbarer Fortschritt in der Belastbarkeit und Prognosefähigkeit von 1D - Wassermantel-Simulationen liefert einen bedeutenden zeitlichen wie auch finanziellen Mehrwert für den gesamten Entwicklungsprozess, insbesondere in der Konzeptphase. Prädiktive 1D - Simulationen können so weitgehend ohne zusätzliche experimentelle Messungen oder umfangreiche 3D - CFD Berechnungen durchgeführt werden. Die Modelle müssen lediglich für einen Punkt abgestimmt werden, um belastbar zu sein.

Durch die verbesserte örtliche Auflösung der Ergebnisse, können komplexe Thermomanagement-Strategien entwickelt werden, welche eine verbesserte Auslegung des Wassermantels ermöglichen, die Effizienz der Kühlleistung steigern und damit entschieden zur Reduktion von Emissionen und Kraftstoffverbrauch beitragen. Im besonderen Fokus stehen hierbei die Untersuchung instationärer Vorgänge, wie der Warmlaufprozess des Motors, sowie die Betrachtung unterschiedlicher Fahrzyklen (NEFZ, WLTP) oder auch Grenzfälle, wie z. B. eine Fahrt im Gebirge unter hoher Last, zu deren Analyse 3D - CFD Rechnungen nicht geeignet sind.

## 3 Referenz Versuchsträger mit Messtechnik

Inhalt dieses Kapitels sind detaillierte Informationen über den als Versuchsträger verwendeten Motor und die an diesem applizierte Messtechnik zur Messdatenerfassung. Der Prüfstand und die erfassten Messdaten sind Grundlage der Validation der durchgeführten Simulationen.

### 3.1 Versuchsträger und Prüfstandsaufbau

Tabelle 3-1: Daten VW Motor EA189 [17]

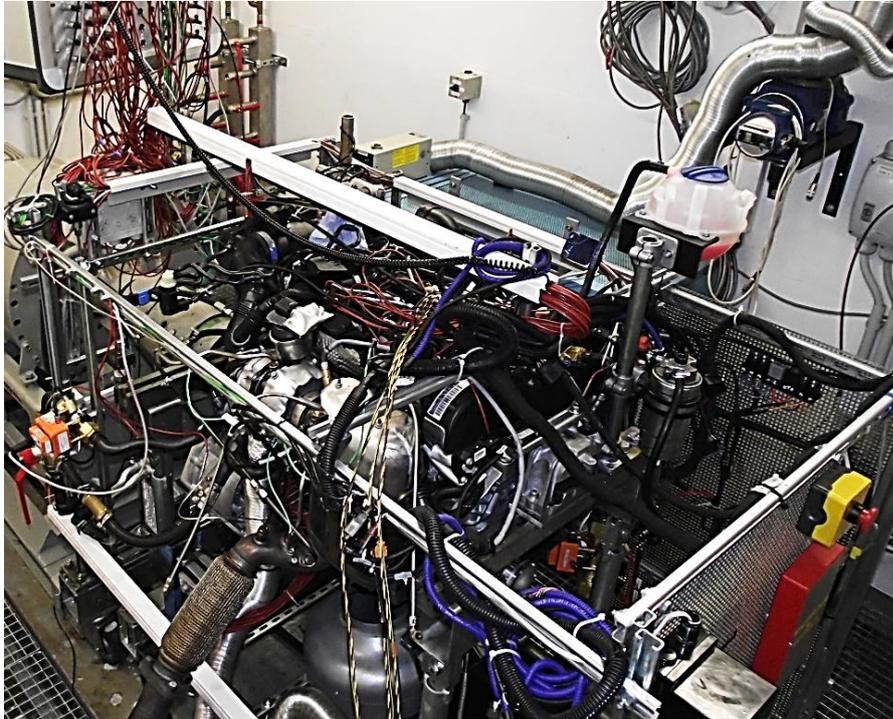
<i>Bezeichnung</i>	<i>CBAB</i>
<i>Zylinder</i>	4 in Reihe
<i>Einlassventile</i>	2
<i>Auslassventile</i>	2
<i>Hubraum</i>	1968 cm <sup>3</sup>
<i>Hub</i>	95,5
<i>Bohrung</i>	81
<i>Verdichtung</i>	16,5 : 1
<i>Zündfolge</i>	1-3-4-2
<i>Leistung</i>	103 KW
<i>Drehmoment</i>	320 Nm



Abbildung 3-1: Versuchsträger

Als Versuchsaggregat für die notwendigen Messungen dient ein Motor der Volkswagen AG, in Abbildung 3-1 zu sehen. Der EA189 2 l Common - Rail Turbo - Diesel 4 Zylinder Reihenmotor wird mit einem seriennah bedateten Motorsteuergerät betrieben. Die wichtigsten Daten sind in Tabelle 3-1 dargestellt. Dieses bietet vollen Zugriff auf die die On-Board-Daten des Steuergeräts (OBD – Daten). Der Versuchsträger ist in Längsrichtung zur elektrischen Leistungsbremse in der Motorprüfkabine aufgebaut, gut zu sehen in Abbildung 3-2. Das entspricht dem klassischen Längsaufbau [18]. Die Drehstromasynchronmaschine fungiert zum einen als Leistungsbremse sowie auch als Antriebsaggregat zum Starten des Motors und zum Schleppen mit 750 sowie 1400 1/min. Der Dieselmotor ist durch einen Getriebeadapter (UKF - Patrone), welcher mit einer im Adaptergehäuse gelagerten Welle mit integrierter Hardyscheibe, mit einer Drehstromasynchronmaschine verbunden, so dass eine gleichmäßige Kraftübertragung gewährleistet ist. Die resultierende Übersetzung beträgt 1:1. Damit sind Motordrehzahl und

Leistungsbremendrehzahl identisch. Zur Prävention von Drehschwingungen, begründet durch die hohe Massenträgheit der Leistungsbremse, wurde das serienmäßige Zwei-Massenschwungrad durch ein angepasstes Ein-Massenschwungrad ersetzt.

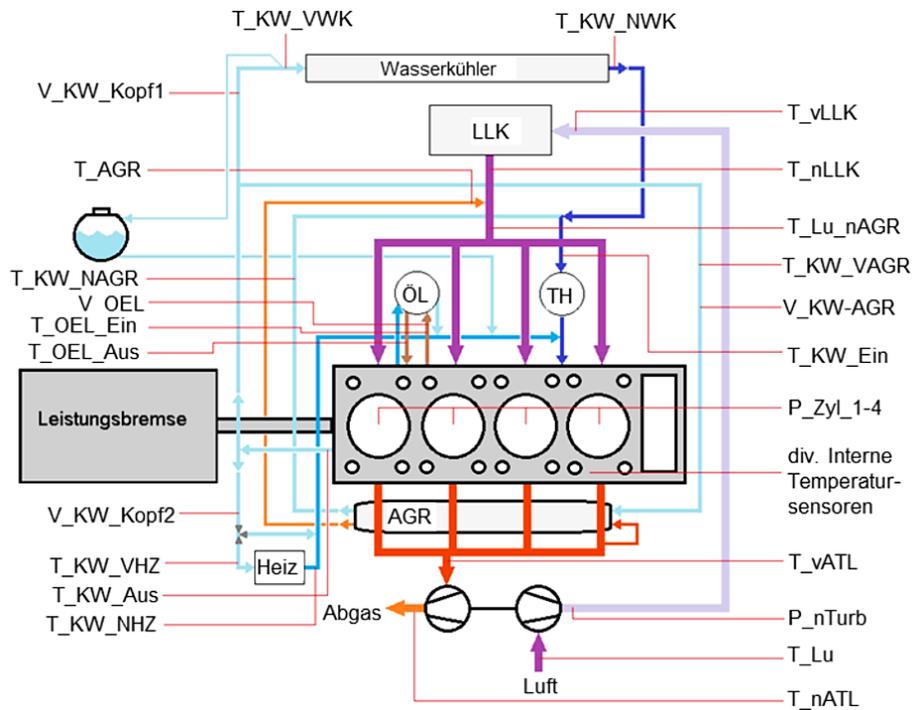


**Abbildung 3-2: Motoraufbau in der Prüfkabine mit Montagewagen**

Gesteuert wird der Prüfstand durch die Vorgabe von Drehmoment und Drehzahl an der Leistungsbremse, welche über die Prüfstandssteuerungs- und Datenerfassungssoftware LabView geregelt werden. LabView basiert dabei auf einer graphischen Programmierumgebung die im Zuge der Inbetriebnahme um weitere Auswertungskomponenten erweitert und angepasst wurde. Weitere zur dynamischen Datenerfassung verwendete Software/Hardware sind IndiCom mit dem Indiset zur Zylinder-, Airbox- und Abgasgegendruckerfassung und die Software Diagra (ECU) für die OBD - Datenaufzeichnung. Um die Messdaten der Sensoren digital aufzeichnen zu können, wurde ein Analog-Digital-Wandler der Firma Gantner verwendet, weitere Details sind der Dissertation von Zeitz zu entnehmen [19]. Die Fluidkreisläufe Kühlwasser und Motoröl sind in einer fahrzeugnahen Aufbauweise montiert, um so ein realistisches thermisches Verhalten vom Versuchsträger zu gewährleisten. Dafür wurden der gesamte Kühlkreislauf, die Ansaug- und Ladeluftstrecke, sowie der Ölkreislauf mit originalen Fahrzeugteilen aufgebaut und lediglich den Platzverhältnissen angepasst. Die Wärmeabfuhr aus dem Kühlwasser erfolgt über den originalen Fahrzeugwasserkühler. Dieser besitzt zwei einzeln steuerbare Lüfter. Einer der Lüfter läuft im Betrieb dauerhaft auf voller Leistung, der Zweite

gesteuert über einen PID-Regler. Die Kombination aus Thermostat und Lüfter sorgt für eine konstante Kühlwassereingangstemperatur. Für den Betrieb bei hochlastigen Betriebspunkten wurden zwei Zusatzlüfter integriert, um ein starkes Aufheizen zu verhindern. Einer erhöhte die Durchströmung des Fahrzeugwasserkühlers mit Frischluft, analog zum Fahrtwind. Der zweite Lüfter wurde unterhalb der Ölwanne positioniert, um hier die Wärmeabfuhr über die Motoroberfläche zu erhöhen. Beide Lüfter befanden sich dabei durchgehend für alle Messungen im gleichen Betriebszustand. Der Einbaulage des Motors geschuldet, wurde zur Kühlung der Ladeluft ein Luft-Wasserkühler verwendet. Vorteile dieser Änderung sind eine konstante Wärmeabfuhr aus der Ladeluft als auch, dass die eingebrachte Enthalpie der Ladeluft konstant bleibt. Die externe Konditionierung des Kraftstoffs findet mit Hilfe einer Pumpe, einer Kühleinheit und einer Waage statt.

Zur Erfassung der Bauteiltemperaturen ist der Großteil der Sensoren auf die Laufbuchse und den Zylinderkopf verteilt, während im Kühlwasser an verschiedenen charakteristischen Positionen im gesamten Kreislauf Messstellen verteilt sind. Für die Ermittlung der Volumenströme in Öl-

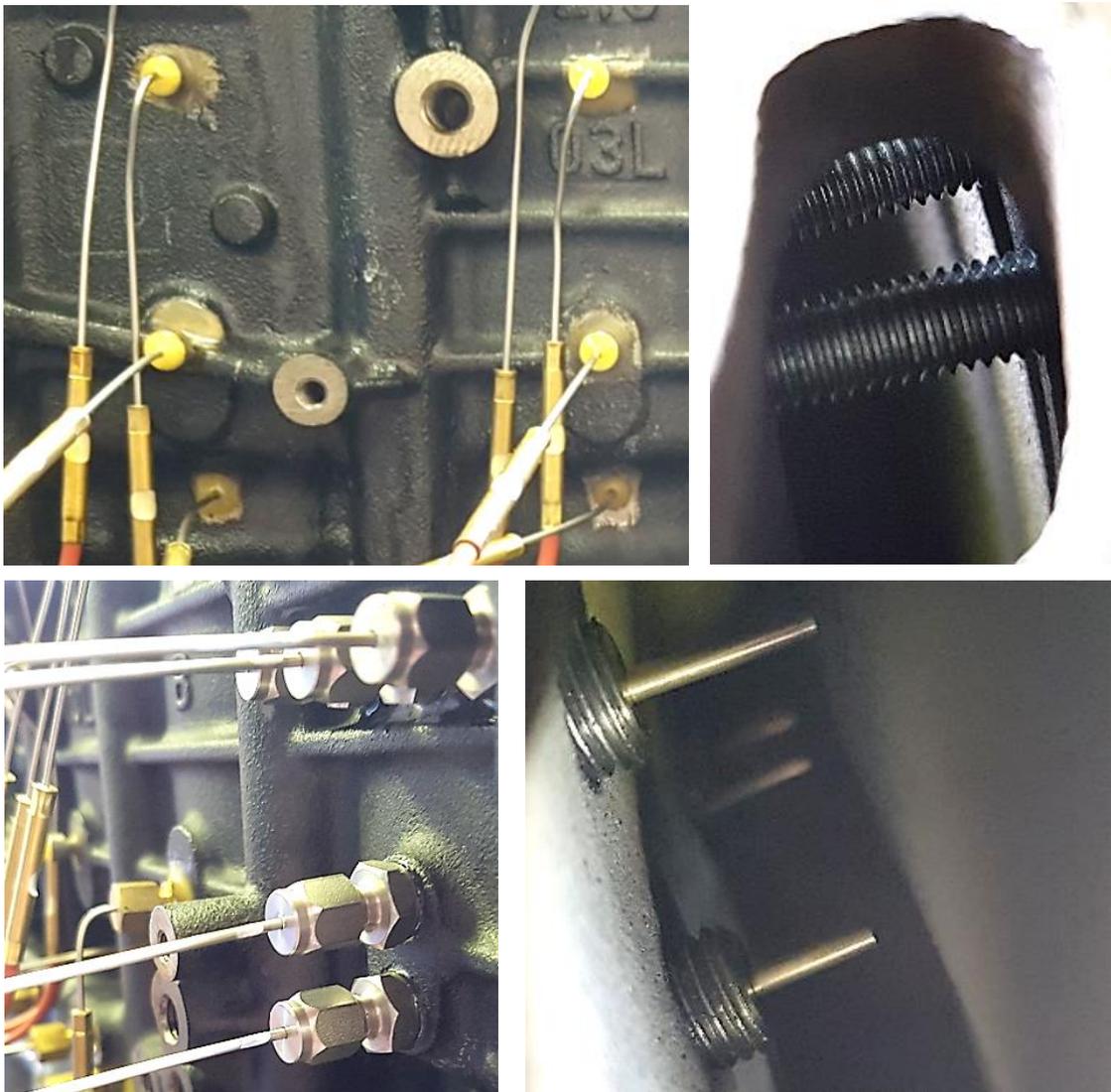


**Abbildung 3-3: Schema des Prüfstandsbaus mit allen externen Messstellen**

und Kühlwasserkreisläufen werden Ultraschalldurchflusssensoren der Firma Kobold (DUK 21G6HF300L) verwendet [20]. Dieses Messverfahren ermöglicht eine widerstandsfreie Volumenstrommessung in einem Bereich von 0 bis 65 l/min und Medientemperaturen zwischen -20 und 120 °C. Die Ermittlung des Zylinderdruckverlaufs erfolgt dabei durch einen piezoelektrischen Druckaufnehmer (GH13P) der Firma AVL der in Zylinder 4 verbaut ist. In Abbildung 3-3 sind die in der Motorperipherie verbauten externen Messstellen schematisch dargestellt. Um das thermische Verhalten analysieren und verstehen zu können, ist es unumgänglich die Temperatursensoren an charakteristisch wichtigen Punkten mit hoher Aussagekraft zu

platzieren. Die wichtigsten internen Messstellen befinden sich deshalb im Zylinderkopf und im Zylinderkurbelgehäuse verteilt. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf brennraumnahe und vom Kühlwasser durchflossene Bereiche, die Ein- und Auslassventile sowie die Zwischenräume der Zylinder gelegt.

Zur besseren Verdeutlichung sind in der Abbildung 3-4 zwei Typen von Temperaturmessstellen dargestellt. Die beiden oberen Darstellungen zeigen durch den Kühlwassermantel, in die Struktur, durchgeführte Messstellen. Hiermit werden die Bauteiltemperaturen hinter dem Kühlwassermantel ermittelt.

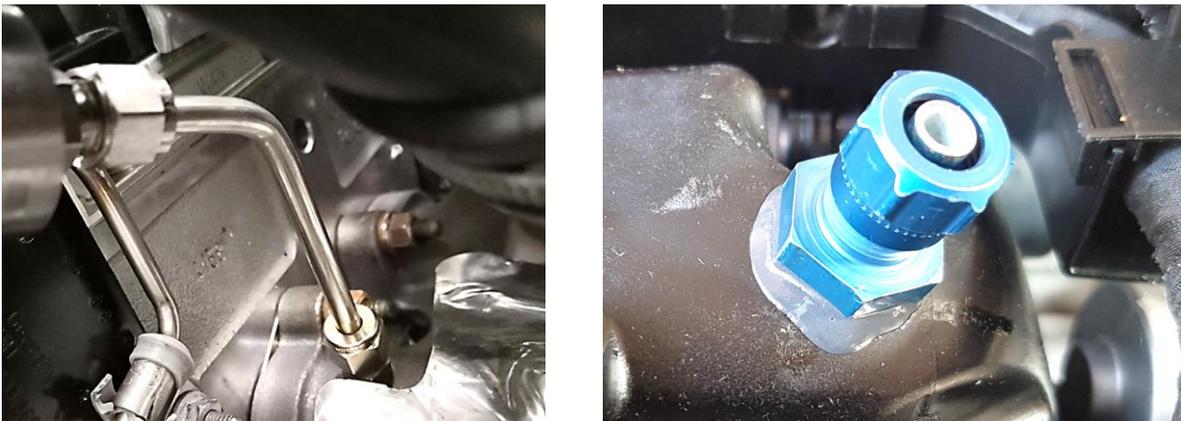


**Abbildung 3-4: Am Versuchsträger applizierte Pt-100 Temperaturmessstellen**

Die beiden unteren Bilder der Abbildung 3-4 verdeutlichen die Fluidtemperaturmessung an unterschiedlichen Positionen im Kühlwassermantel. Die Temperatur wird direkt in der Spitze

der Pt-100 Sensoren gemessen, womit eine lokale Temperaturbestimmung im Wassermantel möglich ist.

Für die späteren Simulationen werden die Drücke im Luftsammler sowie im Abgaskrümmen benötigt, um Daten für die aufgeprägten Randbedingungen der Simulationen zu haben. Die Messungen müssen hoch transient sein, da die Drücke über die einzelnen Arbeitsspiele der Zylinder aufgelöst sein müssen.



**Abbildung 3-5: Niederdruckindizierung des Krümmers und der Airbox**

Um 3D - CFD Strömungssimulation als Werkzeug zur Entwicklung von 1D - Modellen verwenden zu können ist es notwendig, diese zu validieren. Zur Validation der 3D - CFD Modelle wurden für den Motorblock optische Messungen mit dem PIV (Particle Image Velocimetry) Verfahren durchgeführt. Dabei wurden Vektorfelder der Strömungsgeschwindigkeit gemessen. Für das Messverfahren wurden zwei optische Zugänge, einer für den zur Ebene aufgeweiteten Laserstrahl und einer für die bildgebende Messtechnik, bereitgestellt. Für die optischen Zugänge haben sich zwei Positionen aufgrund der Zugänglichkeit und der Geometrie ergeben.

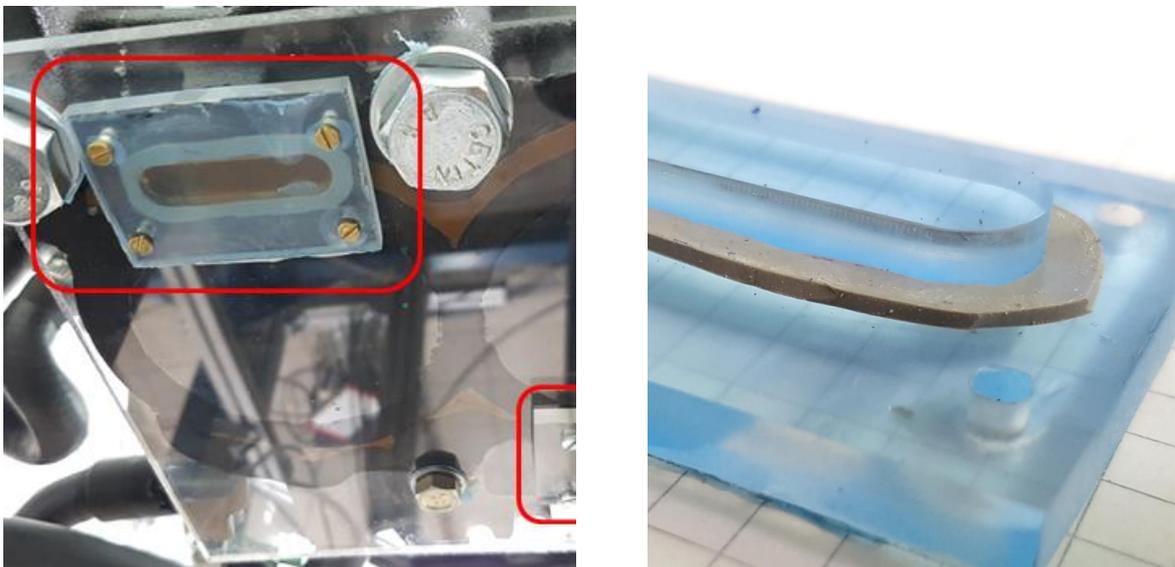


**Abbildung 3-6: Fenster 1: Zugang für PIV-Messungen**



**Abbildung 3-7: Fenster 2: Zugang für PIV-Messungen**

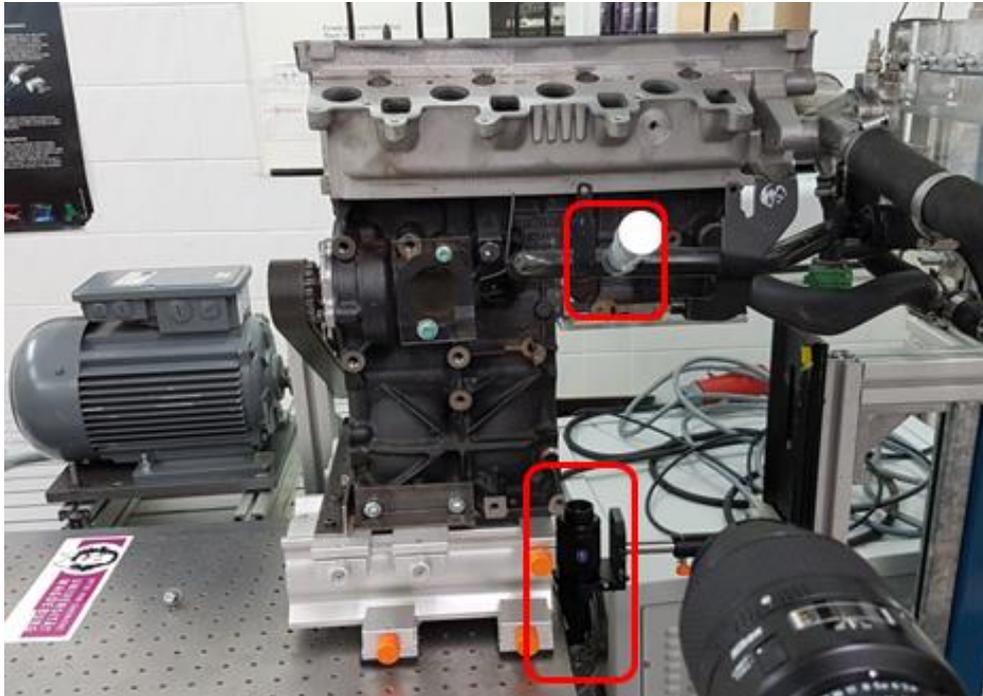
Diese wiesen eine im Strömungsbereich flache Oberfläche auf. Folglich wurde durch die angebrachten Plexiglasscheiben die Strömung nicht beeinflusst. Außerdem sind beide Positionen im Winkel von  $90^\circ$  zugänglich und damit geeignet um eine Kalibrierplatte zu positionieren. In Abbildung 3-6 und Abbildung 3-7 links sind die flachen Flächen in rot eingefärbt und rechts die Fenster durch farbliche Markierungen sichtbar gemacht. Für die Kalibrierung der Kamera müssen Kalibrierplättchen in den durchflossenen Bereich eingesetzt werden und anschließend für die Messung wieder entnommen werden. In Abbildung 3-8 sind die hierfür benötigten Zugänge in den Wassermantel gezeigt. Die Platten sind mit einer Dichtung abgedichtet und bündig mit der Plexiglasplatte verschraubt. So ist eine Beeinflussung der Strömung unterbunden.



**Abbildung 3-8: Zugang für Kalibrierplatten aus Plexiglas**

Der so präparierte optische Prüfling wurde fest auf einem massiven entkoppelten Messtisch aufgebaut, damit möglichst wenig Vibrationen entstehen. Der die Wasserpumpe antreibende Elektromotor wurde komplett entkoppelt auf einem zweiten Tisch aufgebaut, so dass nur der

Zahnriemen eine Verbindung darstellt. Der Aufbau des optischen Versuchsträgers, des Elektromotors, der Highspeedkamera und der Laser sind in Abbildung 3-9 zu sehen.

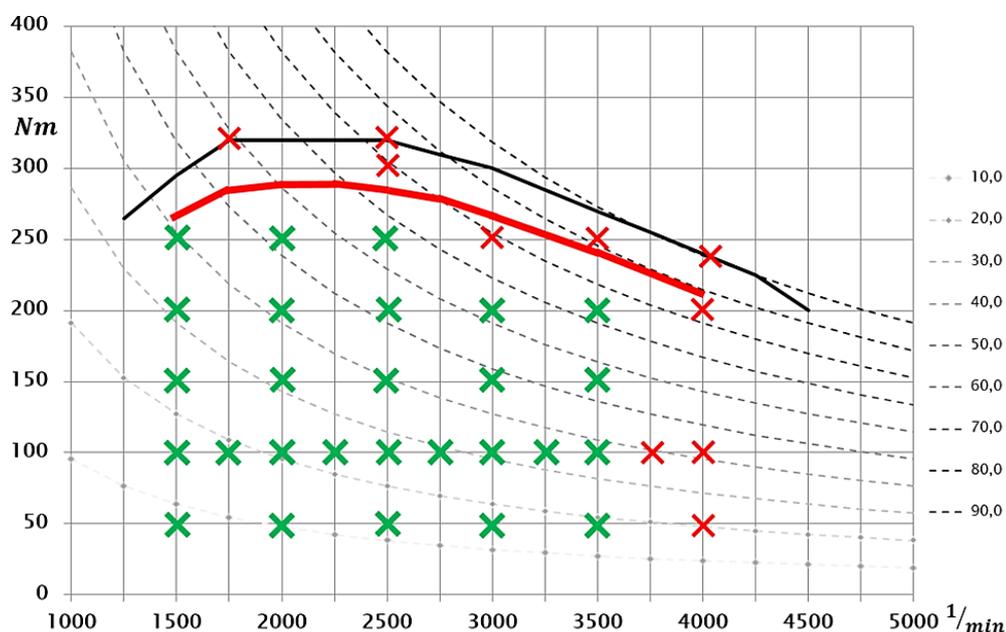


**Abbildung 3-9: Aufbau der PIV- Strömungsmessungen Fenster 1**

Auf dem oberen Bild ist die Highspeedkamera im roten Viereck zu sehen, welche auf das Fenster 1 ausgerichtet ist. Der Bereich von Fenster eins wird, wie auf dem unteren Bild zusehen, von unten durch einen Spiegel mit einem zu einer Ebene aufgefächerten Laser beleuchtet (unteres rotes Viereck). Das obere rote Viereck zeigt die Öffnung von Fenster 1, welches mittels Kamera vermessen wird.

## 3.2 Messprogramm

Für die Untersuchungen am Motorprüfstand wird ein geeignetes Versuchsprogramm mit passenden Betriebspunkten für die thermischen Analysen benötigt. Für die Messungen des Kennfelds wurden folgende stationäre Betriebspunkte vorgesehen: jedes Kreuz in Abbildung 3-10 stellt einen gewünschten Messpunkt dar. Ziel bei der Verteilung der Punkte im Kennfeld war die Abhängigkeiten von Größen wie Temperaturen, Wärmeströmen, Durchflüssen, Verbrauch, Drücken, Effizienz, etc. jeweils vom abgegebenen Drehmoment bei bestimmten Drehzahlen zu erfassen. Zum einen wurden dafür im Abstand von je 500 1/min und je 50 Nm Messpunkte in den Bereichen von 1500 bis 4000 1/min und 50 bis 250 Nm platziert. Zum anderen wurden, für eine höhere Auflösung, bei einem Drehmoment von 100 Nm zusätzliche Messpunkte alle 250 1/min platziert. So kann hier genau die Drehzahlabhängigkeit erfasst werden. Insgesamt ist das Motorkennfeld damit hinsichtlich Drehzahl und Drehmoment fein gerastert mit Betriebspunkten versehen, wodurch präzise Aussagen über das thermische Verhalten möglich sind. Weiter wurden an charakteristischen Stellen wie max. Drehmoment und max. Leistung sowie der Volllastkennlinie Messungen vorgesehen.



**Abbildung 3-10: Betriebspunkte der stationären Untersuchungen**

Die stationären Messpunkte wurden vermessen, wenn sich beim Halten des Betriebspunktes über den Zeitraum von 4 Minuten keine Änderungen der Fluidtemperaturen höher 2 K gezeigt haben. Gemessen wurde dann über den Zeitraum von 3 Minuten, wobei alle thermischen Daten im Intervall von 1 sec aufgezeichnet wurden. Die Abbildung 3-10 zeigt alle gemessenen

Punkte mit grünen Kreuzen und die erreichte Volllastkennlinie mit einer roten Linie. Leider war es ohne AGR und mit der am Prüfstand aufgebauten Konfiguration nicht möglich die vom Hersteller angegebene Volllastkennlinie zu erreichen. Die Messpunkte mit den roten Kreuzen konnten nicht stationär angefahren werden. Grund hierfür ist, dass der Prüfstand durch fehlenden Fahrtwind am Kühlwasser-Luft-Wärmetauscher in der Leistung auf ca. 70 kW Motorleistung limitiert ist.

Alle Messpunkte über der 70 kW Leistungsparabel wurden instationär gemessen. Das heißt die Punkte wurden für die Dauer von 30-60 Sekunden angefahren, wobei sich während dieser kurzen Zeit kein stationäres Verhalten der Temperaturen einstellen kann. Anschließend erfolgte die Messung mit der Messdauer von ca. 30 Sekunden. So konnten Größen wie Zylinderdruckverlauf, Kraftstoffverbrauch und Effizienz realistisch erfasst werden. Alle thermischen Messwerte sind kritisch zu hinterfragen, da sich in der kurzen Zeit kein thermisches Gleichgewicht einstellt. Um den Motor thermisch zu stabilisieren wurde vor und nach einer solchen Messung der Referenzmesspunkt angefahren. In dieser Konfiguration fungiert der Hauptwasserwärmetauscher als limitierendes Bauteil. Dieser kann in der Prüfkabine ohne Fahrtwind nicht genug Wärme abführen.

Vor und nach jeder stationären Messung wurde der gewählte Referenzmesspunkt mit 2000 1/min und 100 Nm angefahren. Dieses Vorgehen soll ausschließen, dass Fehler am Versuchsträger sowie an der Messtechnik übersehen werden. So wird jede Referenzmessung auf etwaige Abweichung überprüft. Das Messprogramm wurde mit Messpunkten niedriger Last begonnen und Punkt für Punkt Richtung hoher Lasten vermessen.

## 3.3 Messtechnik

Kapitel 3.3 befasst sich mit der am Versuchsträger verbauten Messtechnik. Alle weiterführenden Informationen zur Messtechnik können dem Abschlussbericht des Projekts „Motorwärmetausch“ mit der Vorhaben-Nr. 1034/ IGF-Nr. 16349BR entnommen werden, da der Versuchsträger in weiten Teilen dem Vorgängerprojekt entspricht.

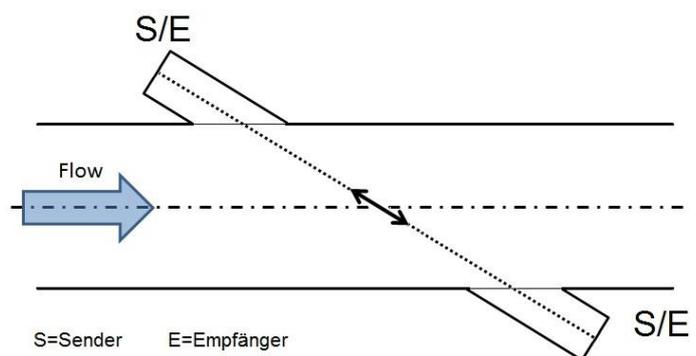
### 3.3.1 Volumenstrom-Messungen

Die Fluidvolumenströme von Kühlwasser und Motoröl wurden mittels Ultraschalldurchflusssensoren der Firma Kobold gemessen, zu sehen in Abbildung 3-11. Die wichtigsten Daten der Sensoren sind in der daneben liegenden Tabelle 3-2 bereitgestellt. Die Sensoren sind in

**Tabelle 3-2: Daten Ultraschalldurchflusssensor DUK**

<i>Sensortyp</i>	<i>DUK</i>
<i>Messverfahren</i>	Ultraschall
<i>Messbereich</i>	0,1...630 l/min (je nach Ausführung)
<i>Messstoffe</i>	Flüssigkeiten mit max. 1% Feststoff
<i>Viskosität</i>	max. 30 mm <sup>2</sup> /s
<i>Genauigkeit</i>	0,7 % v.MW +0,7% v.EW
<i>Messtemperatur</i>	-20...+120°C

den jeweiligen ein- und ausströmenden Anschlüssen der Medien verbaut, sodass alle Volumenströme die den Motor durchströmen genau erfasst werden. In der Abbildung 3-11 ist, auf der rechten Seite, der schematische Messaufbau im inneren des Durchflusssensors dargestellt. Es sind die beiden Sender/Empfänger zu sehen und der durchflossene Raum.



**Abbildung 3-11: links der Ultraschalldurchflusssensor Typ DUK und Messprinzip der Ultraschalldurchflusssensoren**

### 3.3.2 Thermische Messungen

Bei der Recherche ergab sich, dass für die Messaufgaben aktuell drei gebräuchliche Messverfahren zur Verfügung stehen. Zwei der Verfahren arbeiten mit Kontakttemperaturmessung, welche das Widerstandtemperaturmessverfahren und das thermoelektrische Temperaturmessverfahren sind. Das dritte ist ein optisches Oberflächentemperaturmessverfahren, die Infrarot Messtechnik (IR). Leider sind Oberflächenverfahren nicht geeignet, da die Bauteil- und Fluidtemperaturen innerhalb des Versuchsträgers gemessen werden sollen. Entschieden wurde sich für eine Kombination aus K - Thermoelementen (NiCr - Ni) und Widerstandsthermometer Pt-100. Die Widerstandstempersensoren haben einen großen Messbereich von -200 bis 600 °C bei quasi linearer Kennlinie, sind sehr unempfindlich gegenüber elektrischen Störungen und weisen eine Messgenauigkeit von  $\pm(0,15 \text{ K} + 0,002 \cdot T[\text{K}])$  auf [21]. Das macht sie besonders gut geeignet für den Betrieb in der Nähe von Motoren. Insgesamt wurden 65 Pt-100-Sensoren und vier Thermoelemente verbaut.

**Tabelle 3-3: Daten der Thermoelemente und Widerstandsthermometer**

<b>Kriterium</b>	<b>Thermoelemente</b>	<b>Widerstandsthermometer</b>
<i>Einsatzbereich</i>	-185°C bis +1700°C	-200°C bis +600°C
<i>Messstelle</i>	punktförmig	über die Länge
<i>Antwortzeit</i>	kurz	lang
<i>Abmessung</i>	sehr kleine Ausführungen	große Sensorfläche
<i>Vergleichsstelle</i>	erforderlich	nicht erforderlich
<i>Oberflächen- temperaturmessung</i>	geeignet	im allgemeinen nicht geeignet
<i>Vibrationsbeständigkeit</i>	sehr robust	relativ empfindlich
<i>Versorgung mit Messstrom</i>	nicht erforderlich	erforderlich
<i>Selbsterwärmung</i>	tritt nicht auf	muss berücksichtigt werden
<i>Langzeitstabilität</i>	befriedigend	ausgezeichnet

Die Thermoelemente wurden für den Abgastrakt eingesetzt, da hier häufig Temperaturen über 600 °C auftreten. Alle restlichen Temperaturmessstellen wurden mit dem Widerstandsthermometer Pt-100 gemessen.

### 3.3.3 Druckmessungen

Wie schon in Kapitel 3.1 beschrieben, sind am Versuchsträger unterschiedliche Drucksensoren verbaut. Hierbei handelt es sich um transiente hochauflösende Niederdrucksensoren von Kistler, welche in der Airbox und im Abgaskrümmen verbaut sind. Das verbaute Modell für die

Niederdruckindizierung ist in Abbildung 3-12 dargestellt. Alle wichtigen Größen können dem Datenblatt von Kistler entnommen werden [22].



**Abbildung 3-12: PiezoSmart® Type 4045A [22]**

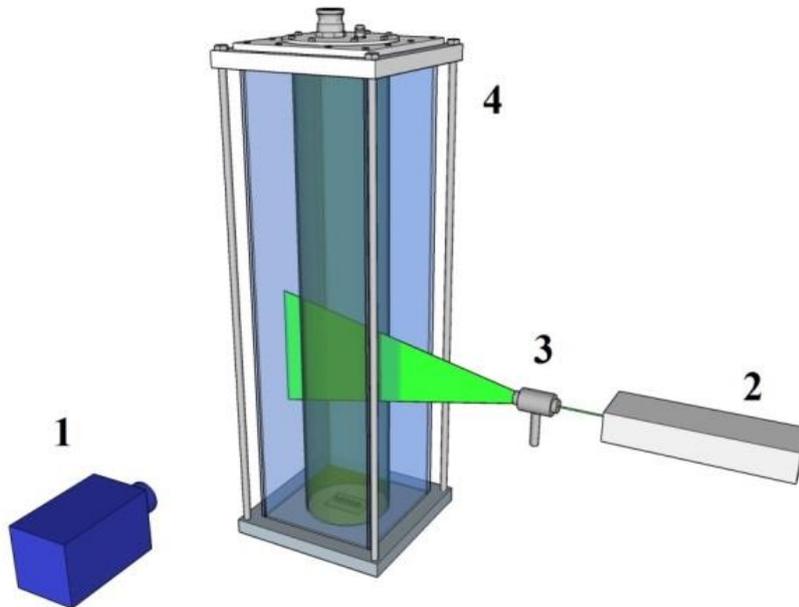
Die Sensoren liefern hoch dynamische Informationen über die Druckverläufe der Ansaugung und des Abgasgedrucks vor dem Turbolader. Diese Informationen sind besonders wichtig für die Verbrennungssimulation, da die Daten zur Modellaufbereitung benötigt werden.

Für die Hochdruckindizierung der Zylinder wurden zwei Arten von Druckaufnehmern verwendet, Zylinder 1 und 2 sind mit piezoresistiven Drucksensoren der Firma Beru und Zylinder 4 mit einem piezoelektrischen Sensor von Kistler ausgestattet. Bei beiden wird durch Druckänderung ein Kristall verformt. Bei Kistler wird eine Spannung induziert, bei Beru kann die Widerstandsänderung gemessen werden. Diese wird mit einem Ladungsverstärker (Flexifem 2CH) vergrößert und kann dann mit der Hardware AVL IndiSet erfasst und mit der Software AVL Indicom umgerechnet und aufgezeichnet werden. Alle weiterführenden Informationen können dem Abschlussbericht mit der Vorhaben-Nr. 1034/ IGF-Nr. 16349BR entnommen werden.

### **3.3.4 Optische Messungen**

Zur Validation der 3D - CFD Simulationen wurden berührungslose Strömungsmessungen mit dem Particle Image Velocimetry - Messverfahren im Kurbelgehäuse durchgeführt. Diese umfassen zwei Messstellen am Kurbelgehäuse, eine am Zylinder 3 auf der Einlass- und eine am Zylinder 4 auf der Auslassseite. In Kapitel 3.1 sind der Aufbau der Messung und der umgebaute Versuchsträger erklärt. Das reguläre PIV - Verfahren ist ein optisches Messverfahren, welches als Ergebnis direkt Strömungsvektoren in einer zur Strömungsrichtung gewählten Ebene liefert [23]. Es werden zwei in einer Ebene liegende Komponenten der Strömungsrichtung gemessen. Schematisch ist der Versuchsaufbau in Abbildung 3-11 gezeigt und wird nun näher anhand der Abbildung 3-13 erklärt. Für die Untersuchungen wurde ein spektral doppel-pulsierender Nd:YAG Laser mit 532 nm Wellenlänge (2) verwendet. Die Messungen wurden mit der Kamera Imager Intense (1) von LaVision mit einer Auflösung von 1040x1376 Pixel aufgezeichnet. Dabei

kamen das Nikon Micro-Nikkor Objektiv mit 105 mm und ein Longpass-Filter mit 555 nm zum Einsatz. Es wurde destilliertes Wasser verwendet, welches mit PIV-Partikeln der Marke PMMA Rhodamin B (4) mit einem Durchmesser von  $d=10 - 20 \mu\text{m}$  angereichert wurde. Die Auswertung der Aufnahmen ist mit der Software LaVision DaVis in der Version 8.4 erstellt wurden.

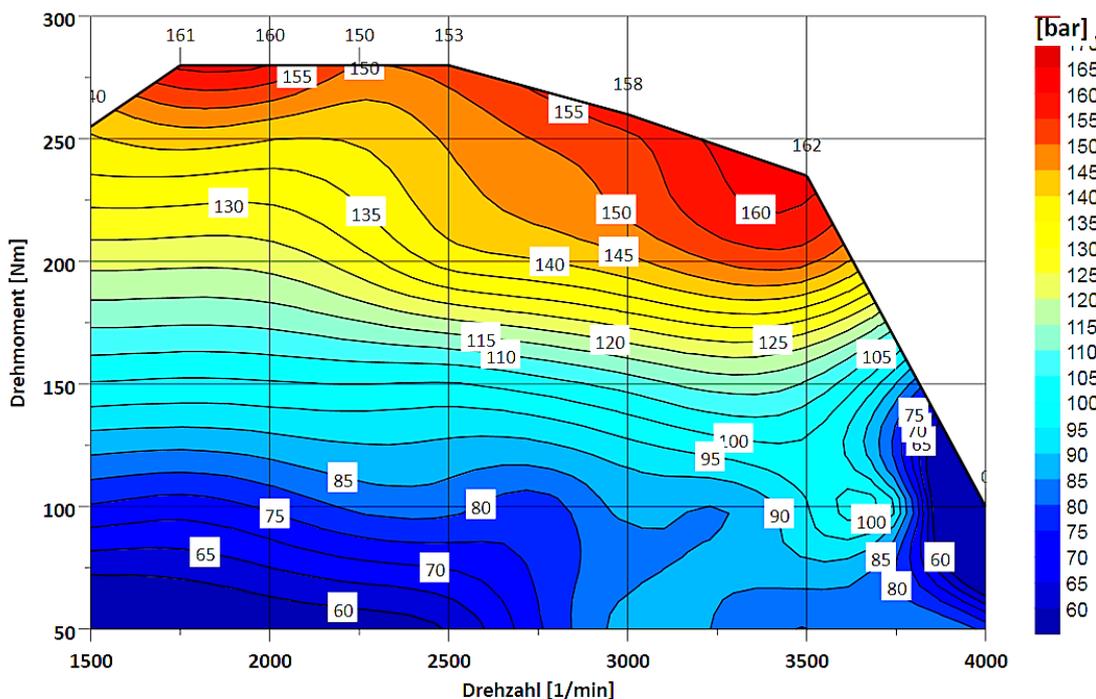


**Abbildung 3-13: PIV-Messung: Kamera (1), Laser (2), Streuscheibe (3) Versuchsträger (4)**

Bei der Auswertung arbeitet die PIV-Software üblicherweise mit statischen Verfahren. Es wird also nicht jedem einzelnen Partikel in den jeweiligen Aufnahmen ein Geschwindigkeitsvektor zugeordnet, sondern die Aufnahmen werden in eine Vielzahl von Analysefenstern zerteilt, deren Abmessungen vom Anwender festgelegt werden können. Die Anzahl der Analysefenster und damit die örtliche Auflösung des Verfahrens hängt von der Größe des Messbereichs ab [24 bis 26].

### 3.4 Messergebnisse Vollmotorprüfstand

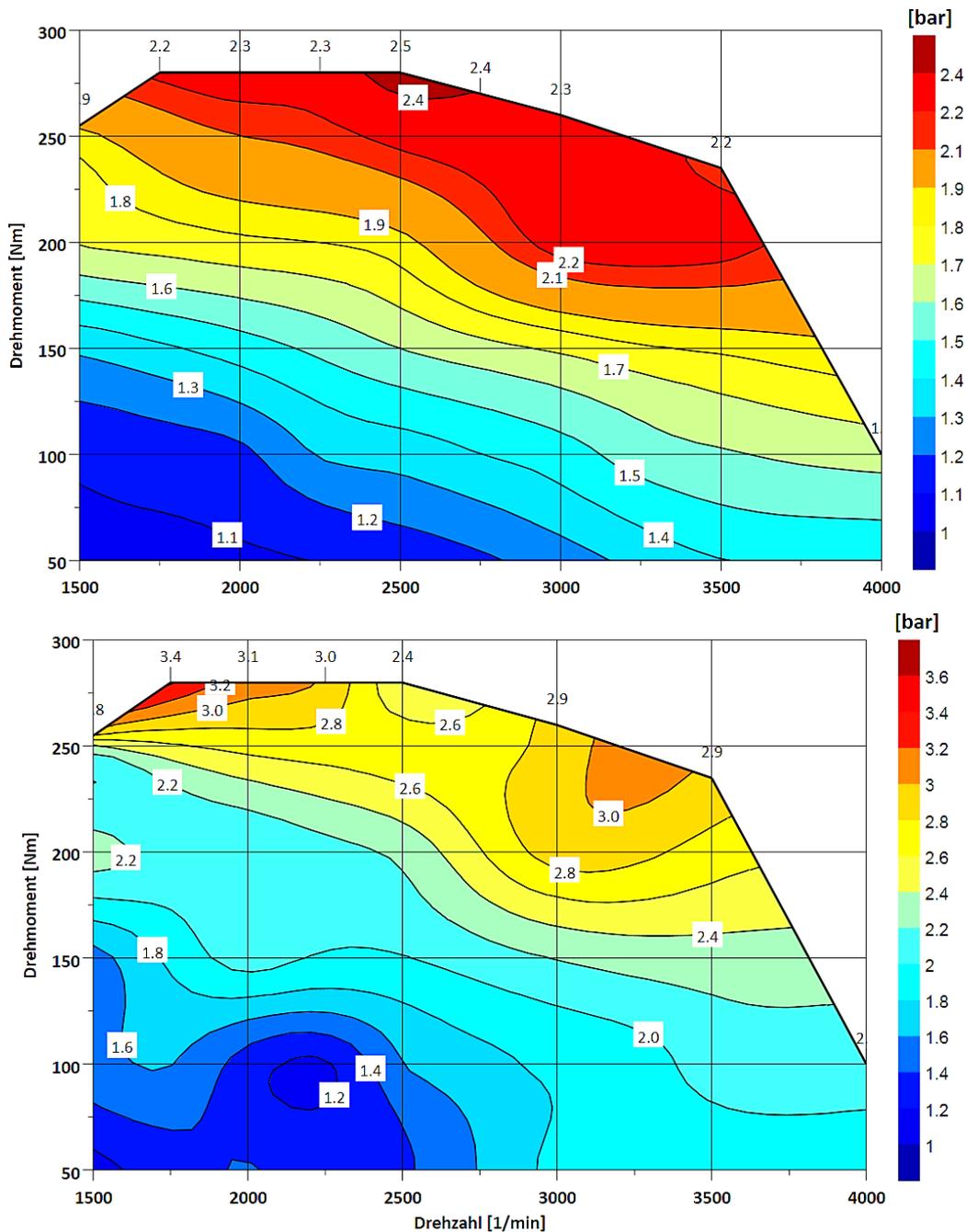
In Kapitel 3.4 werden die wichtigsten Ergebnisse, auf die sich die Methodikentwicklung stützen wird, zum Vollmotorprüfstand gezeigt. Alle Daten von gemessenen Drücken sind absolute Drücke. In Abbildung 3-14 ist zu erkennen, dass über das gesamte Drehzahlpektrum die maximalen Drücke im Zylinder mit steigendem Drehmoment zunehmen. Bei konstanten 50 Nm effektivem Drehmoment steigt mit wachsender Drehzahl der indizierte Brennraumdruck von ca. 60 auf 90 bar an, was auf das steigende Reibmoment zurück zu führen ist. In Folge dessen steigt auch der Ladedruck über den selben Bereich. Die maximalen Brennraumdrücke treten bei 3500 1/min auf und liegen bei 162 bar.



**Abbildung 3-14: Verbrennungsspitzen drücke**

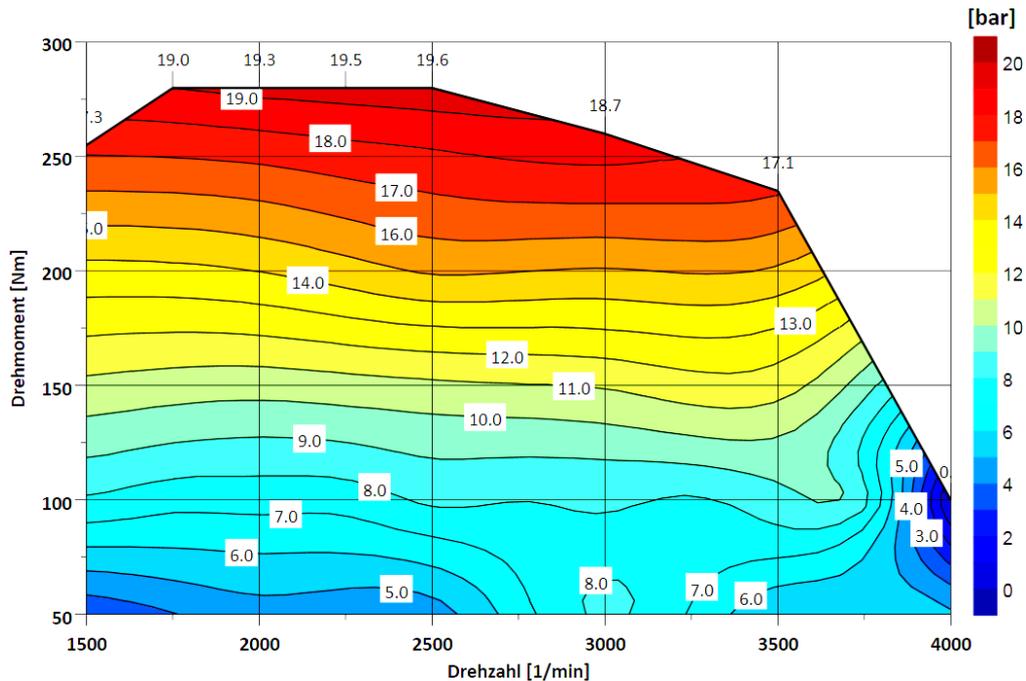
In Abbildung 3-15 werden zwei weitere gemessene Drücke gezeigt. Auf der linken Seite ist der Airboxdruck und auf der rechten Seite der Abgasgegendruck vor Turbolader in bar dargestellt. Der Airboxdruck zeigt ein zur Motorleistung typisches direkt proportionales Verhalten. Der maximale absolute Ladedruck liegt bei 2,5 bar und entspricht damit in etwa den Herstellerangaben. Bei 1500 1/min und 50 Nm liegt nahezu Umgebungsdruck an, da der Turbolader hier noch keine Abgasenthalpie zur Verfügung hat. Der Turbolader arbeitet an diesem Punkt in der Sauggrenze, was allgemein als „Low end torque“ Problem bezeichnet wird. Der Abgasgegendruck bestätigt diese Aussage, da sich in diesem Bereich noch kein Druck vor dem Turbolader aufbaut. Der maximale Abgasgegendruck liegt bei 3000 mbar. Die drei gezeigten Kennfelder

entsprechen mit ihren Ergebniswerten den Herstellerangaben und weisen damit keine Abweichungen oder Auffälligkeiten auf. Somit entspricht der im Prüfstand aufgebaute Motor den Herstellerspezifikationen und kann für die Untersuchungen genutzt werden.



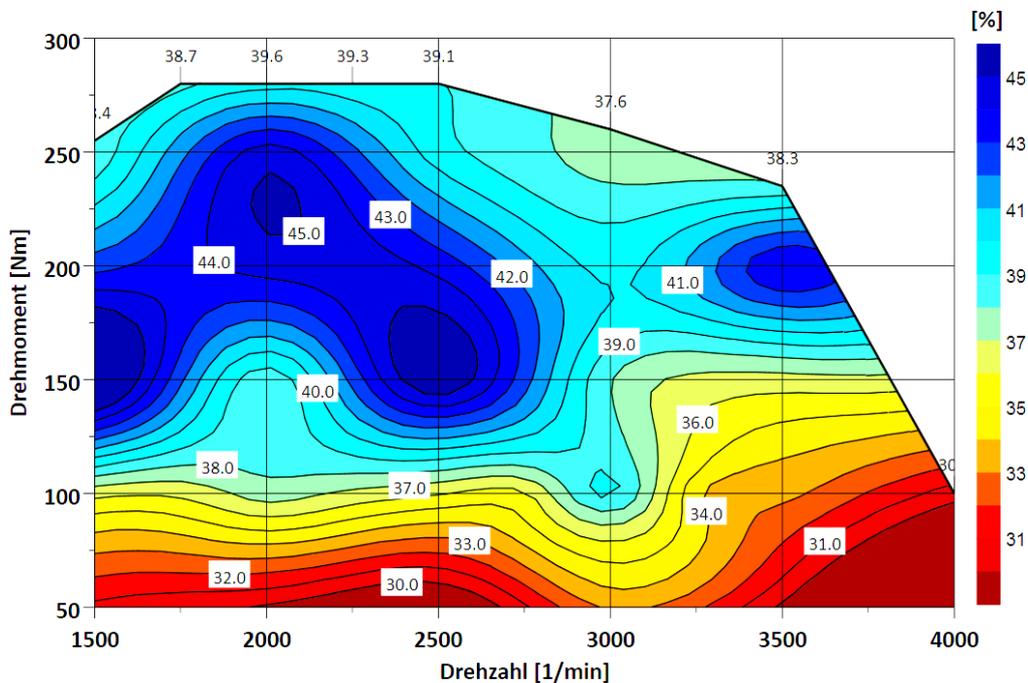
**Abbildung 3-15: Airbox- und Abgasgegendruck vor Turbolader**

Folgend ist in Abbildung 3-16 der indizierte Mitteldruck dargestellt, welcher sich linear zum abgegebenen Drehmoment verhält. Der indizierte Mitteldruck liegt zwischen 5 und 19,6 bar. Das Kennfeld vom indizierten Mitteldruck zeigt keine Anomalien, was für plausible Messergebnisse spricht.



**Abbildung 3-16: indizierter Mitteldruck**

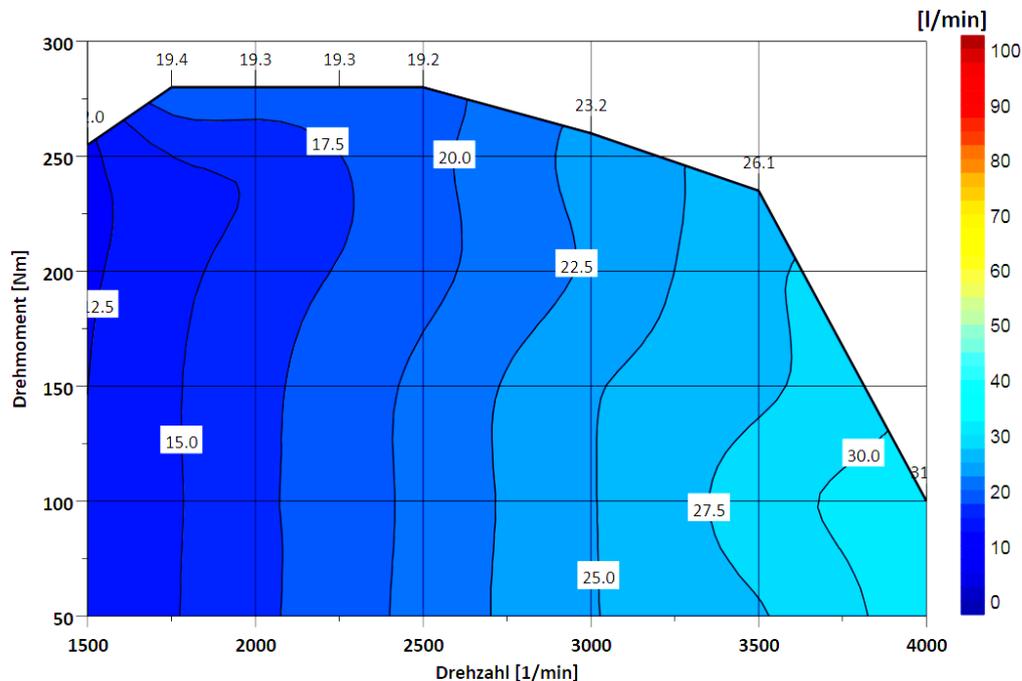
Das folgende Kennfeld, Abbildung 3-17, zeigt auch plausible, den Herstellerangaben entsprechende, Werte. Der Betriebspunkt mit optimalem Wirkungsgrad liegt bei etwa 2000 1/min und 225 Nm. Der Motor hat im Bestpunkt eine, für einen 2 l PKW Dieselmotor normale, indizierte Effizienz von ~45 %.



**Abbildung 3-17: Wirkungsgradkennfeld des Motors**

Nahe der Volllastkennlinie schwankt der Wirkungsgrad zwischen 37 und 40 %. Der minimale Wirkungsgrad liegt bei 25 %, bei 4000 1/min und 50 Nm. Lediglich die Werte bei 3500 1/min

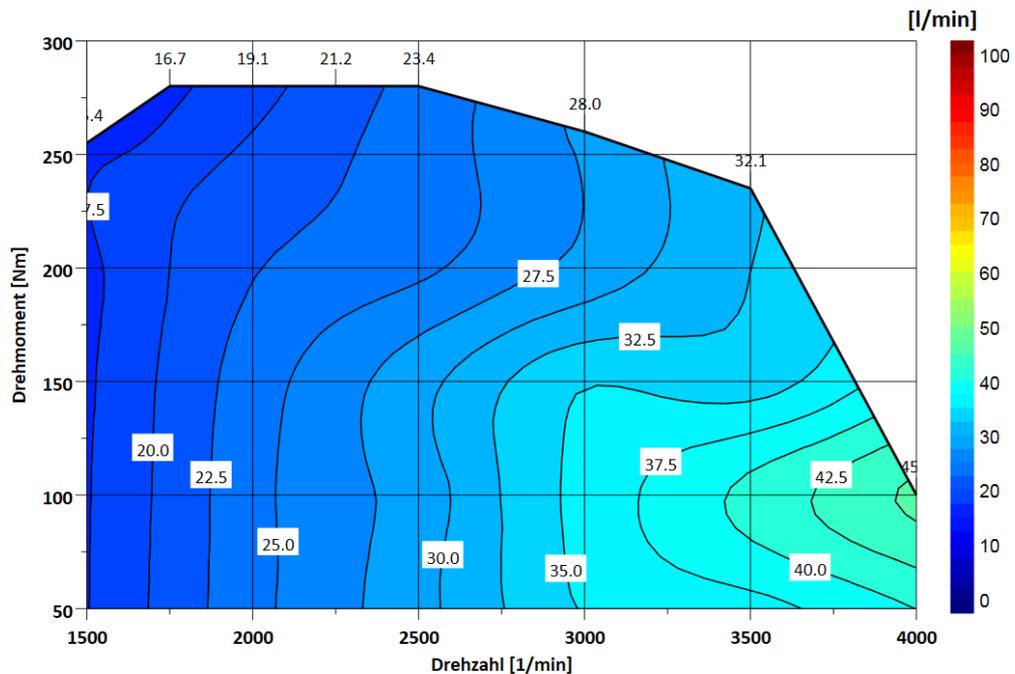
und 200 Nm liegen etwas außerhalb des Erwartungsbereichs. Die Daten für hohe Leistungen von über 70 kW sind, wie bereits in Kapitel 3.1 erklärt, mit Vorsicht zu bewerten, da es keine stationär gefahrenen Betriebspunkte sind. Die Ergebnisse dieser Betriebspunkte sind repräsentativ für die jeweiligen vorherrschenden Temperaturen, aber die folgenden Untersuchungen werden nur bei den stationär gemessenen Betriebspunkten durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse zeigen durchweg plausible Werte, womit diese für den Messungs-Simulationsvergleich nutzbar sind. Die nachfolgenden Messdaten sind demzufolge auch als plausibel zu bewerten, was für die Methodikentwicklung von großer Bedeutung ist. In Abbildung 3-18 ist der Kühlwasservolumenstrom zu sehen, welcher aus dem Blockausgang austritt. Im Prüfstands-aufbau fließt das Kühlwasser vom Blockausgang in den Öl - Wasser - Wärmetauscher, welcher im Aufbau von Block ca. 50 cm weg an den Rahmen des Aufbaus verlegt wurde. Der Volumenstrom durch den Block ist proportional zur Drehzahl abhängig.



**Abbildung 3-18: Der Volumenstrom des Kühlwassers durch den Block**

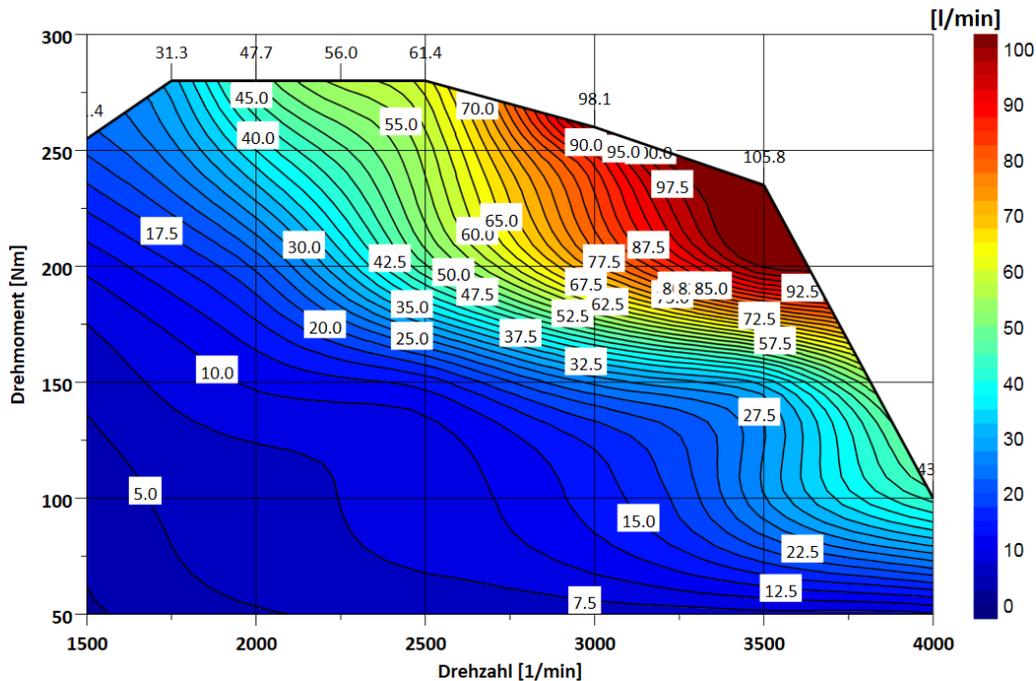
Es gibt also keine Stellglieder, welche betriebspunktabhängig in den Volumenstrom eingreifen. Der minimale Durchsatz liegt bei 10 l/min und der maximale bei 33 l/min. Der Öl - Wasser - Wärmetauscher hat die Aufgabe, das Öl im Warmlauf des Motors mit Energie aus dem Kühlwasser zu heizen und im betriebswarmen Zustand die Wärme aus dem Motoröl ins Kühlwasser abzuführen. Auf die im Motor stattfindende Wärmeübertragung hat der externe Wärmetauscher keinen Einfluss, was positiv ist, da so keine Quereinflüsse bestehen. Die nächsten beiden Grafiken zeigen die aus dem Zylinderkopf ausströmenden Volumenströme des Kühlwassers, wobei sich der Gesamtvolumenstrom auf zwei Zweige aufteilt. In Abbildung 3-19

ist der Abzweig durch den Innenraumwärmetauscher zu sehen. Der Innenraumwärmetauscher wurde für den Prüfstands Aufbau entfernt und überbrückt. Die Grafik zeigt hier eine starke Drehzahlabhängigkeit, wobei der Bereich über 3000 1/min und über 150 Nm durch den Volumenstrom vom Hauptwasserkühler mitgeprägt ist. Der minimale Volumenstrom liegt bei 15 l/min und der maximale bei 45 l/min. Der Betrag und das Verhalten des Volumenstromes ähneln des vom Blockausgangs.



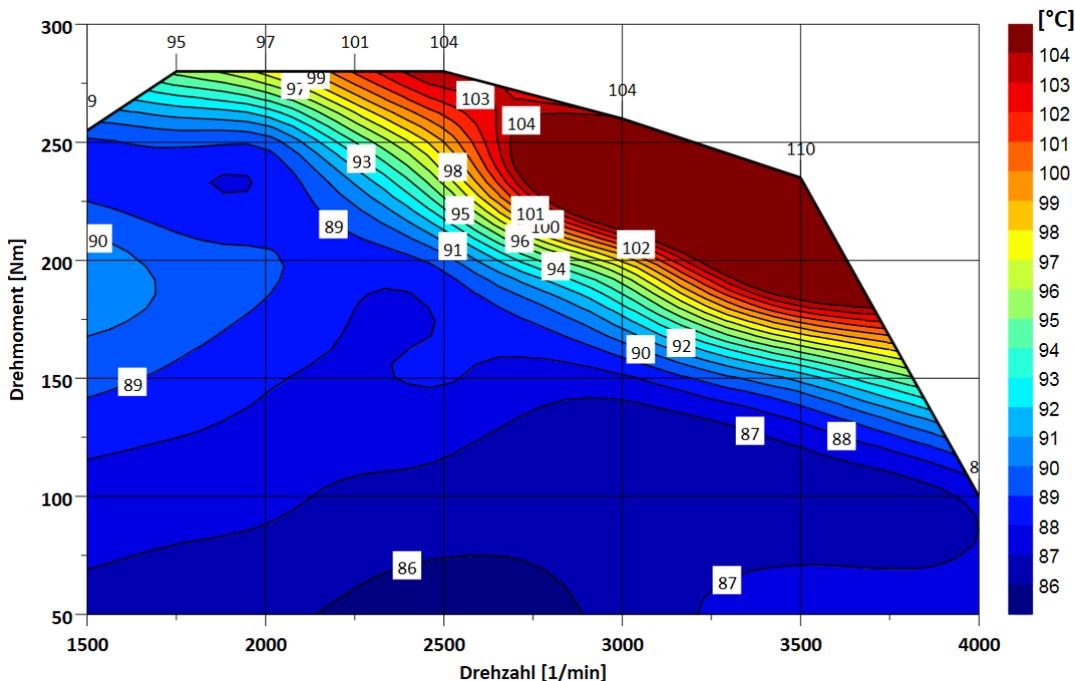
**Abbildung 3-19: Der Volumenstrom des Innenraumwärmetauschers**

Der zweite Abzweig führt durch den AGR - Kühler und zum Hauptwasserkühler, gesteuert vom Thermostat, welcher den gesamten Kühlkreislauf des Motors kühlt. Dieser wird mittels zwei direkt verbauter und einem extern angebrachten Lüfter gekühlt. Das Kühlwasserthermostat bestimmt als Regelglied vollständig den Volumenstrom, welcher über den Hauptwasserkühler fließt. In Abbildung 3-20 ist grafisch der Volumenstrom über den Hauptwasserkühler und den AGR - Kühler dargestellt. Die Isolinien verlaufen nahezu proportional zu den Linien konstanter Leistung, weil die ins Kühlwasser eingeleitete Wärmemenge direktproportional zur vom Motor abgegebenen Antriebsleistung ist. Der obere rechte Bereich hoher Leistung ist von einem extrem hohen Kühlwassermassenstrom geprägt, mit Volumenströmen über 90 l/min. Das Thermostat ist in diesen Bereichen quasi vollständig geöffnet. Der minimale Volumenstrom über diesen Zweig liegt bei 2 l/min und der maximale bei 106 l/min. Die sich ergebene Differenz sowie die absoluten Werte des Volumenstroms sind bedeutend größer als bei den anderen Zweigen. Das Thermostat ist auf eine Kühlmittleingangstemperatur, an der Wasserpumpe, von ca. 89 °C kalibriert.



**Abbildung 3-20: Der Volumenstrom über den Hauptwasserkühler und den AGR - Kühler**

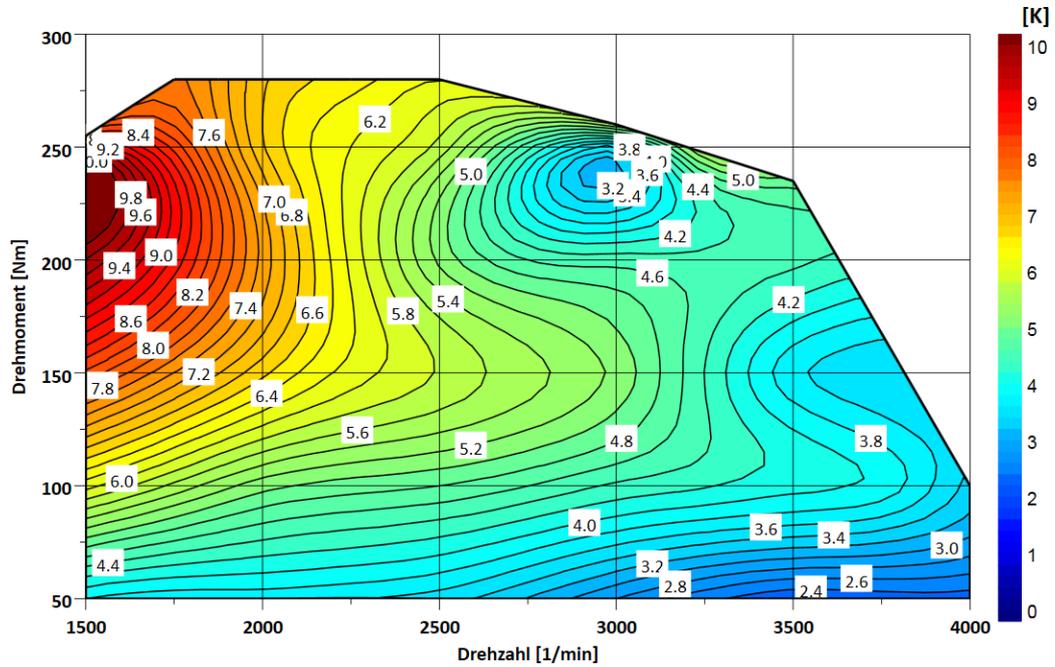
In Abbildung 3-21 sind die Kühlwassertemperaturen am Pumpeneingang des Kurbelgehäuses dargestellt. Wie gut zu erkennen ist, sind die Temperaturen, bis zu einem gewissen Leistungsniveau von ca. 70 kW, auf einem konstanten Plateau von ca. 87 bis 90 °C.



**Abbildung 3-21: Die Kühlwassertemperatur am Einlass der Wasserpumpe**

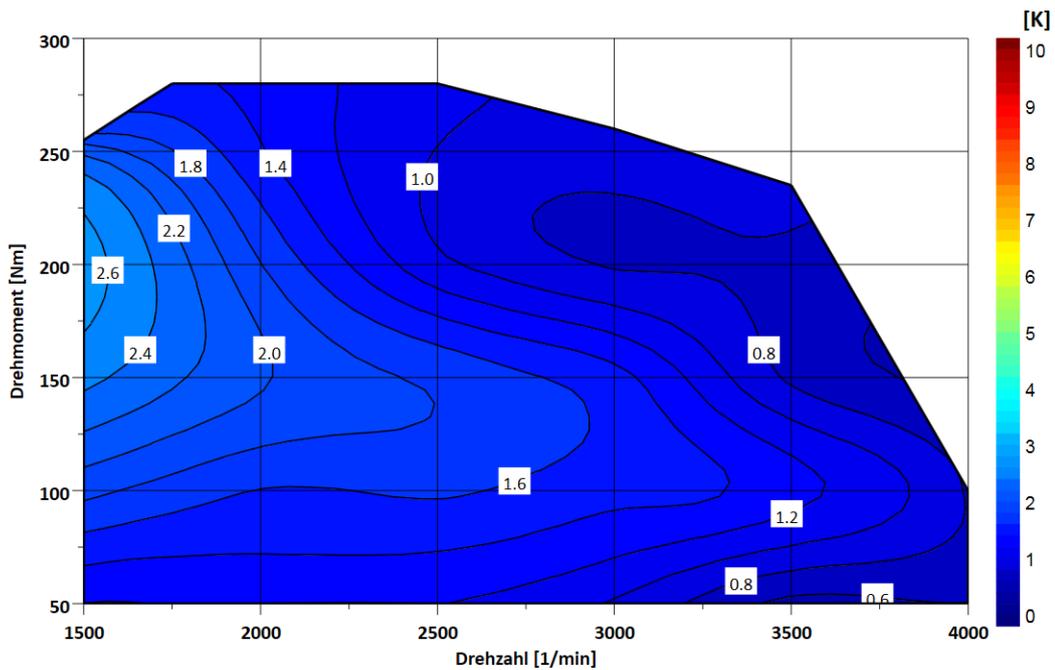
Bei beiden Darstellungen, Abbildung 3-20 und Abbildung 3-21, ergeben sich ähnliche Verläufe für die Größen Volumenstrom und Kühlwassereingangstemperatur, was die direkte Abhängigkeit beider Größen durch das Thermostat klar zeigt. Das Thermostat hat somit direkten

Einfluss auf die Wärmeübertragung im Kühlwassermantel. Außerdem hat die Kühlmittelseintrittstemperatur, durch den sich ergebenden Temperaturgradienten im Kühlwassermantel, auch direkten Einfluss auf die Wärmeübertragung.



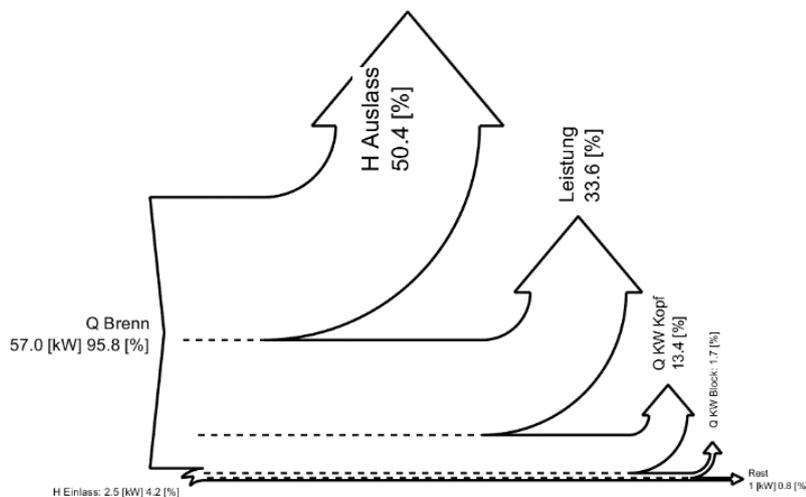
**Abbildung 3-22: Die Differenztemperatur von Eingang zu Ausgang Zylinderkopf**

Mit Hilfe des Volumenstromes über Zylinderkopf sowie Kurbelgehäuse und den jeweiligen Temperaturdifferenzen lässt sich die ins Kühlwasser übertragene Wärmemenge berechnen. Die passenden Grafiken sind in Abbildung 3-22 und Abbildung 3-23 zu sehen.



**Abbildung 3-23: Die Differenztemperatur von Eingang zu Ausgang Kurbelgehäuse**

Es zeigt sich für den Zylinderkopfausgang ein hoher Temperaturgradient von ca. 2,5 bis 10 K. Dagegen offenbart Abbildung 3-23 für das Kurbelgehäuse, trotz kleineren Volumenstroms, einen viel kleineren Temperaturgradienten von ca. 1 bis 2,5 K. Der Zylinderkopf hat aufgrund des hohen Wärmeintrags einen höheren Temperaturgradienten gegenüber dem Kühlwasser. Ein wichtiger Anhaltspunkt dafür sind auch die Energieflüsse im Versuchsträger. Hierfür bietet sich die Bilanzierung der Energiemengen die dem Motor zugeführt sowie abgeführt wurden an. Beispielhaft sei in Abbildung 3-24 der Messpunkt 2000 1/min bei 100 Nm gezeigt.

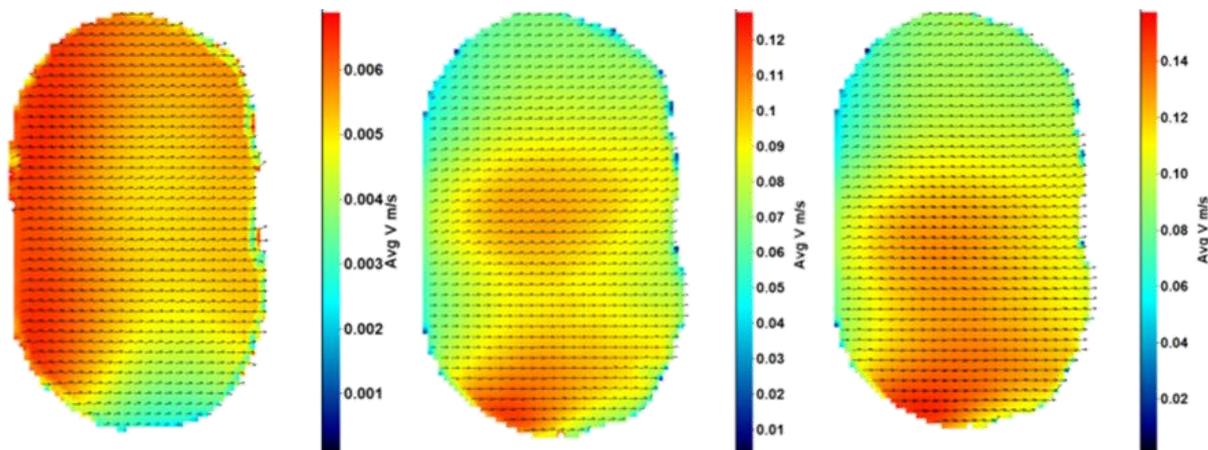


**Abbildung 3-24: Bilanzierung der Energiemengen für 2000 1/min bei 100 Nm**

Die Grafik zeigt deutlich, dass bei 2000 1/min 100 Nm die über den Zylinderkopf abgeführte Wärme mit 13,4 % der gesamten Energiemenge um ca. das 9-fache größer ist als über den Block. Für die Methodikentwicklung sollte der Fokus klar auf die Wärmeübertragung im Zylinderkopf gelegt werden, da der Wärmestrom im Zylinderkopf den Großteil der abgeführten thermischen Energie ausmacht.

### 3.5 Ergebnisse der PIV-Messungen

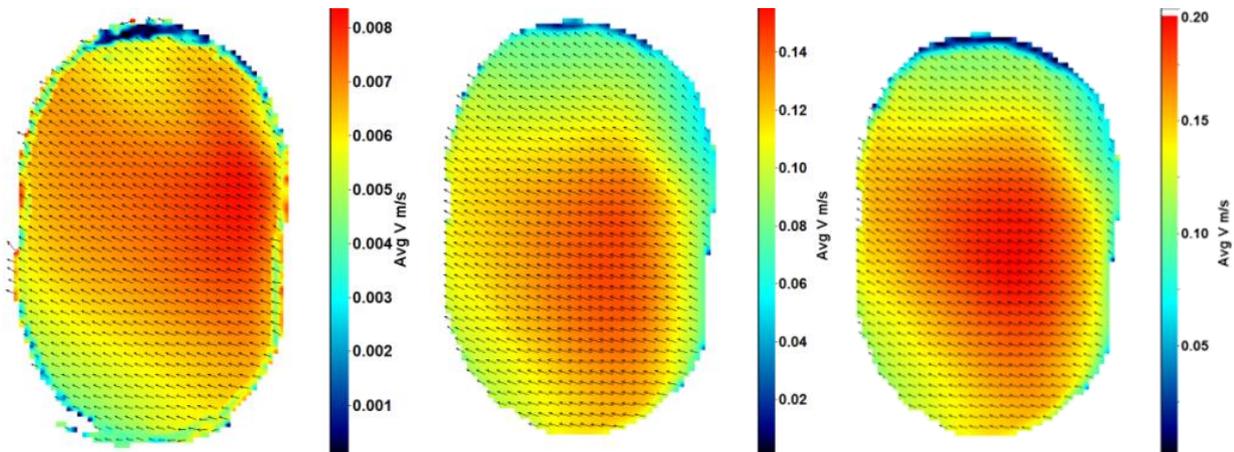
In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der optischen Messungen am Kurbelgehäuse mittels PIV - Messtechnik vorgestellt. Die Ergebnisse finden bei der Validierung der 3D - CFD Simulationen Anwendung, was im Kapitel 4.2 ausgiebig erläutert wird. In Abbildung 3-25 und Abbildung 3-26 sind jeweils die Ergebnisse für Fenster 1 und Fenster 2 bei drei Betriebspunkten dargestellt. Bei der Wahl der Betriebspunkte wurde auf zwei Aspekte Wert gelegt. Zum einen sollte der Punkt erfasst werden, bei dem die Strömung kurz davor ist vom laminaren in den turbulenten Zustand zu wechseln [27]. Dieser Punkt wurde experimentell bei einer Motordrehzahl von 60 1/min gefunden. Bei dieser Drehzahl strömen 0,4 Liter pro Minute durch den Versuchsträger und die gemessenen Strömungsgeschwindigkeiten liegen bei max. 0,006 m/s. Zum anderen sollten motornahe Betriebspunkte angefahren werden. Die Strömung ist gleichmäßig und laminar, was bei aufeinander folgenden Bildern, wie in einem aufgezeichneten Video, ersichtlich ist. Es wird belegt, dass eine laminare Strömung keinesfalls im motorischen Betrieb auftritt, da dieser Betriebspunkt sehr weit vom normalen Drehzahlband entfernt ist.



**Abbildung 3-25: Fenster 1: 0,4 l/min-60 1/min; 13,2 l/min-1000 1/min; 18 l/min-1350 1/min**

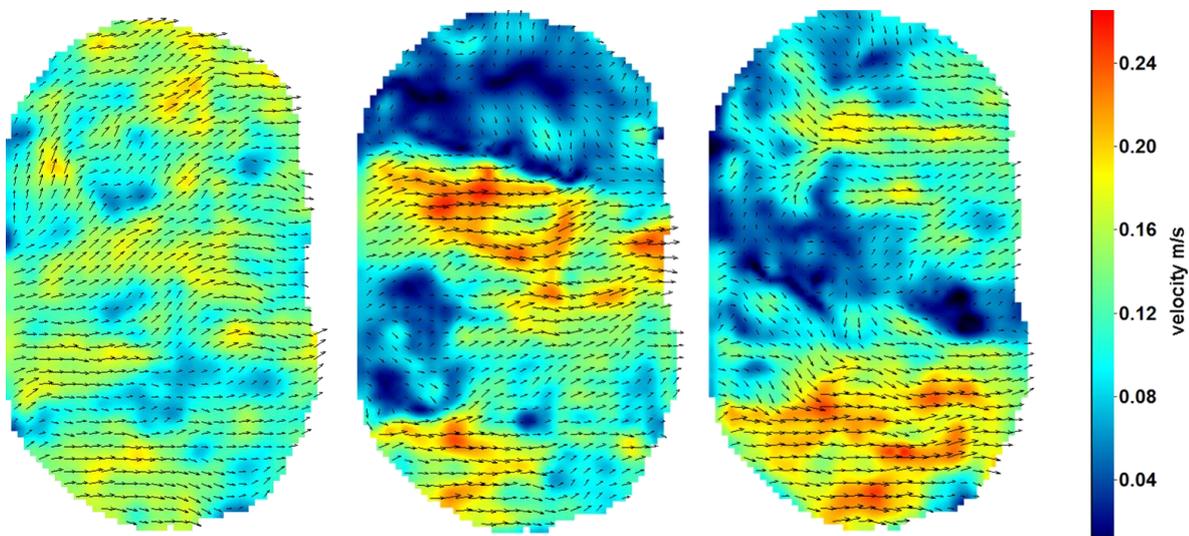
Da die erreichbare Motordrehzahl des Prüfstands auf 1350 1/min begrenzt war, wurden die weiteren zwei Betriebspunkte auf 1000 und 1350 1/min festgelegt. Bei beiden Drehzahlen bildet sich eine vollturbulente Strömung aus [27]. Es ist folglich davon auszugehen, dass in allen relevanten Betriebspunkten des Vollmotorprüfstands eine turbulente Strömung herrscht. Die in Abbildung 3-25 und Abbildung 3-26 gezeigten Ergebnisse sind über 1000 Frames gemittelte Durchschnittswerte. Die Aufnahmefrequenz lag bei einer Motordrehzahl von 60 1/min bei 9,94 Hz und bei den anderen Messungen jeweils bei 3,33 Hz. So erhält man auch bei turbulenten Strömungen harmonische Darstellungen mit gleichmäßigem Verlauf. Die Darstellungen zeigen die Strömungsgeschwindigkeit, mittels Farbverlauf, und die Strömungsrichtung in der X-

Y-Ebene, mittels Vektoren, sodass für die gemessene Ebene alle wichtigen Informationen vorhanden sind.



**Abbildung 3-26: Fenster 2: 0,4 l/min-60 1/min; 13,2 l/min-1000 1/min; 18 l/min-1350 1/min**

In Abbildung 3-27 sind drei nicht gemittelte aufeinander folgende Einzelaufnahmen der Messung bei 1350 1/min am Fenster 1 dargestellt. Die drei Bilder zeigen jeweils komplett andere Strömungsrichtungen und Strömungsgeschwindigkeiten, was den chaotischen Charakter der turbulenten Strömung klar deutlich macht.



**Abbildung 3-27: Fenster 1 - 18 l/min bei 1350 1/min - Einzelaufnahmen**

## 4 3D-Simulation der Wärmeübertragung

Die CFD - Simulation wird bereits seit Jahren bei der Untersuchung von Wassermantelgeometrien bei Otto - Motoren [28, 29], Diesel - Motoren [30 bis 33] als auch bei Elektro - Motoren [34, 35] eingesetzt. Auch in Verbindung mit den anderen Simulationstools, wie 1D - Simulation [28, 36] und Finite - Elemente - Methode (FEM, CFD) [37 bis 40], wird die 3D-Simulation für die komplexen Forschungszwecke im Verbrennungsmotorenbereich verwendet. In diesem Kapitel werden alle wichtigen Informationen und Zusammenhänge der durchgeführten 3D - CFD Simulationen erläutert und präsentiert.

### 4.1 3D CFD Modell

Allgemein lässt sich sagen, dass die Wärmeübertragung in einem Wassermantel im Wesentlichen durch erzwungene Konvektion (indizierte Strömungen), freie Konvektion (Ausgleichsströmungen) und Wärmeleitung (unabhängig vom Stofftransport) erfolgt [41 bis 43]. Diese Übertragungsmechanismen sind stark vom vorliegenden Strömungs- und Temperaturfeld der dreidimensionalen Strömung abhängig. Eine detaillierte numerische Beschreibung dieser Prozesse, insbesondere in Wandnähe, ist nur eingeschränkt möglich. Allerdings sind es gerade die Vorgänge in der Grenzschicht, die die Größe der Wärmeübertragung bestimmen. In 3D - CFD Anwendungen werden (je nach Vorgehensweise) versucht, wandnahe Bereiche möglichst fein zu diskretisieren. Dabei muss sichergestellt werden, dass die Dimension der Grenzschicht annähernd erfasst wird. Im Vergleich zur Realität ist eine solche Diskretisierung dennoch verhältnismäßig grob, wodurch nach wie vor Ungenauigkeiten bezüglich der wandnahen Strömung auftreten. Zudem steigt die notwendige Rechenzeit bei einer solchen Vorgehensweise unverhältnismäßig an [44]. Dies kann verhindert werden, indem auf eine feine Auflösung der wandnahen Zellen verzichtet wird und alternativ eine analytische Berechnung des Wärmeübergangs anhand dimensionsloser Kennzahlen erfolgt, welche aus Ähnlichkeitstheoretischen Betrachtungen abgeleitet werden (Reynolds-Theorie). Dabei ist genau darauf zu achten, dass die Input-Parameter zur Berechnung des lokalen Wärmestroms bzw. des Wärmeübergangskoeffizienten, welcher die Intensität des Wärmeübergangs an der Grenzfläche zwischen Fluid und Struktur beschreibt, korrekt sind. Der Abgleich mit der globalen Energie-Bilanz ist zu empfehlen [45].

### 4.1.1 Wärmeübertragungsmechanismen

Bei der Simulation thermischer Systeme spielen die Mechanismen der Wärmeübertragung eine wesentliche Rolle, wobei unter Wärmeübertragung der Transport von thermischer Energie über mindestens eine Systemgrenze hinweg verstanden wird. Voraussetzung dafür ist ein treibender Temperaturgradient. Die Wirkmechanismen, die für Wärmeübertragung verantwortlich sind, können in die drei Arten Wärmeleitung, Konvektion und Wärmestrahlung unterteilt werden. In den durchgeführten Simulationen werden nur Wärmeleitung und Konvektion berücksichtigt, da Wärmestrahlung bei den betrachteten Problemstellungen vernachlässigbar ist. Im Wesentlichen beruht die Darstellung der theoretischen Grundlagen in diesem Kapitel auf [41, 42].

#### Wärmeleitung

Unter Wärmeleitung wird der Energietransport, der in festen oder in ruhenden Stoffen auftritt, zwischen benachbarten Molekülen im Material aufgrund eines vorhandenen Temperaturgradienten verstanden. Mit Hilfe der Wärmestromdichte  $\dot{q}$  lässt sich der Energietransport in einem wärmeleitenden Material beschreiben. Die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  und die Temperatur  $T$  sind Orts- und Zeitabhängig.

$$\dot{q}_i = f(x, t) \tag{1}$$

$$T = f(x, t) \tag{2}$$

Der Integralwert der Wärmestromdichte  $\dot{q}_i$  über die Querschnittsfläche  $A$  eines Körpers stellt den Wärmestrom  $\dot{Q}$  dar.

$$\dot{Q} = \int \dot{q}_i(x, t) dA \tag{3}$$

#### Konvektion

Die Wärmeübertragung durch Konvektion kommt zustande, wenn zwei Medien unterschiedlicher Temperatur sich relativ zueinander bewegen, wie es beispielsweise bei der Wärmeübertragung von einer Wand auf ein Fluid gegeben ist. Der Wärmestrom hängt dabei von den Stoffeigenschaften und Strömungszuständen beider Systeme ab. Über die Ansätze nach Newton lässt sich der Wärmestrom  $\dot{Q}$  folgend beschreiben:

$$\dot{Q} = A \cdot \alpha \cdot (T_W - T_F) \tag{4}$$

Die Gleichung besteht aus dem Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ , der Wandtemperatur  $T_W$ , der Fluidtemperatur  $T_F$  und der Querschnittsfläche  $A$  eines Körpers. Bei der Konvektion wird grundsätzlich zwischen zwei Arten, einer freien und einer erzwungenen Konvektion, unterschieden. Entsteht eine Wärmeleitung zwischen einem Festkörper und einem ruhenden Fluid, so ändert sich die Temperatur des Fluides. Infolgedessen kommt es im Fluid zu inhomogener Verteilung der Dichte. Die Fluidschichten mit geringerer Dichte steigen auf und die Schichten mit größerer Dichte sinken ab. Ist die Strömung durch ein temperaturabhängiges Dichtegefälle induziert, so wird von einer freien Konvektion gesprochen. Bei einer erzwungenen Konvektion wird die Strömung durch die Temperaturunterschiede und ein äußeres Druckgefälle erzeugt. Die erzwungene Konvektion ist in vielen technischen Anwendungen der bedeutendere Mechanismus.

### **Wärmestrahlung**

Der Vollständigkeit halber soll sehr kurz auf die Wärmestrahlung eingegangen werden. Als Wärmestrahlung wird ein Wärmeaustausch durch elektromagnetische Wellen zwischen Körpern unterschiedlicher Temperatur verstanden. Im Vergleich zu den anderen Wärmeübertragungsmechanismen verlangt die Wärmestrahlung keine Materie, d.h. die Wärmeübertragung durch Strahlung kann auch im Vakuum stattfinden [46]. Abhängig von der Oberfläche können elektromagnetische Wellen absorbiert, reflektiert und transmittiert werden.

### **Nusselt-Zahl**

Eine weitere Größe, die bei der Wärmeübertragung eine zentrale Rolle spielt, ist der nach Wilhelm Nusselt benannte Wärmeübergangskoeffizient  $Nu$ . Diese Nusselt-Zahl beschreibt das Verhältnis vom konvektiven zum diffusiven Wärmetransport und kann als dimensionsloser Gradient der Temperatur an einer Oberfläche betrachtet werden.

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} \quad (5)$$

Diese Gleichung setzt sich aus der Wärmeleitfähigkeit des Fluid  $\alpha$ , der charakteristischen Länge  $L$ , sowie dem Wärmeübergangskoeffizienten  $\lambda$  zusammen. Für weitere Informationen zu Wärmetransportmechanismen wird der Leser auf [42, 46] verwiesen.

## 4.1.2 Turbulente Strömung

In diesem Abschnitt wird auf die hydrodynamischen Grundgleichungen eingegangen, da diese maßgebend für die Prozesse im Wassermantel sind. Die wichtigsten Kräfte bei der Hydrodynamik sind: die Trägheits-, die Zähigkeits- sowie die Druckkraft. Aus dem Verhältnis der Trägheits- zur Zähigkeitskraft ergibt sich eine dimensionslose Kennzahl, die sogenannte Reynolds-Zahl  $Re$  [47].

$$Re = \frac{u \cdot L}{\nu} \quad (6)$$

In die Gleichung geht das charakteristische Geschwindigkeitsmaß  $u$ , die charakteristische Länge  $L$  und eine kinematische Viskosität  $\nu$  des Fluid ein. In einer Rohrströmung ist die charakteristische Länge gleich dem Rohrdurchmesser. Bei der Abweichung des Rohrquerschnittes von einer Kreisform wird zur Berechnung der Reynolds-Zahl ein sogenannter hydraulischer Durchmesser  $D_h$  eingesetzt [20].

$$D_h = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad (7)$$

Der hydraulische Durchmesser  $D_h$  setzt sich aus dem durchströmten Querschnitt  $A$  und dem benetzten Umfang  $U$  zusammen. Für die Untersuchungen am Wassermantel spielt der hydraulische Durchmesser eine wichtige Rolle, da quasi keine Strömungsquerschnitte kreisrund sind. Die Reynolds-Zahl dient zur Vorhersage des Strömungszustandes. Ist die Reynolds-Zahl in einer Rohrströmung kleiner als  $Re \approx 2300$ , so wird von einer laminaren Strömung ausgegangen. Ab  $Re \geq 10^4$  ist die Strömung voll turbulent ausgebildet. Zwischen den laminaren und turbulenten Strömungen liegt ein Übergangsbereich [48].

In der laminaren Strömung strömt das Fluid gleichmäßig und wohlgeordnet. Eine turbulente Strömung ist durch stochastisch verteilte und instationäre Schwankungen in einem dreidimensionalen Raum gekennzeichnet. Beide Strömungsarten konnten in den optischen Versuchen realisiert werden, wie im Kapitel 3.5 gezeigt wurde. In einer voll turbulenten Strömung kommt es zu einer Energiekaskade. Dabei findet der Eintrag der turbulenten kinetischen Energie im Bereich der größten Wirbel statt. Diese großen Wirbel brechen in immer kleinere Wirbel auf und transferieren dabei die kinetische Energie. Diese Wirbel zerfallen immer weiter bis in die kleinsten Skalen, die sogenannten Kolmogorov-Skalen. Mit Zerfall der Wirbel läuft der Energietransfer so lange weiter, bis die Wirbel ausreichend klein sind und ihre kinetische Energie durch die molekulare Reibung dissipiert ist [49, 50].

## Grenzschicht der turbulenten Strömung

In einer Strömung zwischen der festen Wand und der äußeren, annähernd reibungslosen Strömung befindet sich eine dünne Schicht, eine sogenannte Grenzschicht. In dieser Grenzschicht herrschen starke Geschwindigkeitsgradienten. In Abhängigkeit von dem dimensionslosen Wandabstand  $y^+$  und der dimensionslosen mittleren Geschwindigkeit  $u^+$  kann die Grenzschicht in einer voll turbulenten Strömung in Unterschicht und Oberschicht aufgeteilt werden. Der dimensionslose Wandabstand  $y^+$  und die dimensionslose mittlere Geschwindigkeit  $u^+$  lassen sich über folgende Gleichungen herleiten [51].

$$y^+ = \frac{u_T \cdot y}{\nu} \quad u^+ = \frac{\bar{u}}{u_T} \quad u_T = \sqrt{\frac{\tau_W}{\rho}} \quad \tau_W = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (8)$$

In diese Gleichungen gehen die kinematische Viskosität  $\nu$ , der Wandabstand  $y$ , die Wand Schubspannungsgeschwindigkeit  $u_T$ , die zeitliche gemittelte Geschwindigkeit  $\bar{u}$ , die Wand Schubspannung  $\tau_W$  und dynamische Viskosität  $\mu$  ein.

Unmittelbar an der Wand liegt, im Abstand von  $y^+ < 5$ , die laminare Unterschicht. In dieser Schicht dominieren die viskosen Kräfte und die turbulenten Schwankungsbewegungen können vernachlässigt werden. Für die 3D - CFD Modelle ist es wichtig, diesen wandnahen Bereich aufzulösen. Dieser Bereich lässt sich durch das lineare Wandgesetz beschreiben.

$$u^+ = y^+ \quad (9)$$

Bei einem größeren Abstand von der Wand von  $y^+ > 30$  befindet sich die Oberschicht einer Grenzschicht. In dieser Schicht dominieren die Trägheitskräfte. Dieser Bereich lässt sich durch das logarithmische Wandgesetz beschreiben und wird somit meistens als logarithmische Schicht bezeichnet [51].

$$u^+ = \frac{1}{\kappa_k} \cdot \ln y^+ + B \quad (10)$$

Die Gleichung setzt sich aus der Kármán-Konstanten  $\kappa_k = 0,41$ , der Konstanten  $B = 5,2$  und dem dimensionslosen Wandabstand  $y^+$  zusammen. Die vorgestellten Bereiche einer Grenzschicht sind in der Abbildung 4-1 dargestellt.

Für ausführliche Informationen bezüglich der Grenzschicht wird der Leser auf [51 bis 54] verwiesen. In Kapitel 4.1.4 wird der  $y^+$  Wert für die Bewertung der Turbulenzmodellwahl (Wandfunktion) bezogen auf das Netz und die Strömungseigenschaften herangezogen.

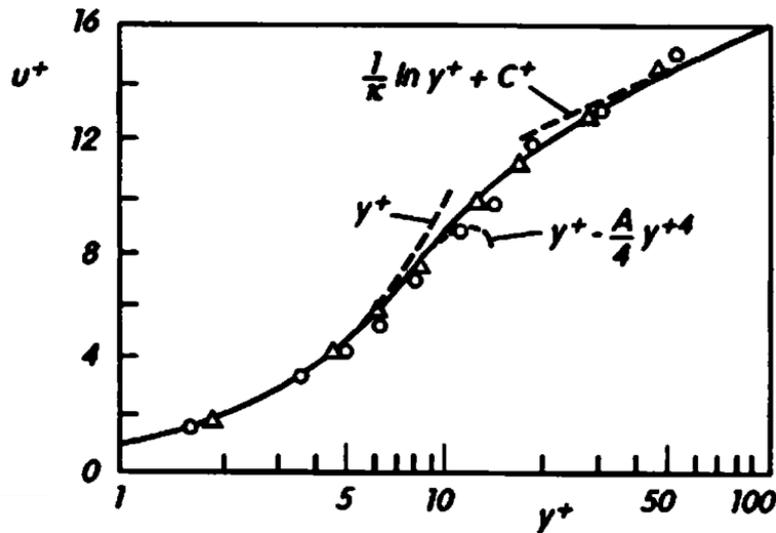


Abbildung 4-1: Universelle Verteilungen von  $u^+(y^+)$  in der Wandschicht (glatte Wand) [54]

### 4.1.3 Numerische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die numerischen Grundlagen turbulenter Strömungen beschrieben, wie sie in 3D – CFD Modellen Anwendung finden. Zuerst werden die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie gezeigt. Weiterhin werden die Modellierungsansätze für die Lösung der Erhaltungsgleichungen vorgestellt.

#### Erhaltungsgleichungen

Die Grundlagen jeder numerischen Strömungssimulation bilden die Erhaltungsgleichungen, welche in Abhängigkeit von der Zeit und Richtung die Dynamik einer Strömung beschreiben und wie folgt in allgemeiner Form lauten [9, 55, 56]:

Masse:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (11)$$

Impuls:

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (12)$$

Energie:

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i h}{\partial x_i} = \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial \tau_{ij} u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial \dot{q}_i}{\partial x_i} \quad (13)$$

In die Erhaltungsgleichungen gehen ein: die Geschwindigkeit  $u_i$ , die Raumkoordinate  $x_j$  in  $j$ -Richtung, die Dichte  $\rho$  des Fluid, die Zeit  $t$ , der statische Druck  $p$ , die Enthalpie  $h$  und die Wärmestromdichte  $\dot{q}_i$ , wobei die letzte Variable unter Berücksichtigung des Fourierschen Gesetzes aus der Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$  und dem Gradienten der Temperatur  $T$  besteht:

$$\dot{q}_i = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (14)$$

Der Spannungstensor für Newtonsche Fluide unter Berücksichtigung dynamischer Viskosität lautet:

$$\tau_{ij} = \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \cdot \delta_{ij} \quad (15)$$

Die beschriebenen Erhaltungsgleichungen stellen ein System von gekoppelten partiellen Differentialgleichungen dar, mit denen eine dreidimensionale reibungsbehaftete Strömung beschrieben werden kann. Mit Hilfe der numerischen Verfahren können die Erhaltungsgleichungen direkt oder durch die Modellierung zusätzlicher Terme gelöst werden. Bei der Strömungsberechnung ohne Turbulenzmodell müssen alle turbulenten Skalen räumlich und zeitlich genau bestimmt werden. Das Verfahren, bei dem das Strömungsfeld mit laminaren und turbulenten Bereichen vollständig erfasst werden kann, wird als Direkte Numerische Simulation (DNS) genannt. Zwar bietet DNS den einzigartigen Einblick in die physikalischen Prozesse der Strömungsmechanik, wird aber aufgrund des enormen Lösungsaufwandes hinsichtlich Zellenanzahl und Rechendauer nur für die akademische Untersuchung einfacher turbulenter Strukturen eingesetzt. Die Anzahl für DNS erforderlichen Zellen kann folgend abgeschätzt werden [56]:

$$N = 5^3 \cdot Re^{\frac{9}{4}} \quad (16)$$

Für industrielle Anwendungen haben sich andere Ansätze etabliert, bei denen die turbulente kinetische Energie entweder ganz oder anteilig modelliert wird. Zu solchen Ansätzen gehören die Reynolds-Average-Navier-Stokes-Simulation (RANS) und Large-Eddy-Simulation (LES). Bei einer RANS-Anwendung werden alle zeitlichen Schwankungen durch den Mittelungsprozess entfernt, so dass nur die Mittelwerte modelliert werden. Unter diesem Aspekt wird bei RANS ein grobes Gitter verwendet, was zu vergleichsweise geringerer Rechenzeit führt. Bei LES dagegen werden die großen energietragenden Wirbel durch das Gitter aufgelöst, direkt berechnet und die kleinen isotropen und universalen Wirbel modelliert. Die Grundidee von LES ist, mindestens 80 % von der turbulenten kinetischen Energie direkt zu berechnen, wodurch die benötigte Netzfeinheit gegenüber RANS deutlich ansteigt. Da bei den Simulationen in

dieser Arbeit nur RANS-Turbulenzmodelle eingesetzt werden, wird für weitere Informationen bezüglich LES auf [50, 56, 57] verwiesen.

### Reynolds-Average-Navier-Stokes-Gleichungen (RANS)

Zur Beschreibung turbulenter Strömungen wird häufig ein Ansatz der Reynolds-Mittelung, der davon ausgeht, dass die Zeitskalen der Hauptströmung und des turbulenten Transports sich stark voneinander unterscheiden, angewendet. Eine Zerlegung der Strömungsgrößen  $\varphi$  in einen mittleren Anteil  $\bar{\varphi}$  und einen fluktuierenden Anteil  $\hat{\varphi}$  geht auf Reynolds zurück [58]

$$\varphi = \bar{\varphi} + \hat{\varphi} \quad (17)$$

In einer inkompressiblen Strömung müssen folgende Bedingungen erfüllt werden:

$$u = \bar{u} + \hat{u} \quad p = \bar{p} + \hat{p} \quad (18)$$

Infolge der Anwendung verschiedener Mittelungsoperationen entstehen die Reynolds-Average-Navier-Stokes-Gleichungen [57]

$$\rho \left( \frac{\partial(\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{u}_i \bar{u}_j)}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \cdot (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u''_i u''_j}) \quad (19)$$

Die RANS-Gleichung weist einen zusätzlichen Term auf, der als Reynolds-Spannungs-Tensor bekannt ist. Dieser Term  $\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u''_i u''_j}$  bekommt über die Korrelation der fluktuierenden Geschwindigkeit die Information über Turbulenz, welche bei der Mittelung verloren geht. Zur Schließung der Gleichungssysteme müssen die unbekanntenen Terme modelliert werden. Dabei basieren die bekanntesten Ansätze auf den Wirbelviskositätsmodellen und Reynolds Spannungsmodellen. In dieser Arbeit werden nur die Turbulenzmodelle, die auf dem Wirbelviskositätskonzept beruhen, eingesetzt. Für ausführliche Informationen über Reynolds Spannungs-konzept siehe [55 bis 57].

Beim Wirbelviskositätskonzept erfolgt die Modellierung des Reynolds-Spannungstensor nach dem Ansatz von Boussinesq [58].

$$\tau_{ij}^{turb} = \mu_t \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \cdot \rho \cdot \delta_{ij} \cdot k \quad (20)$$

Der Reynolds-Spannungstensor beinhaltet einige Größen, wie das Kronecker-Delta  $\delta_{ij}$ , die turbulente kinetische Energie  $k$  und die turbulente Viskosität  $\mu_t$ . Die turbulente Viskosität ist eine Systemgröße, welche nur mit den anderen Strömungsgrößen bestimmt werden kann. In

einer voll ausgebildeten Strömung ist die turbulente Viskosität um einige Größenordnungen größer als die molekulare. Die turbulente kinetische Energie ist folgend definiert:

$$k = \frac{1}{2} \cdot \overline{u'_i u'_j} = \frac{1}{2} (\overline{u'^2_1} + \overline{u'^2_2} + \overline{u'^2_3}) \quad (21)$$

Die Turbulenzmodelle werden je nach zusätzlichen Transportgleichungen zur Modellierung von  $\mu_t$  zwischen Null- und Mehrgleichungsmodellen unterschieden, wobei alle in dieser Arbeit eingesetzten Turbulenzmodelle zu Zweigleichungsmodellen gehören.

### Standard $k - \varepsilon$ - Modell

Das  $k - \varepsilon$  - Turbulenzmodell wird am häufigsten in der Industrie eingesetzt. Das Modell beschreibt die Entwicklung der Dissipationsrate und der turbulenten kinetischen Energie. Die beiden zusätzlichen Transportgleichungen sind folgend definiert [33]:

$$\rho \cdot \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \cdot \overline{u_i} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \cdot \varepsilon \quad (22)$$

$$\rho \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \rho \cdot \overline{u_i} \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \cdot \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{\varepsilon}{k} \cdot (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \rho \varepsilon) \quad (23)$$

In der Gleichung sind die Konstanten  $C_{\varepsilon 1}$ ,  $C_{\varepsilon 2}$ ,  $\sigma_k$  und  $\sigma_\varepsilon$  implementiert. Die weiteren Variablen, die in die Gleichung eingehen, sind die Produktionsrate der turbulenten kinetischen Energie  $P_k$  und die turbulente Viskosität  $\mu_t$ , welche mit Hilfe der Konstante  $C_\mu$  über folgende Beziehung beschrieben wird:

$$\mu_t = C_\mu \cdot \rho \cdot \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (24)$$

### RNG $k - \varepsilon$ - Modell

Eine Erweiterung des Standard  $k - \varepsilon$  - Modells ist das RNG  $k - \varepsilon$  - Modell. Die beiden Transportgleichungen für turbulente kinetische Energie  $k$  und Dissipationsrate  $\varepsilon$  sind beim RNG Modell ähnlich dem originalen Modell. Die Konstanten haben lediglich andere Werte, wobei  $C_{\varepsilon 1}$  nicht mehr als Konstante, sondern als Variable  $C_{\varepsilon 1RNG}$  in die Gleichung für Dissipationsrate eingeht.

$$C_{\varepsilon 1RNG} = 1,42 - f_\eta \quad (25)$$

$$f_\eta = \frac{\eta \cdot \left( 1 - \frac{\eta}{4,38} \right)}{(1 + \beta_{RNG} \cdot \eta^3)} \quad (26)$$

$$\eta = \sqrt{\frac{P_k}{\rho \cdot C_{\mu 1RNG} \cdot \varepsilon}} \quad (27)$$

$\beta_{RNG}$  und  $C_{\mu 1RNG}$  sind weitere Konstanten, die in die Dissipationsrate  $\varepsilon$  einfließen [59]. Das RNG - Modell ist besonders für die Strömung mit gekrümmten Stromlinien und großen Spannungsgradienten geeignet. Außerdem ist dieses Modell für niedrigere Reynolds-Zahlen besser geeignet als das Standard  $k - \varepsilon$  - Modell [56].

### k - $\omega$ - Modell

Das  $k - \omega$  - Modell ist ein weiteres weit verbreitetes Turbulenzmodell, bei welchem die turbulente Viskosität über die charakteristische turbulente Frequenz  $\omega$  berechnet wird.

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{k}{\omega} \quad (28)$$

Die Transportgleichungen für turbulent kinetische Energie (TKE) und charakteristische turbulente Frequenz  $\omega$  werden folgend definiert [59]:

$$\rho \cdot \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \cdot \overline{u_i} \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \cdot \beta' \cdot k \cdot \omega \quad (29)$$

$$\rho \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \cdot \overline{u_i} \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k - \beta \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (30)$$

Die folgenden Größen:  $\alpha$ ,  $\beta$ ,  $\beta'$ ,  $\sigma_k$  und  $\sigma_\omega$  sind Konstanten, welche in die Gleichungen einfließen.

### SST - Modell

Das SST - Modell ist eine Kombination aus dem  $k - \varepsilon$  - und dem  $k - \omega$  - Modell. Dieses wurde entwickelt um das Problem der Grenzschichtdefinition des  $k - \varepsilon$  - Modells zu kompensieren, so dass die Verwendung von komplexen nichtlinearen Dämpfungsfunktionen umgangen werden kann. In Bereichen der turbulenten Grenzschicht ist die Turbulenzproduktion größer als die Turbulenzdissipation. In diesen Gebieten sind außerdem die turbulenten Reynolds-Spannungen proportional zur turbulenten kinetischen Energie [49]. Zur Berücksichtigung dieses Verhaltens erfolgt die Berechnung der dynamischen Viskosität im SST-Modell wie folgt:

$$\mu_t = \rho \cdot \frac{k \cdot \alpha_1}{\max(\alpha_1 \cdot \omega \cdot F_2 \cdot S)} \quad (31)$$

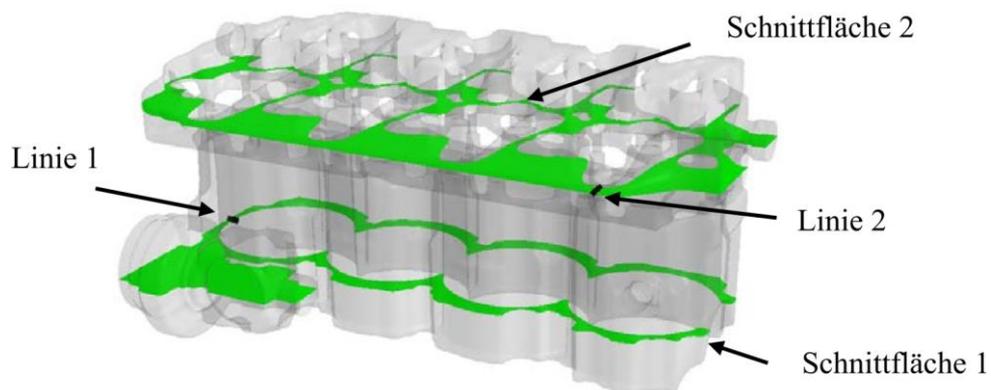
In dieser Gleichung stellt  $\alpha_1$  eine Konstante,  $S$  den Deformationstensor und  $F_2$  eine von dem Wandabstand abhängige Gewichtungsfunktion dar. Die beiden Gleichungen für SST - Modell sind folgend definiert [34]:

$$\rho \cdot \frac{\partial k}{\partial t} + \rho \cdot \bar{u}_i \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k1}} \right) \cdot \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \rho \cdot \beta' \cdot k \cdot \omega \quad (32)$$

$$\rho \cdot \frac{\partial \omega}{\partial t} + \rho \cdot \bar{u}_i \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 1}} \right) \cdot \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \alpha_3 \cdot \frac{\omega}{k} \cdot P_k + (1 - F_1) \cdot 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \cdot \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} - \beta_3 \cdot \rho \cdot \omega^2 \quad (33)$$

$F_1$  ist eine Gewichtungsfunktion, welche den Wert zwischen null und eins aufweist. Bei der Anwendung des  $k$ - $\omega$ -Ansatzes in der Wandnähe nimmt  $F_1$  den Wert eins an. In der Freiströmung nutzt SST-Modell den  $k$ - $\varepsilon$ -Ansatz und der Wert für  $F_1$  fällt auf null ab. In der Gleichung treten weitere Konstanten auf, wie  $\sigma_{k1}$ ,  $\sigma_{\omega 1}$ ,  $\sigma_{\omega 2}$ ,  $\alpha_3$  und  $\beta_3$ . Für weitere Information über die vorgestellten Modelle siehe [60]. Bei den  $k$ - $\varepsilon$ -Modellen wird zur Behandlung der Grenzschicht eine skalierbare Wandfunktion eingesetzt. Diese Funktion schaltet, bei einer nicht ausreichend aufgelösten Grenzschicht, auf einen logarithmischen Wandfunktionsansatz um und ist somit für alle beliebig feinen Gitter anwendbar. Bei den  $k$ - $\omega$ -Modellen wird eine automatische Wandbehandlung verwendet. Diese erlaubt ebenfalls eine Wandmodellierung unabhängig von der Grenzschichtauflösung und gilt auch für sehr fein aufgelöste Randschichten. Für die weiteren Details wird der Leser auf [60] verwiesen.

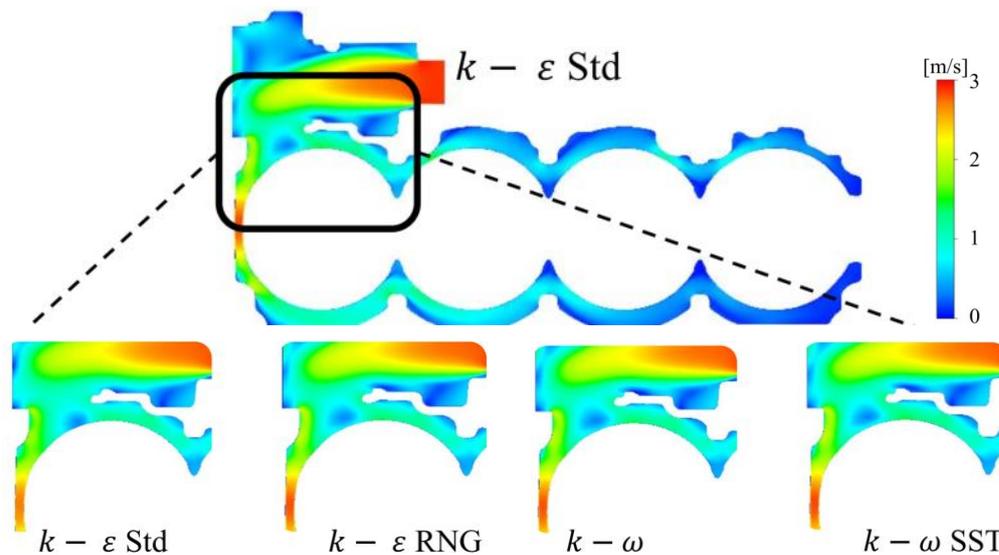
Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Studie zu den Zweigleichungs-Turbulenzmodellen durchgeführt, wobei nur die Turbulenzmodelle variiert wurden. Die Untersuchung umfasst die vier Turbulenzmodelle  $k$ - $\varepsilon$ -Std,  $k$ - $\varepsilon$ -RNG,  $k$ - $\omega$  und  $k$ - $\omega$ -SST. Die Simulation erfolgte mit dem Gittermodell 5 (siehe Kapitel 4.1.4) für den Betriebspunkt 3000 1/min bei 50 Nm. Alle weiteren Parameter und Einstellungen wurden aus der Gitterunabhängigkeitsstudie entnommen.



**Abbildung 4-2: Eingesetzte Schnittflächen und Linien bei der Auswertung**

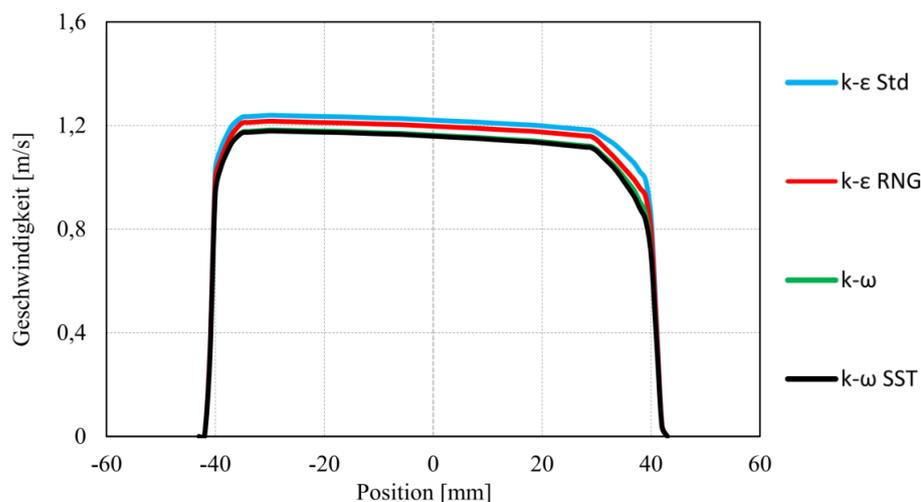
Die Auswertung dieser Studie erfolgte wieder auf zwei Schnittflächen sowie entlang der zwei Linien, welche in der Abbildung 4-2 dargestellt sind. Diese Flächen und Linien werden für die Untersuchungen der Turbulenzmodelle und der Gittererstellung genutzt. Fläche 1 und Linie 1 befinden sich im Kurbelgehäuse, Fläche 2 und Linie 2 liegen im Zylinderkopf. Zuerst werden die

Geschwindigkeiten der vier Turbulenzmodelle auf der Schnittfläche 1 in der Abbildung 4-3 abgebildet.



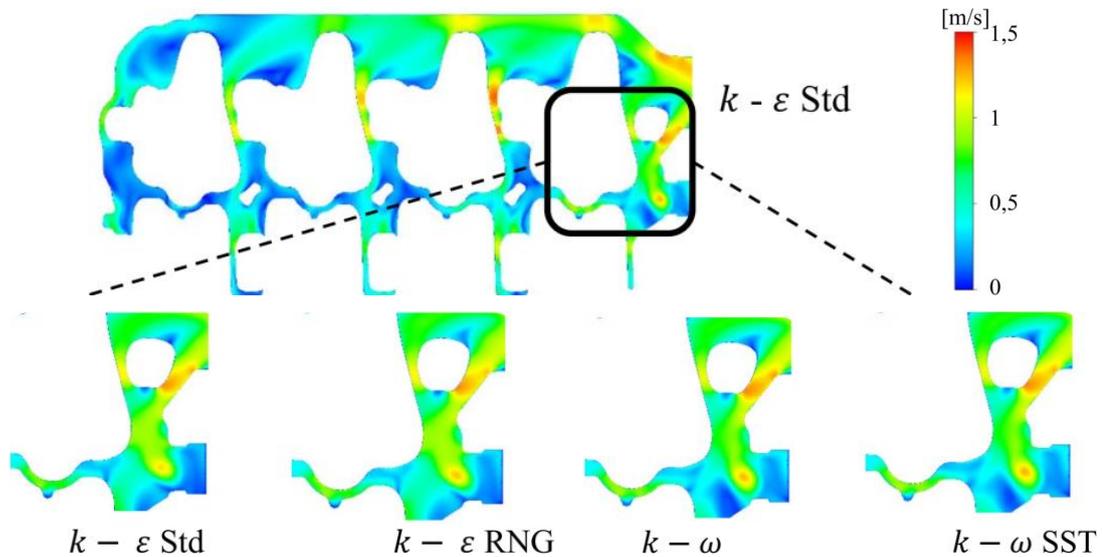
**Abbildung 4-3: Geschwindigkeit auf der Schnittfläche 1 bei Variation der Turbulenzmodelle**

Wie der Abbildung zu entnehmen ist, unterscheiden sich die Geschwindigkeiten der vier Turbulenzmodelle optisch stark voneinander, besonders im Randschichtbereich. Weiterhin werden die Geschwindigkeitsprofile entlang der Linie 1 ausgewertet, siehe Abbildung 4-4. Zwischen den dargestellten Geschwindigkeitsprofilen der vier Turbulenzmodelle entstehen sichtbare Unterschiede. Bei dem Standard  $k - \epsilon$  - Modell wird die Geschwindigkeit im Vergleich zu den anderen Turbulenzmodellen überschätzt. Das Geschwindigkeitsprofil des  $k - \epsilon$  - RNG-Modells liegt zwischen Standard  $k - \epsilon$  - Modell und den beiden  $k - \omega$  - Modellen, wobei zwischen  $k - \omega$  - und  $k - \omega$  - SST sehr ähnliche Geschwindigkeitswerte berechnet wurden.



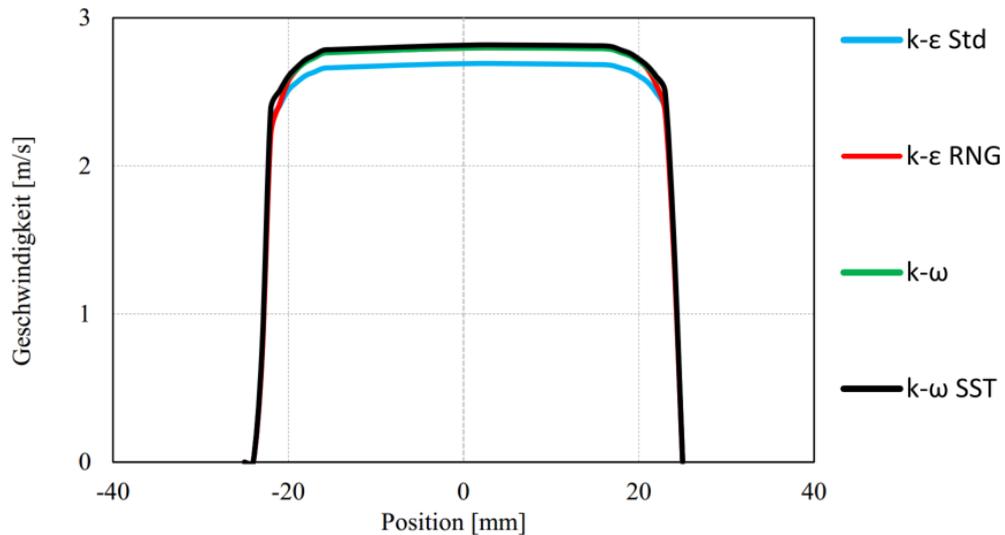
**Abbildung 4-4: Geschwindigkeitsprofil entlang Linie 1 bei Variation der Turbulenzmodelle**

Die Strömungsgeschwindigkeiten auf der zweiten Schnittfläche sind in der Abbildung 4-5 abgebildet.



**Abbildung 4-5: Geschwindigkeit auf der Schnittfläche 2 bei Variation der Turbulenzmodelle**

Auch auf dieser Schnittfläche können Unterschiede zwischen den Turbulenzmodellen beobachtet werden.



**Abbildung 4-6: Geschwindigkeitsprofil entlang Linie 2 bei Variation der Turbulenzmodelle**

Alle vier Turbulenzmodelle zeigen in dem vergrößerten Fenster teilweise ähnliche Geschwindigkeiten, aber auch deutliche lokale Unterschiede. Die Geschwindigkeitsprofile der vier Turbulenzmodelle entlang der Linie 2 sind in der Abbildung 4-6 dargestellt. Bei dieser Auswertung entlang der Linie 2 zeigt das Standard  $k - \epsilon$  - Modell wieder die größte Abweichung, wobei in diesem Fall die Geschwindigkeit im Vergleich zu den anderen Turbulenzmodellen leicht unterschätzt wird. Zwischen den anderen drei Turbulenzmodellen entstehen nur minimale Unterschiede.

Während dieser Studie wurden Unterschiede zwischen den Turbulenzmodellen festgestellt. Die größte Abweichung zeigt das Standard  $k - \epsilon$  - Modell. Aufgrund dessen, dass das  $k - \omega$  - SST die Vorteile des  $k - \epsilon$  - und  $k - \omega$  - Modells verbindet, wird dieses Modell ähnlich [36, 40] bei allen folgenden Simulationen eingesetzt. Die folgenden Studien wurden der Turbulenzmodellstudie vorgeschaltet durchgeführt, weshalb dort noch das  $k - \epsilon$  - Modell verwendet wird.

#### 4.1.4 Gittererstellung

Bei der numerischen Untersuchung wird das System partieller Differentialgleichungen durch ein Gitter diskretisiert. Die dabei häufig angewendeten Methoden sind die Finite-Differenzen-Methode (FDM), die Finite-Elemente-Methode (FEM) und die Finite-Volumen-Methode (FVM). Die in dieser Arbeit verwendete Simulationssoftware ANSYS CFX beruht auf der Finite-Volumen-Methode. Die anderen Methoden werden somit nicht weiter behandelt.

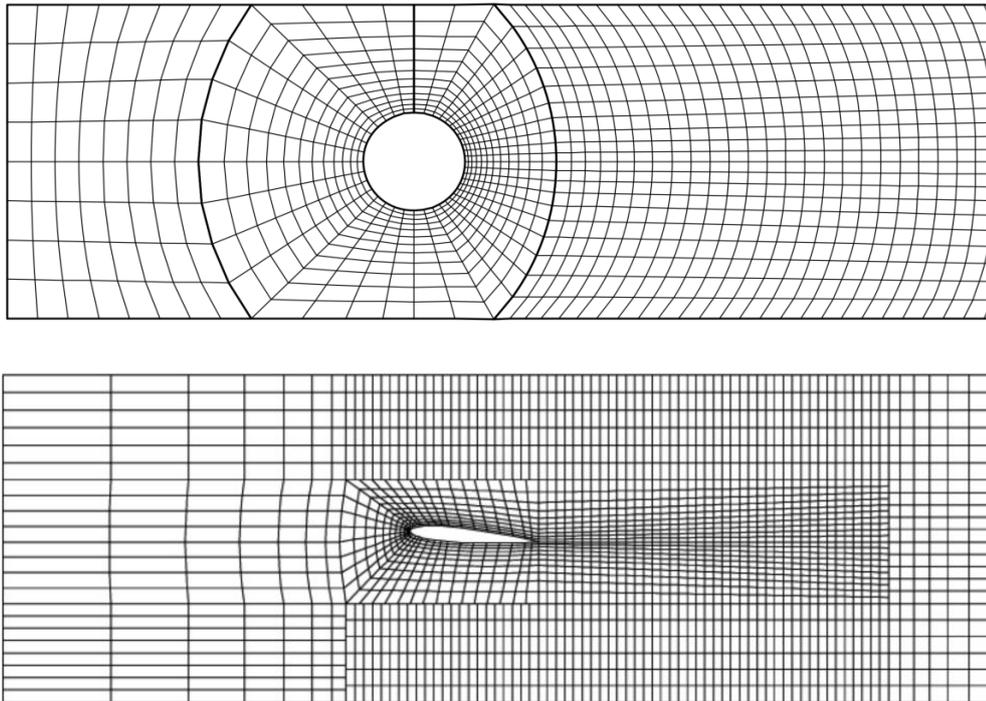
Die Finite-Volumen-Methode wurde zuerst für ein strukturiertes Gitter entwickelt, jedoch später modifiziert, so dass diese für blockstrukturierte und unstrukturierte Gitter einsetzbar ist. Eine Aufteilung des Lösungsgebietes erfolgt bei der Finite-Volumen-Methode (FVM) mit Hilfe diskreter Volumen. Die Lösung wird dabei für jede Zelle, die als Finites Volumen bezeichnet wird und einen repräsentativen Wert darstellt, bestimmt. Die Summe aus den Lösungen der einzelnen Zellen ergibt eine Lösung für das gesamte Gebiet [55, 56].

Ein Gitter in einem 3D - Raum besteht aus einer Menge von Flächen, die das gesamte Rechenggebiet in einzelne Teilgebiete aufteilen. Die somit definierten Finite - Volumen füllen das Berechnungsgebiet nichtüberlappend vollständig aus. Bei der Aufteilung des Lösungsgebietes kann prinzipiell zwischen strukturierten und unstrukturierten Gittern unterschieden werden.

Bei dem strukturierten Gitter besteht im physikalischen Raum ein logischer Zusammenhang zwischen den benachbarten Elementen und jeder Gitterpunkt ist eindeutig über die entsprechenden Indizes definiert. In einem dreidimensionalen Raum besitzt somit jeder Punkt sechs nächste Nachbarn. Der Vorteil von strukturierten Gittern liegt in der schnellen Implementierung und Verarbeitung am Rechner. Außerdem wurden effiziente Löser entwickelt, welche nur auf strukturierte Gitter anwendbar sind. Der Nachteil dieser Gitterart besteht darin, dass sie nur in geometrisch relativ einfachen Berechnungsgebieten einsetzbar ist. Auch eine lokale Verteilung von Gitterpunkten ohne Erhöhung der Konzentration von Punkten im restlichen

Berechnungsgebiet ist nicht möglich. Die typischen Vertreter von strukturierten Gittern sind der H-, O- oder C-Gittertyp, wobei die Buchstaben optisch repräsentativ für die Form und Anordnung der Elemente im Netze sind [55].

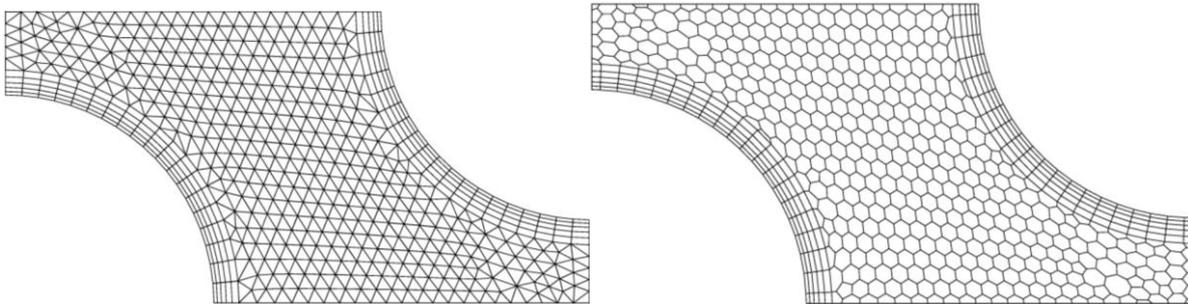
Das blockstrukturierte Gitter ist eine spezielle Form von strukturierten und unstrukturierten Gittern. Im Inneren des Blocks ist das Gitter strukturiert. An der Grenze zwischen den zwei Blöcken kann es aber zu hängenden Knoten kommen. Sie entstehen, wenn zwei Blöcke mit verschiedener Gitterweite aufeinandertreffen. Die Flüsse zwischen den benachbarten Zellflächen werden dann interpoliert. Diese Gitterart ist viel flexibler als ein rein strukturiertes Gitter und erlaubt die Verwendung feinerer Gitter in Regionen, wo höhere ggf. Genauigkeit benötigt wird [55, 56]. Das strukturierte und das blockstrukturierte Gitter werden in der Abbildung 4-7 schematisch dargestellt



**Abbildung 4-7: Strukturiertes O-Gitter (oben); Blockstrukturiertes Gitter (unten)**

Das unstrukturierte Gitter kennzeichnet sich durch seine Zelltypen. Besonders häufig werden Tetra- und Polyederelemente bei diesem Gitter eingesetzt. Die genannten Elemente lassen eine größere Flexibilität bei der Raumauffüllung zu. Im Vergleich zum strukturierten Gitter können lokale Verfeinerungen im Rechengbiet vorgenommen werden, ohne dass die restlichen Elemente im Berechnungsbereich ihre Form oder Anzahl ändern. Für die wandnahen Bereiche werden oft die Prismenschichten eingesetzt. Diese erlauben eine genauere Diskretisierung in der Grenzschicht. In der Abbildung 4-8 ist ein unstrukturiertes Gitter mit Tetra- und

Polyederelementen schematisch dargestellt, in beiden Fällen sind die Prismenschichten im wandnahen Bereichen eingesetzt wurden [55, 56].

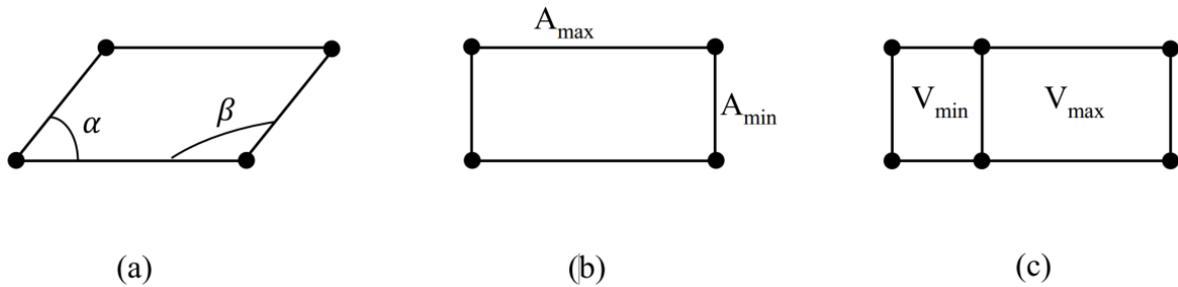


**Abbildung 4-8: Unstrukturiertes Tetraeder-Gitter (links); Polyeder-Gitter (rechts)**

Das strukturierte und das unstrukturierte Gitter besitzen ihre Vor- und Nachteile. Die Entscheidung, wie ein Gitter aufgebaut werden soll, hängt von verschiedenen Kriterien ab, bei denen oft Nutzen und Aufwand vor der Gittererstellung abgeschätzt werden. Jedes Gitternetz muss hinsichtlich der Gitterqualität kontrolliert werden. Eine unzureichende Gitterqualität kann die Simulationsergebnisse weitgehend negativ beeinflussen oder sogar die Lösung des Gleichungssystems verhindern.

Zur Kontrolle des Diskretisierungsfehlers können in der Vernetzungssoftware ANSYS ICEM CFD 18.0 [61] verschiedene Qualitätskriterien verwendet werden. Die Gitterqualität kann auch in der ANSYS CFD POST 18.0 [62] kontrolliert werden, wobei die wesentlichen Qualitätskriterien für ANSYS CFX 18.0 die Gitterorthogonalität, das Seitenverhältnis und die Volumenänderungsrate sind.

Bei der Gitterorthogonalität wird der innere Winkel eines Gitterelementes bestimmt. Im Idealfall besitzt ein viereckiges Flächenelement  $90^\circ$  und ein dreieckiges Flächenelement  $60^\circ$  Winkel. Für die Grenzwerte der Gitterorthogonalität werden in [59] einige Empfehlungen angegeben. So darf der spitze Winkel  $\alpha$  nicht kleiner als  $10^\circ$  und der stumpfe Winkel  $\beta$  nicht größer als  $170^\circ$  sein. In der Abbildung 4-9 (a) werden Winkel am Beispiel des viereckigen Flächenelements schematisch dargestellt. Das zweite Qualitätskriterium ist das Verhältnis einer längsten  $A_{\max}$ - zu kürzesten  $A_{\min}$ -Seitenlänge einer Gitterzelle, siehe Abbildung 4-9 (b). Der Grenzwert sollte aus numerischen Gründen 100 und bei einer doppelten Genauigkeit 1000 nicht überschreiten. Das dritte Qualitätskriterium beschreibt die Änderung des Volumens eines benachbarten Elementes, siehe Abbildung 4-9 (c). Die Volumenänderungsrate sollte den Wert 20 nicht überschreiten [59].



**Abbildung 4-9: Gitterqualitätskriterien nach [59]:  
 (a) Gitterorthogonalität; (b) Seitenverhältnis; (c) Volumenänderungsrate**

Die Erzeugung eines Rechengitters mit guter Qualität ist ein wesentlicher Bestandteil jeder numerischen Untersuchung. Um die aussagekräftigen und möglichst genauen Simulationslösungen zu erhalten, müssen die Rechnetze die gegebenen Anforderungen erfüllen. Die Grundlagen zur räumlichen Diskretisierung sind geklärt, so wird im weiteren Verlauf auf die Netzerstellung für die Simulationsmodelle eingegangen. Eine Methode, bei der verschiedene Zelltypen zusammen eingesetzt werden, wird als eine hybride Vernetzungsmethode bezeichnet und kommt in vielen numerischen Untersuchungen zum Einsatz. Die Vernetzung mit Tetraedern erlaubt eine hohe Flexibilität. Die komplexen Geometrien können über den automatischen Algorithmen und in kürzester Zeit vernetzt werden. Um dabei eine Randschicht ausreichend aufzulösen zu können, werden zusätzliche Schichten aus Prismenelementen eingesetzt [49]. Bei der numerischen Untersuchung des Kühlwasserkanals werden sowohl Netze aus Tetraedern [30, 63, 64] als auch Polyedern [29, 32, 40] verwendet, wobei bei beiden zum Auflösen der Randschicht häufig die Prismenelemente eingesetzt werden. Auf die Verwendung des strukturierten Gitters im Bereich des Kühlwasserkanals wird aufgrund der Geometrie-komplexität verzichtet. Die numerische Simulation erfolgte mit dem kommerziellen Programm ANSYS CFX 18.0. Da dieses Programm keine Polyedernetze unterstützt, werden zur räumlichen Diskretisierung die Tetraeder mit Prismenschichten eingesetzt.

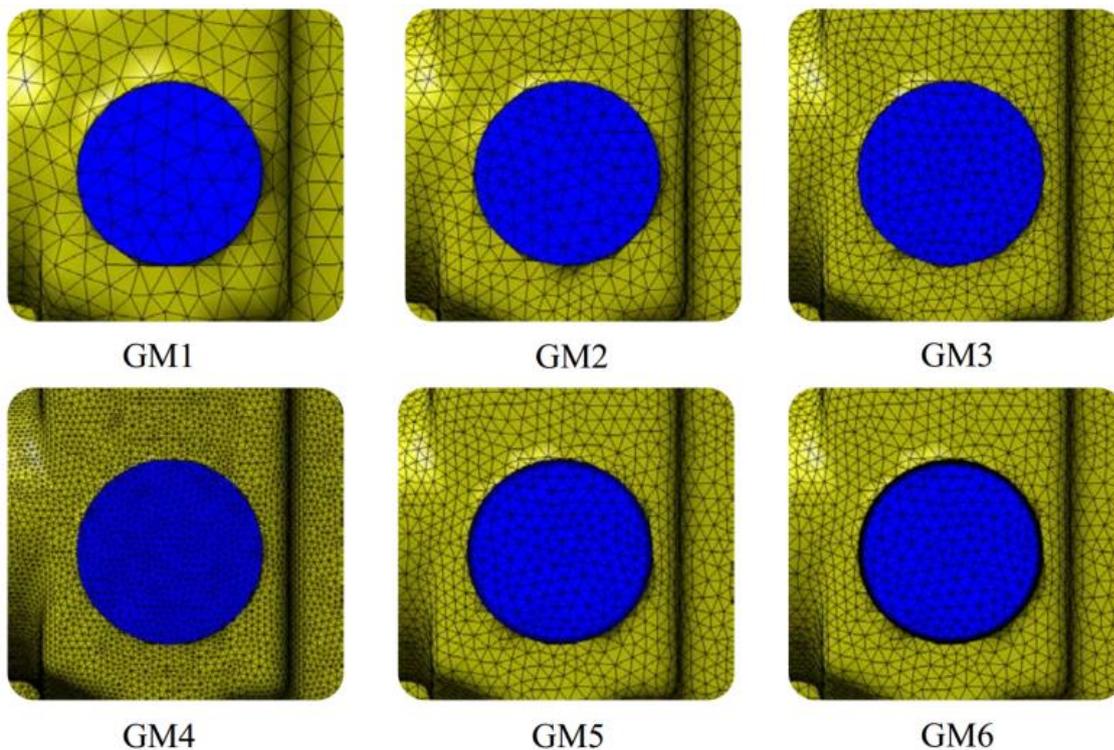
Bei einer numerischen Berechnung kann eine unzureichende räumliche Diskretisierung die Simulationslösung beeinflussen. Diesbezüglich müssen bei der Gittererstellung einige Kriterien beachtet werden. Zu solchen Kriterien gehört eine geeignete Gitterweite im wandfernen und im wandnahen Bereich. Um den Einfluss der genannten Kriterien abzuschätzen, wurde eine Gitterunabhängigkeitsstudie durchgeführt. Insgesamt wurden sechs verschiedene Gittermodelle erstellt, wobei bei den ersten vier Gittermodellen die Gitterweite und bei den letzten beiden die Anzahl der Prismenschichten variiert wurden. Von allen erstellten Gittermodellen weist das Gittermodell (GM1) das größte Gitter auf. Bei den Modellen GM2 und GM3 wurde die

Gitterweite schrittweise verfeinert. Das Modell GM4 besitzt die kleinste Gitterweite und damit die größte Anzahl an Gitterzellen. Bei den letzten beiden Modellen GM5 und GM6 wurde die Gitterweite vom Modell GM3 übernommen. Für eine bessere Randschichtauflösung wurden bei diesen Modellen Prismenschichten eingebaut. Das Modell GM5 weist insgesamt 4 Prismenschichten auf. Bei Modell GM6 werden acht Prismenschichten eingesetzt. Die Eigenschaften der vorgestellten Gittermodelle sind in der Tabelle 4-1 zusammengefasst.

**Tabelle 4-1: Eigenschaften der Gittermodelle**

Gittermodelle	1	2	3	4	5	6
$\sum N_{Zellen} \text{ mio.}$	0,5	2,7	4,3	12,2	5,6	7,1
Anzahl Prismenschichten	-	-	-	-	4	8
Prismen $h_{\Delta P_{min}}$	-	-	-	-	0,14	0,05

Zum besseren Überblick über die erstellten Modelle wurde die Gitterweite im Einlassbereich in der Abbildung 4-10 dargestellt, wobei das dargestellte Gesamtmodell dem GM1 angehört.



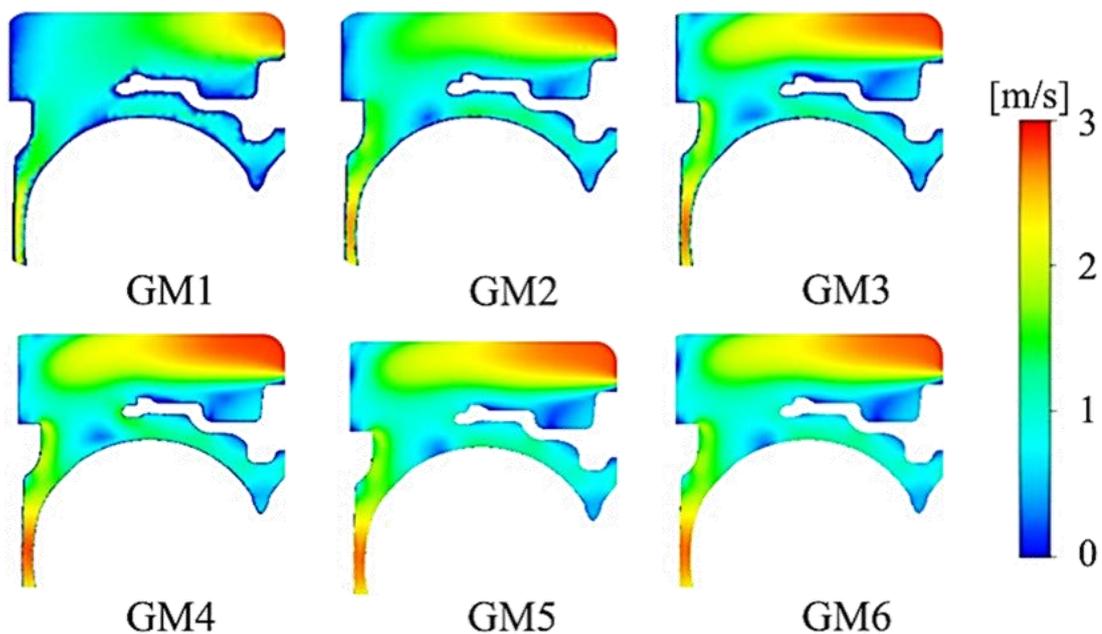
**Abbildung 4-10: Gittermodell 1 bis 6 in der Detailansicht**

Für die Modellentwicklung wurde eine Gitterunabhängigkeitsstudie mit unterschiedlichen Vernetzungen durchgeführt und analysiert. Die folgende Untersuchung fand im Betriebspunkt

mit 3000 1/min bei 50 Nm statt. Als Turbulenzmodell wurde Standard  $k - \varepsilon$  - Modell eingesetzt. Die Auswertung der Studie erfolgte auf zwei Schnittflächen, einer im Bereich des Kurbelgehäuses und der anderen im Bereich des Zylinderkopfs. Zusätzlich wurden die Geschwindigkeitsprofile entlang der Linien ausgewertet. Diesbezüglich wurden zwei Linien auf den gleichen Schnittflächen erzeugt. Die erstellten Schnittflächen und Linien sind in der Abbildung 4-2 abgebildet.

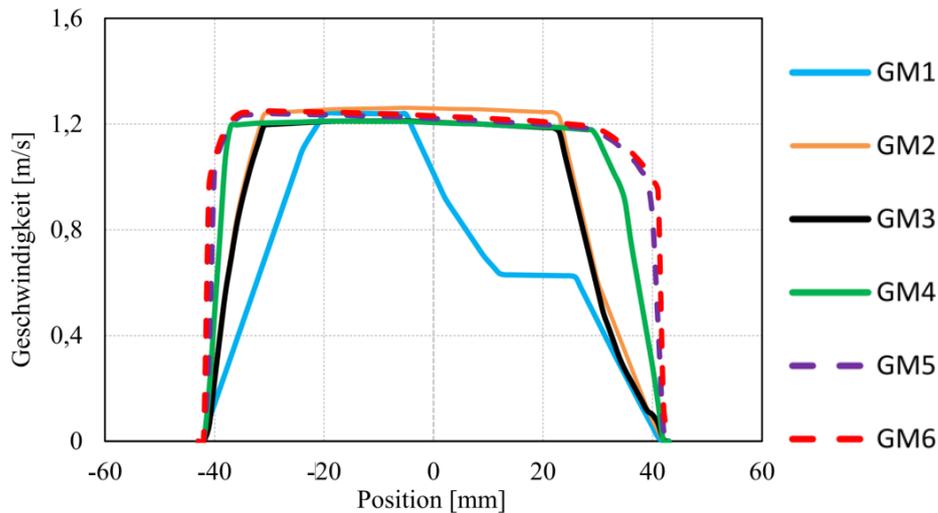
Zuerst werden die Geschwindigkeiten auf der Schnittfläche 1 in der Abbildung 4-11 gezeigt. Die Abbildung zeigt die vergrößerten Ausschnitte aller sechs untersuchten Gittermodelle. Die maximale Geschwindigkeit in diesem Bereich liegt bei 3 m/s.

Bei den dargestellten Ergebnissen können große Unterschiede zwischen den einzelnen Gittermodellen beobachtet werden. Besonders bei dem ganz groben Modell (GM1) entsteht auf den Wänden eine breite Schicht (Grenzschicht) mit sehr geringer Geschwindigkeit. Bei den letzten beiden Modellen (GM5 und GM6) wurde die Grenzschicht mit Prismenschichten aufgelöst, was an dem wandnahen Bereich gut zu erkennen ist.



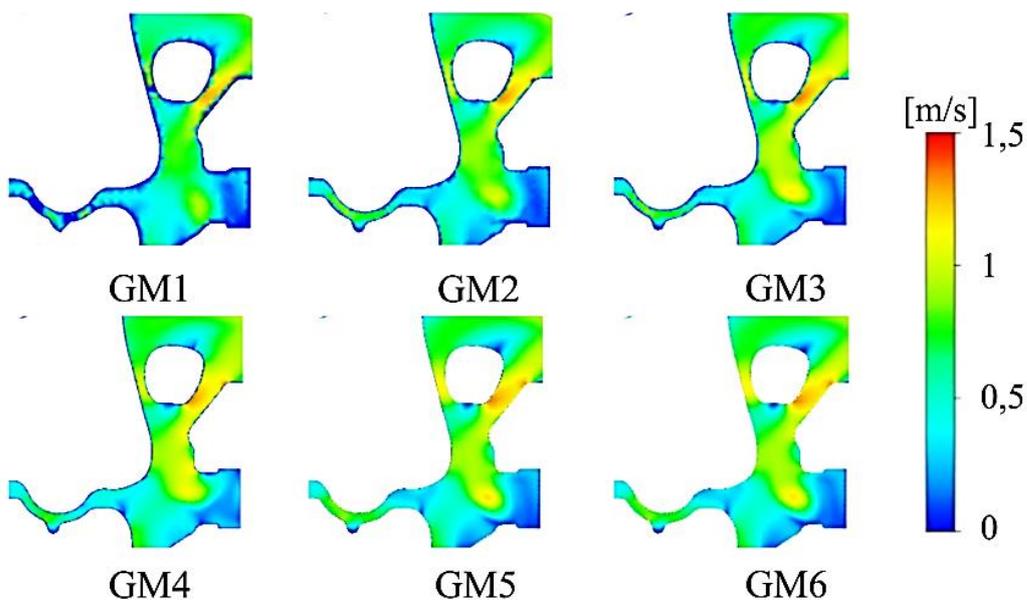
**Abbildung 4-11: Geschwindigkeiten in Schnittfläche 1 der Gitterunabhängigkeitsstudie**

Die Geschwindigkeitsprofile der sechs Gittermodelle entlang der Linie 1 sind in der Abbildung 4-12 zusammengefasst. Aus der Abbildung 4-12 ist gut zu erkennen, wie das Geschwindigkeitsprofil des ganz groben Modells (GM1) sich deutlich von den anderen Geschwindigkeitsprofilen unterscheidet. Bei dem GM2 wird die Geschwindigkeit dagegen minimal überschätzt.



**Abbildung 4-12: Geschwindigkeitsprofile Linie 1 der Gitterunabhängigkeitsstudie**

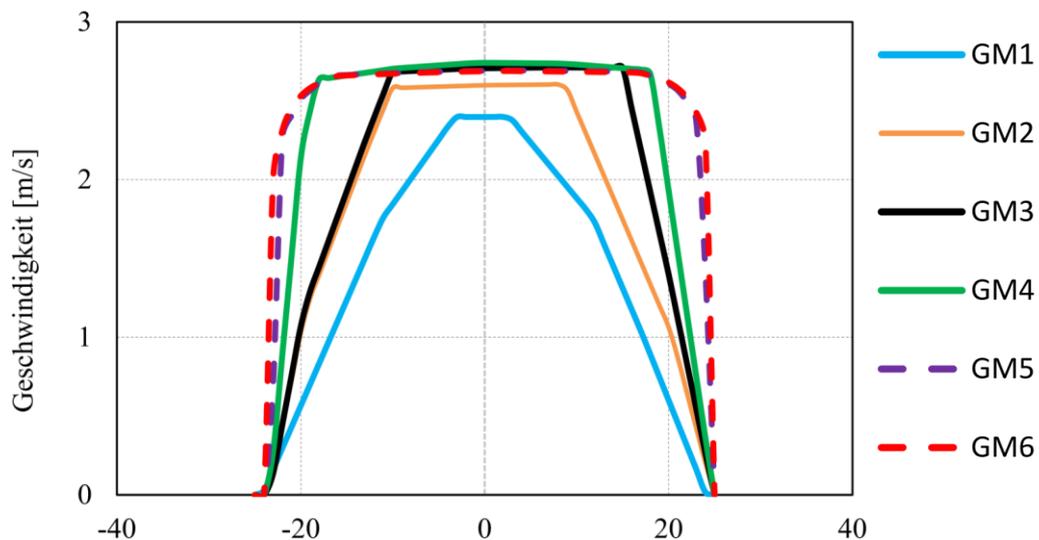
Alle dargestellten Geschwindigkeitsprofile, bis auf die beiden letzten (GM5 und GM6), sind aufgrund einer fehlenden Randschichtauflösung viel zu schmal. Zwischen den letzten beiden Gittermodellen mit den Prismenschichten können nur leichte Unterschiede beobachtet werden. Zur statistischen Absicherung wurde die Geschwindigkeit entlang der Linie 1 beim größeren Volumenstrom im Betriebspunkt 3000 1/min bei 100 Nm ausgewertet. In diesem Betriebspunkt entsteht in den Kühlkanälen etwas größere Strömungsgeschwindigkeit. Die Geschwindigkeitsprofile der sechs Gittermodelle zeigen allerdings ähnliche Tendenzen wie die im Betriebspunkt 3000 1/min bei 50 Nm.



**Abbildung 4-13: Geschwindigkeiten in Schnittfläche 2 der Gitterunabhängigkeitsstudie**

Somit werden weiter nur Geschwindigkeitsprofile dieses Betriebspunktes ausgewertet. In der Abbildung 4-13 sind die Geschwindigkeiten auf der zweiten Schnittfläche dargestellt. Die

maximalen Geschwindigkeiten in diesem Bereich liegen unter 1,5 m/s. Auch auf dieser Schnittfläche können die Unterschiede zwischen den Gittermodellen beobachtet werden. Zum einen sind Strömungsunterschiede in Abhängigkeit von Gitterweite im wandfernen Bereich gut zu erkennen, zum anderen entstehen die Unterschiede zwischen den Modellen mit und ohne Prismenschichten in dem wandnahen Bereich. In der Abbildung 4-14 sind die Geschwindigkeitsprofile entlang der Linie 2 zusammengefasst. Wie zuvor, unterscheidet sich das Geschwindigkeitsprofil des GM1, aufgrund des groben Gitters, deutlich von den Geschwindigkeitsprofilen der anderen Modelle. Bei dem GM2 wird die Geschwindigkeit ebenfalls leicht unterschätzt. Die GM3 und GM4 weisen die gleiche Höchstgeschwindigkeit auf, jedoch ist das Geschwindigkeitsprofil des GM4 aufgrund einer feineren Gitterweite viel breiter ausgebildet. Bei den letzten beiden Modellen wird die Randschicht einer Strömung mit Hilfe von Prismenschichten aufgelöst, was an den Geschwindigkeitsprofilen gut zu erkennen ist.

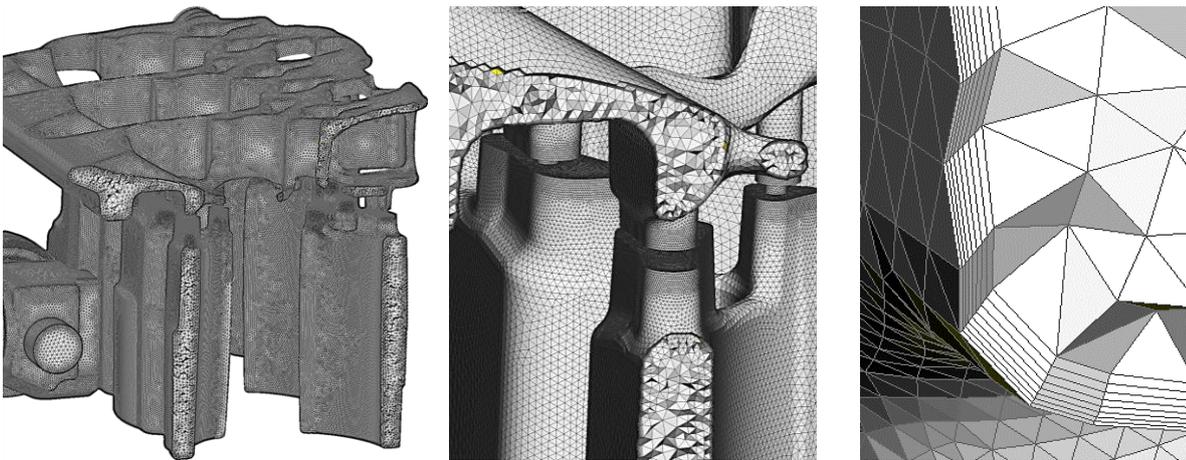


**Abbildung 4-14: Geschwindigkeitsprofile Linie 2 der Gitterunabhängigkeitsstudie**

Die Modelle GM5 und GM6 zeigen die besten Tendenzen bei den Ergebnissen. Zwar steigt mit größer werdender Anzahl an Volumenelementen die Rechenzeit, aber für die Untersuchungen hinsichtlich der 1D - Methodikentwicklung ist es maßgebend, sehr hochwertige 3D - CFD Simulationsergebnisse zu erhalten. Daher wird für die finalen Untersuchungen eine noch feinere Vernetzung gewählt, welche für alle zu untersuchenden Betriebspunkte eine optimale Randschichtvernetzung für die Strömungsabbildung und eine hochaufgelöste Volumen-Diskretisierung bietet.

Für das finale mit Finite-Volumen diskretisierte Modell wurde eine Anzahl von acht Prismenschichten als Randschichtvernetzung festgelegt. Für die erste Prismenrandschicht wurde eine

Dicke von 0,04 mm festgelegt, die weiteren Schichten wurden mit einem Wachstumsfaktor 1,2 erzeugt. Es resultiert eine Gesamtschichtdicke der Randschichtvernetzung von 0,6 mm mit 10,4 Mio. Elementen. Das übrige Volumen des Wassermantels wurde mit Tetraedern vernetzt. Bei einem festgelegten Wachstumsfaktor von 1,2 erhalten wir damit für das übrige Volumen 10,8 Mio. Tetraederelemente. Der Wassermantel ist in Summe mit 21,2 Mio. Volumenelementen vernetzt. Die Prismenelemente der Randschicht sowie die Tetraederelemente des Wassermantels sind in Abbildung 4-15 dargestellt.

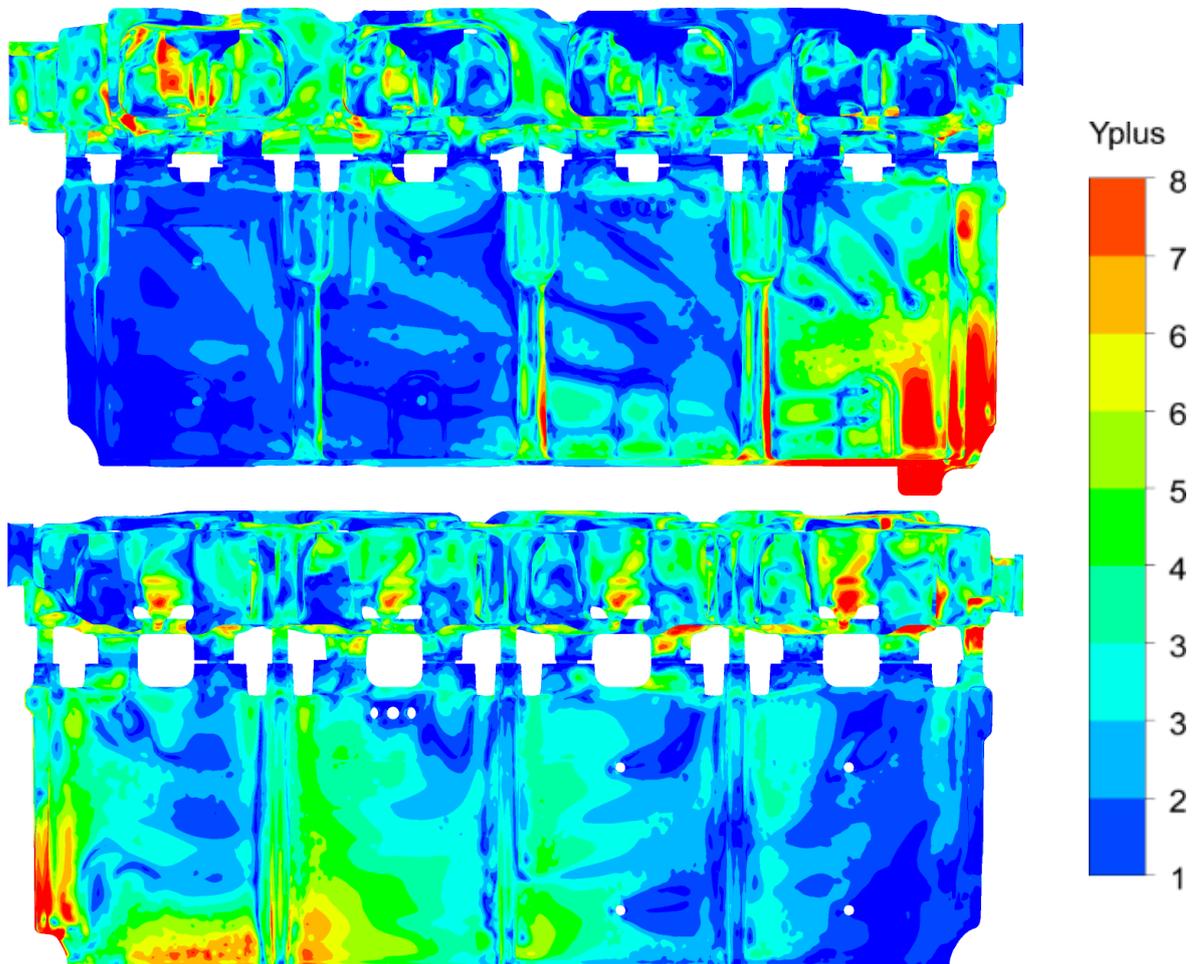


**Abbildung 4-15: 8 Prismenschichten der Randschichtvernetzung und Tetraederelemente**

Das Netz wurde in Regionen mit kleinen Querschnitten weiter verfeinert, sodass auch diese filigranen Bereiche mit guten Ergebnissen berechnet werden können. Für die Quantifizierung der Güte der Vernetzung kann in ANSYS - CFX der  $y+$  Wert berechnet und ausgegeben werden, siehe auch Abbildung 4-1.

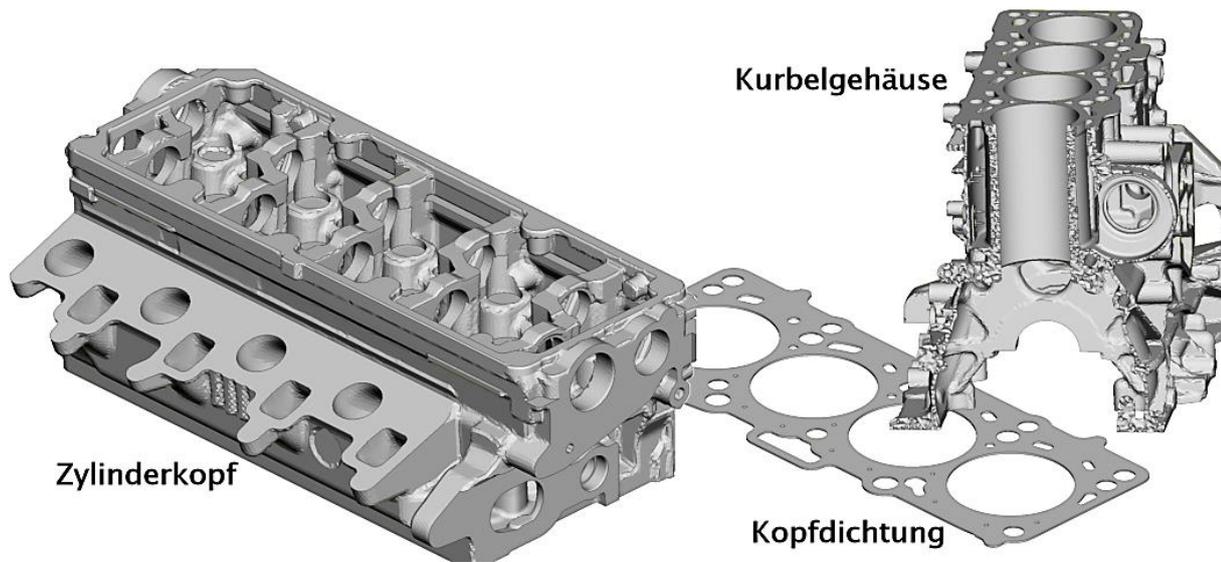
Für die Auswertung der  $y+$  Werte wurde ein hoher Lastpunkt gewählt, da die Strömungsgeschwindigkeiten in diesem Punkt besonders hoch sind. So kann sichergestellt werden, dass die  $y+$  Werte über das ganze Kennfeld ausreichend klein sind. Wie aus der Abbildung 4-16 zu erkennen ist, entstehen sowohl im Kurbelgehäuse als auch im Zylinderkopf Bereiche mit unterschiedlichen  $y+$  Werten. Diese Bereiche deuten auf unterschiedliche Strömungsgeschwindigkeiten im Wassermantel hin. An den Orten mit niedrigen Geschwindigkeiten sind die  $y+$  Werte klein. Steigen die Strömungsgeschwindigkeiten, so erhöhen sich auch die  $y+$  Werte. Über die Hälfte des Modells weist  $y+$  Werte kleiner als drei auf, was eine sehr gute Abbildung der Randschicht zeigt. Weiter sind ca. 40 % unter einem Wert von sechs, was auch gute Ergebnisse verspricht. Lediglich im Bereich um die Inlet-Randbedingung der Wasserpumpe ist der  $y+$  Wert erhöht und steigt bis auf Werte über acht. Weil diese Bereiche nur einen sehr

kleinen Prozentteil des Modells ausmachen, ist dies zu vernachlässigen. Die Vernetzung ist insgesamt sehr fein aufgelöst und mit über 20 Mio. Zellen für den Wassermantel sehr detailliert.



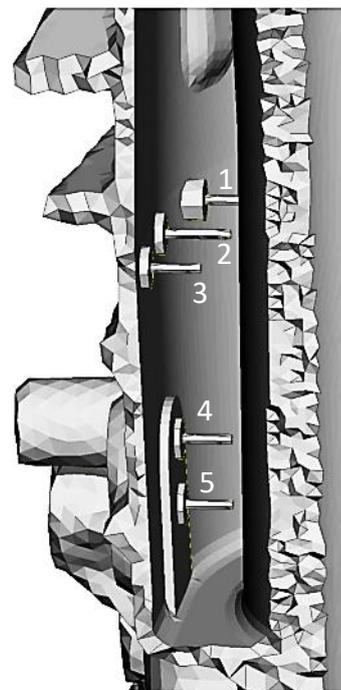
**Abbildung 4-16: Ausgabe der  $y^+$  Werte für 3000 1/min bei 250 Nm für Front- (oben) und innere Rückansicht (unten)**

Um den Motor und die darin stattfindenden Wärmeströme realistisch abbilden zu können, müssen die festen Teile des Motors, wie Kurbelgehäuse und Zylinderkopf, modelliert und im Simulationsmodell integriert werden. Die Begründung für die Notwendigkeit der Modellierung der Festkörper ist im folgenden Kapitel 4.1.5 über die Randbedingungen erläutert. Deshalb wurden Zylinderkopf, Kopfdichtung und Kurbelgehäuse als Festkörper modelliert. Da in den Festkörpern kein Stofftransport, wie im Fluid, stattfindet können die Netze gröber gestaltet werden. Die Funktion der Zylinderkopfdichtung besteht zum einen in der klassischen Abdichtung des Brennraums und zum anderen in der Drosselung der Kühlwasserströmung zwischen den Bauteilen. Die Öffnungen zwischen dem Zylinderkopf und dem Kurbelgehäuse werden durch die Zylinderkopfdichtung begrenzt/gedrosselt.



**Abbildung 4-17: Vernetzte Bauteile: Zylinderkopf, Kopfdichtung, Kurbelgehäuse**

Da die Durchflussquerschnitte auf der Ansaugseite deutlich kleiner als die Querschnitte auf der Abgasseite sind, hat es zur Folge, dass mehr Kühlwasser in die Abgasseite gelangt und somit eine größere Wärmemenge abtransportiert werden kann. Die Kopfdichtung wurde relativ grob mit 40 k Tetraedern vernetzt. Der Zylinderkopf hat auch trotz grob gewählter Gittergröße eine Zahl von 3,5 Mio. Tetraedern und das Kurbelgehäuse ebenfalls 2,4 Mio. Die drei Körper sind in Abbildung 4-17 abgebildet. In der folgenden Abbildung 4-18 wird eine Detailansicht der Vernetzung des Kurbelgehäuses gezeigt. Es ist zu sehen, dass die am Prüfstand verbauten Temperatursensoren im Modell integriert wurden. So ist es möglich die Messwerte des Prüfstands genau mit den simulierten Ergebnissen abzugleichen.



**Abbildung 4-18: Detailansicht der Kurbelgehäusevernetzung**

### 4.1.5 Randbedingungen

Ein weiterer wichtiger Schritt jeder numerischen Simulation ist die Auswahl geeigneter Randbedingungen. Je genauer die Randbedingungen ausgewählt werden, desto besser können Übereinstimmungen mit den Messergebnissen erzielt werden. In Abbildung 4-19 ist eine Übersicht der verwendeten Quellen der Randbedingungen. Für die Modellerstellung wurden

die CAD - Daten vom Motor, Messwerte vom Prüfstand sowie eine 1D - Simulation des Brennverfahrens verwendet.

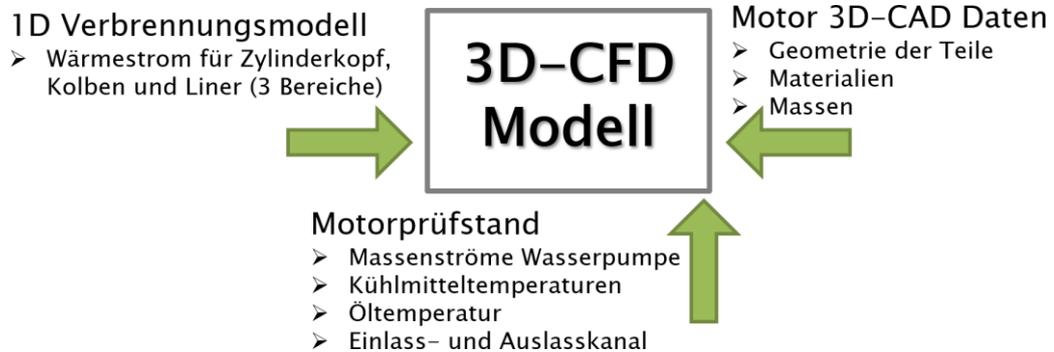


Abbildung 4-19: Quellen der verwendeten Randbedingungen

### Einlass- und Auslassrandbedingung für das Kühlwasser

Der Wassermantel des Versuchsträgers besitzt an der Wasserpumpe einen Einlass ins Kurbelgehäuse, welcher von der Wasserpumpe mit Kühlmittel versorgt wird. An dieser Öffnung wird die Inlet-Randbedingung definiert. Für das Inlet kann an dieser Stelle nicht einfach eine Massenstromrandbedingung mit senkrechten Vektoren definiert werden, da die Wasserpumpe durch ihre Motordrehzahlabhängigkeit eine gerichtete Strömung erzeugt. Sie verursacht am Einlass hohe Turbulenzen sowie ein charakteristisches Strömungsfeld. Zur Abbildung der Randbedingung werden die Vektoren auf der Auslassfläche der Wasserpumpe bestimmt [65]. Für die Berechnung der Vektoren wurden, wie in Abbildung 4-20 zu sehen, die Maße der Wasserpumpe bestimmt und dann mit Hilfe von Vektoraddition in Abhängigkeit der Motordrehzahl die Strömungsrichtung bestimmt.

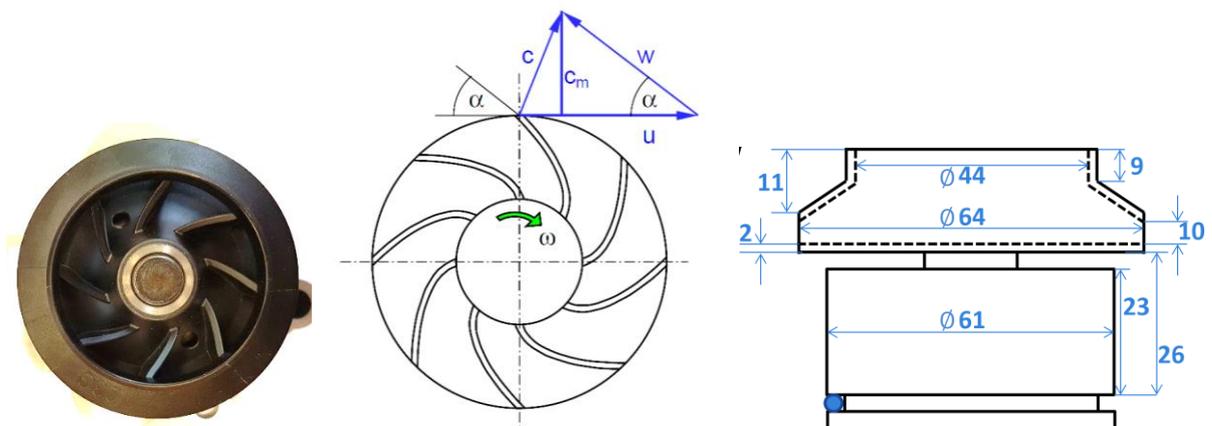
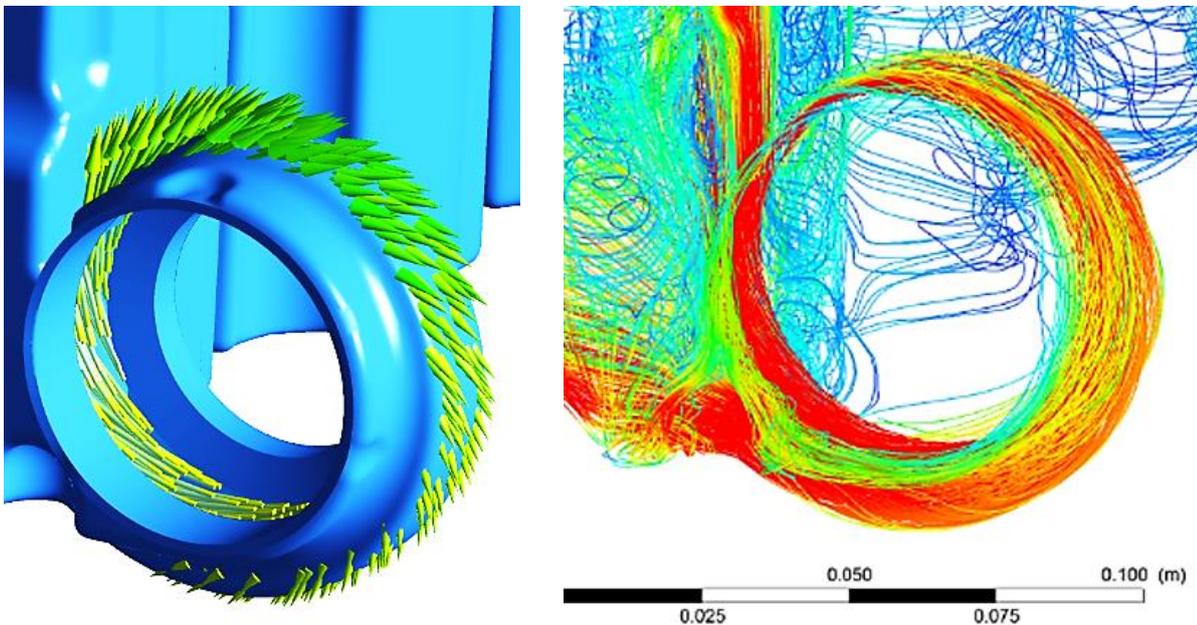


Abbildung 4-20: Foto der Wasserpumpe und Zeichnungen mit Abmaßen

Das Ergebnis aus den Berechnungen für die Vektoren und die resultierenden Stromlinien sind in Abbildung 4-21 zu sehen. Im linken Bild sind die Geometrie der Wasserpumpe mit

angetragenen Vektoren dargestellt. Die Vektoren zeigen die Strömungsrichtung des Kühlwassers auf der Einlassrandbedingung. Auf dem rechten Bild sind die resultierenden Stromlinien der Strömung die sich aufgrund der Randbedingung ausbilden beispielhaft visualisiert.



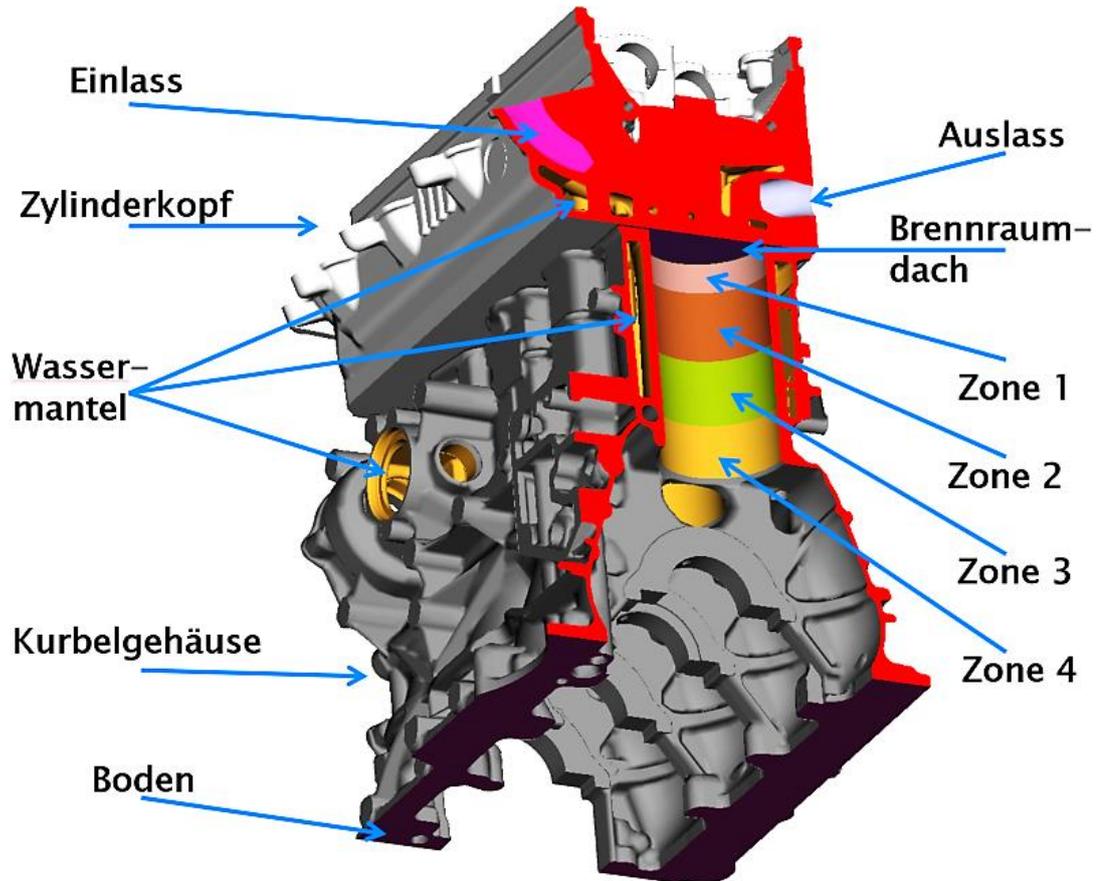
**Abbildung 4-21: Resultierende Vektoren und Stromlinien an der Wasserpumpe**

Für die Ein- und Ausströmungsbedingungen stehen im ANSYS CFX verschiedene Randbedingungen zur Verfügung. Für die berechneten Vektoren wird die Größe über eine Massenstrombedingung definiert. Der Massenstrom, welcher auf die Einlassfläche gegeben wird, wurde am Prüfstand für jeden Betriebspunkt gemessen. Die Auslassöffnungen, an denen das Kühlwasser austritt, befinden sich zum einen am Kurbelgehäuse und zum anderen am Zylinderkopf. Für die Auslassrandbedingungen bieten sich in ANSYS CFX die Varianten Outlet-, Massenstrom- oder Openingrandbedingung an. Outlet und Opening sind Druckrandbedingungen, wobei Opening die zusätzliche Möglichkeit der Rückströmung bietet.

Die Massenstromrandbedingung definiert sich, wie der Name schon sagt, über den Massenstrom. Um ein stabiles Modell zu erhalten sollte nur eine einzelne Druckrandbedingung verwendet werden. Außerdem sollen für die beiden Auslässe die gemessenen Verhältnisse anliegen. Für den Zylinderkopf wird die Opening- und für das Kurbelgehäuse die Massenstromrandbedingung verwendet. Dieses Vorgehen garantiert ein stabil rechnendes Modell und die gewünschte Massenstromverteilung über beide Auslässe. Weiterhin wurden die am Prüfstand aufgenommenen Kühlmitteltemperaturen am Einlass eingestellt.

## Wandrandbedingungen

Die Auswahl geeigneter Wandrandbedingungen ist von großer Bedeutung, da diese einen entscheidenden Einfluss auf den Wärmetransport in dem gesamten Wassermantelmodell aufweisen. Die stricte Vorgabe von Wandtemperaturen sowohl im Wassermantel als auch im Brennraum scheidet aus. Bei diesem Vorgehen würden die Wärmeströme sowie die lokalen Temperaturen extrem von der Realität abweichen.



**Abbildung 4-22: Definition der Randbedingungen in Zonen aufgeteilt**

Zum einen weil es nicht möglich ist die lokalen Temperaturen der Bauteile flächendeckend zu messen, womit keine Daten für die Definition der Randbedingungen zur Verfügung stehen. Zum anderen ist der gesamte Motor bei einem eingeschwungenen Betriebspunkt in einem thermodynamischen Gleichgewicht, welches sich nur einstellt, wenn die zugeführten und abgeführten Energien gleich groß sind. Die zugeführten Energien können bei einer fixen Temperaturrandbedingung nicht eingehalten werden. Es wurden deshalb verschiedene Ansätze für die Definition aller Oberflächenrandbedingungen gewählt. Das Simulationsmodell mit den Zonen der einzelnen Randbedingungen ist in Abbildung 4-22 dargestellt. Es zeigt die Zonen: Einlass, Auslass, Brennraumdach, Zone 1 bis 4 der Zylinderwand, Wassermanteloberfläche, Zylinderkopf, Kurbelgehäuse und Boden. So wurden jeweils für die Einlass- und Auslasskanäle

Wärmestromdichten berechnet, welche sich aus den geometrischen Daten, Strömungs- und Temperaturinformationen in den Kanälen ergeben [66]. Die Berechnung basiert auf Ähnlichkeitsgesetzen der konvektiven Wärmeübertragung. Allgemein lässt sich für die Einlass- und Auslasskanäle des Zylinderkopfes folgender Zusammenhang für die Wärmeströme festlegen:

$$\dot{Q}_{EK} = \alpha_{EK} * A_{EK} (T_{Luft} - T_{EK}) \quad (34)$$

$$\dot{Q}_{AK} = \alpha_{AK} * A_{AK} (T_{Abgas} - T_{AK}) \quad (35)$$

Nach der Veröffentlichung von Zapf [66] kann mit Hilfe eines phänomenologischen Zusammenhangs für die Nusselt-Zahl im Einlasskanal eine Gleichung formuliert werden:

$$Nu_{EK} = \frac{\alpha_{EK} D_{EK}}{\lambda_{Luft}} = 0,214 * Re_D^{0,68} \left( 1 - 0,765 \frac{h_V}{D_i} \right) \quad (36)$$

Dabei sind  $D_{EK}$  der Durchmesser des Einlasskanals,  $h_V$  der Ventilhub,  $D_i$  der innere Ventilsitzdurchmesser. Der Wärmeübergangskoeffizient im Einlasskanal kann unter der Annahme, dass der Einlasskanal rund ist und unter Berücksichtigung der Kontinuitätsgleichung wie folgt beschrieben werden:

$$\alpha_{EK} = 0,214 \frac{\lambda_{Luft}}{D_{EK}} \left( \frac{4 \dot{m}_{Luft}}{\pi \eta_{Luft} D_{EK}} \right)^{0,68} \left( 1 - 0,765 \frac{h_V}{D_i} \right) \quad (37)$$

Weiter werden die Viskosität und die Wärmeleitfähigkeit in Abhängigkeit der Temperatur formuliert [66]:

$$\eta_{Luft} = 0,612 * 10^{-6} * T^{0,609} \quad (38)$$

$$\lambda_{Luft} = 0,317 * 10^{-3} * T^{0,772} \quad (39)$$

Damit lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Luftmassenstrom, des Kanaldurchmessers und der Lufttemperatur folgend beschreiben:

$$\alpha_{EK} = 1,342 \left( 1 - 0,765 \frac{h_V}{D_i} \right) \dot{m}_{Luft}^{0,68} D_{EK}^{-1,68} T^{0,358} \quad (40)$$

Äquivalent zum Vorgehen beim Einlasskanal lässt sich der Wärmeübergangskoeffizient für den Auslasskanal beschreiben. Durch diese Gleichungen kann unter Berücksichtigung der Prüfstandsdaten der Wärmestrom für Einlass- sowie für Auslasskanal berechnet werden und als Randbedingung für die 3D - CFD Simulation verwendet werden.

Für den Brennraum wurden fünf Zonen definiert. Die Zylinderwand wird in 4 Zonen über die Höhe eingeteilt, wobei die Einteilung aus dem Projekt „Motorwärmetausch“ [19] übernommen wurde. In dem Projekt wurden dabei besonders warme als auch kühlere Bereiche zusammengefasst und dem entsprechend die Temperatursensoren platziert. Weiter ist ein 1D - Verbrennungsmodell, phänomenologischer Ansatz nach Barba [67], präzise abgestimmt wurden,

welches für diese Arbeit verwendet wird. Dieses Modell eignet sich speziell für die Anwendung bei Common-Rail-Dieselmotoren und ist in der Lage, neben der Haupteinspritzung auch mehrere Vor- und Nacheinspritzungen zu berücksichtigen. Mit Hilfe dieses Modells werden die für das 3D - CFD Modell benötigten Wärmeströme für die vier Zylinderwandzonen und das Brennraumdach in einer 1D - Simulation berechnet. Die Bereiche haben folgende Maße über die Höhe: 1 Zone mit 20 mm, Zone 2 mit 47 mm, Zone 3 mit 45 mm und Zone 4 mit 37 mm aufgeteilt.

Die vier Kolben des Motors werden im Modell nicht modelliert, weshalb die Fläche fehlt um die aus der Verbrennung in den Kolben übertragende Wärme zu definieren. Problematisch wäre auch die kurbelwinkelabhängige Position des Kolbens. Aus Gründen der Vereinfachung sind die Kolben nicht Teil der Modelle und die vom Kolben ins Kurbelgehäuse übertragende Wärme wird auf die Zone 1, 2 und 3 des Brennraums zu gleichen Teilen beaufschlagt.

Die äußeren Oberflächen von Zylinderkopf und Kurbelgehäuse wurden als adiabate Oberflächen angenommen. Sie sind in Abbildung 4-22 für das Kurbelgehäuse dunkelgrau und für den Zylinderkopf hellgrau gefärbt. Dies ist eine grundlegende Vereinfachung, aufgrund von fehlenden Daten über freie und erzwungene Konvektion am Motor. Hier ist zu beachten, dass die Wärmeübertragung an die Umgebung stark von den Umgebungsbedingungen abhängig ist. So herrschen am Prüfstand komplett andere Bedingungen als im fahrenden PKW. Für die Untersuchungen hat sich gezeigt, dass die gewählte adiabate Systemgrenze auf der Oberfläche des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes sinnvolle Ergebnisse liefern. Für weiterführende Untersuchungen die den Motorraum und die dort stattfindenden Wärmeübergänge mitbetrachten wird auf Ghebru [9] verwiesen.

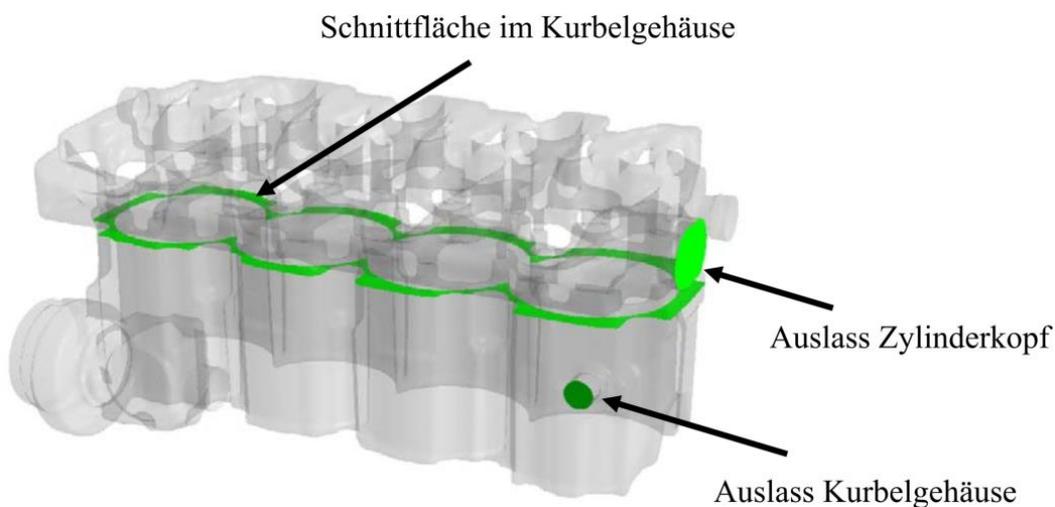
Der Boden des Kurbelgehäuses ist am Prüfstand mit der Ölwanne verbunden. Die Ölwanne speichert das Öl, welches gerade nicht durch den Motor gepumpt wird. Die Öltemperatur in der Ölwanne wird am Prüfstand gemessen, welche der Bauteiltemperatur der Aluminiumölwanne entspricht. Für die Verbindungsfläche zur Ölwanne wurde deshalb die Öltemperatur in der Ölwanne als Randbedingung festgelegt. So kann in diesem Bereich sichergestellt werden, dass sich im Kurbelgehäuse lokal realistische Temperaturen ausbilden. Dieses Vorgehen wurde gewählt, da weder der Ölkreislauf noch die Ölwanne Bestandteil der Modelle sind.

Die Teilmodelle der Motorstruktur, hier das Kurbelgehäuse, der Zylinderkopf, die Kopfdichtung, und das Fluidmodell des Wassermantels wurden mittels Flächenkopplung in ANSYS CFX

verbunden. Bei Netzen mit identischen Oberflächengitterpunkten werden die Ergebnisse direkt an die benachbarte Oberfläche übertragen. Da die Vernetzungen der einzelnen Teile mit unterschiedlichen Auflösungen erstellt wurden, werden die Ergebnisse der äußeren Zellen gemittelt und an die benachbarten Zellen übertragen. So kann trotz unterschiedlicher Netze eine physikalische Kopplung der Oberflächen stattfinden, was dem allgemeinen Vorgehen bei dieser Problemstellung entspricht.

### 4.1.6 Simulationskonfiguration

Bei der Auswertung dieser Studien wurden flächengemittelte Werte am Auslass des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfes sowie an einer Schnittfläche berechnet. Diese Schnittfläche wurde 16,5 mm unter der Zylinderkopfdichtung im Wassermantel des Kurbelgehäuses eingerichtet. Die während der Auswertung eingesetzten Flächen sind in der Abbildung 4-23 dargestellt.



**Abbildung 4-23: Flächen für die Studienauewertung**

#### Genauigkeitseinstellung

Dabei wurden zwei Betriebspunkte mit einer einfachen und einer doppelten Genauigkeit berechnet. Es wurde das Gittermodelle GM2 verwendet. Als Turbulenzmodell wurde das Standard  $k - \varepsilon$  - Modell eingesetzt. Die Simulationen erfolgten mit Vorgabe einer konstanten Temperatur auf allen Wandflächen des Wassermantels.

Die Ergebnisse unterscheiden sich für die Geschwindigkeit mit einfacher und doppelter Genauigkeit nur wenig voneinander. Das Gleiche gilt auch für die Temperaturwerte.

Abweichungen sind kleiner als 1 %. Ein wesentlicher Unterschied entsteht aber in der Berechnungsdauer. Die Simulation mit einer doppelten Genauigkeit benötigt bis zu 40 % mehr Zeit als mit einer einfachen Genauigkeit. Somit werden alle Berechnungen mit einer einfachen Genauigkeit durchgeführt.

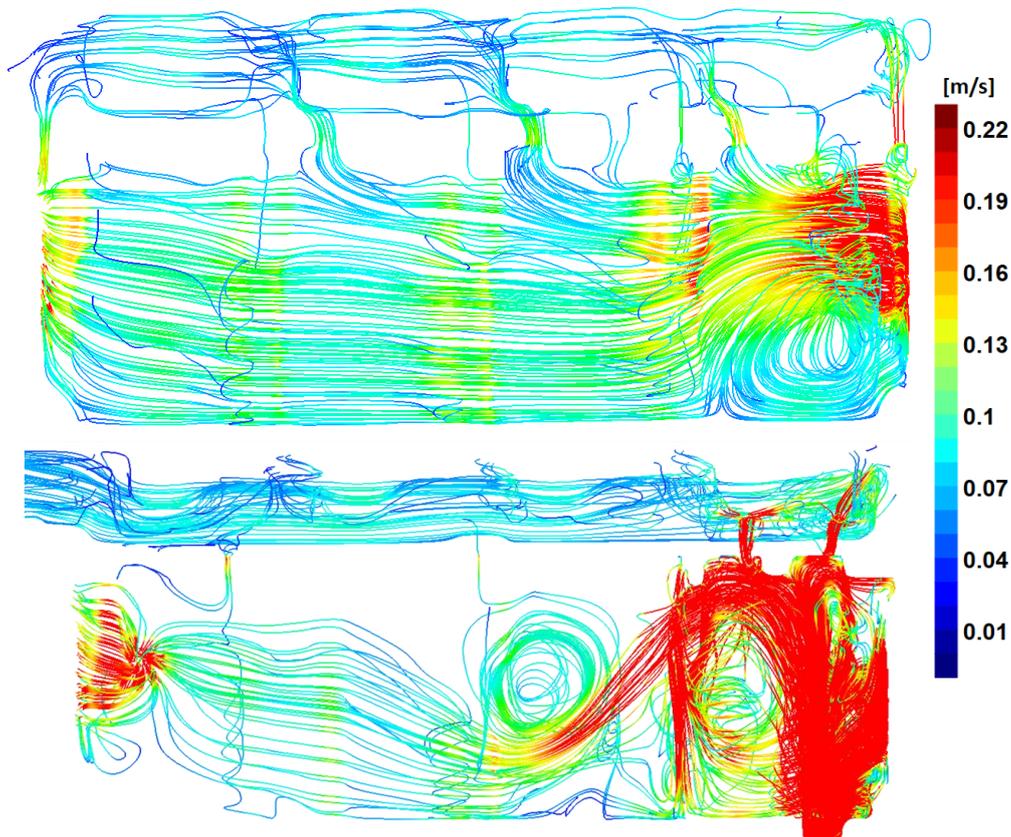
### **Simulation - Abbruchgrenze (RMS)**

Weiterhin werden die Ergebnisse einer Variation der Simulationsabbruchgrenze vorgestellt. Die Simulationen erfolgten auf GM2 mit dem Standard  $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodell mit einer Drehzahl von 3000 1/min und 50 Nm Drehmoment. Ähnlich der Auswertung zuvor, wurden bei dieser Studie die Temperatur- und Geschwindigkeitswerte flächengemittelt ausgewertet. Die RMS - Werte wurden mit  $1e^{-3}$ , mit  $1e^{-4}$  und mit  $1e^{-5}$  variiert. Zwischen den ersten beiden sind Schwankungen von 0,6 bis 5,2 % zu erkennen. Zwischen dem zweiten und dritten Abbruchkriterium sind die Unterschiede in den Ergebnissen nur noch 0 bis 0,9 % groß. Im Vergleich zu den Geschwindigkeiten sind die Temperaturwerte deutlich unempfindlicher gegenüber den Änderungen der Abbruchgrenze. Die maximale Abweichung liegt bei 0,15 %. Die Tendenz ist jedoch gleichgeblieben. So wird die Abweichung zwischen den einzelnen Temperaturwerten mit kleiner werdender Abbruchgrenze geringer. Die Berechnungsdauer ist ein weiterer wichtiger Faktor, welcher bei der Berechnung berücksichtigt werden muss. Die Simulation mit RMS  $1e^{-4}$  dauert um ca. 67 % länger als die Berechnung mit RMS  $1e^{-3}$ . Die Simulation mit RMS  $1e^{-5}$  benötigt um ca. 55 % mehr Zeit als die Simulation mit RMS  $1e^{-4}$ . Nach der Gegenüberstellung der Simulationsergebnisse und Berechnungsdauer fiel die Entscheidung alle folgenden Simulationen mit der RMS  $1e^{-4}$  durchzuführen.

## 4.2 3D CFD Validation/Messungs-Vergleich

Das Kapitel 4.2 befasst sich mit dem Simulations-Messungsvergleich. Es werden zahlreiche Ergebnisse präsentiert, analysiert und interpretiert. Den Anfang machen die optischen Messungen mit den passenden Simulationen. Die Simulationsmodelle sind auf das wasserführende Volumen beschränkt, an die Geometrie des optischen Messträgers angepasst, mit dem  $k-\omega$ -SST und ohne Wärmeübertragung gerechnet. Danach werden die Ergebnisse der 3D-CFD Motorsimulation mit dem Vollmotorprüfstand verglichen. Zuerst wird auf die Kühlmitteltemperaturen eingegangen, anschließend auf die Bauteiltemperaturen.

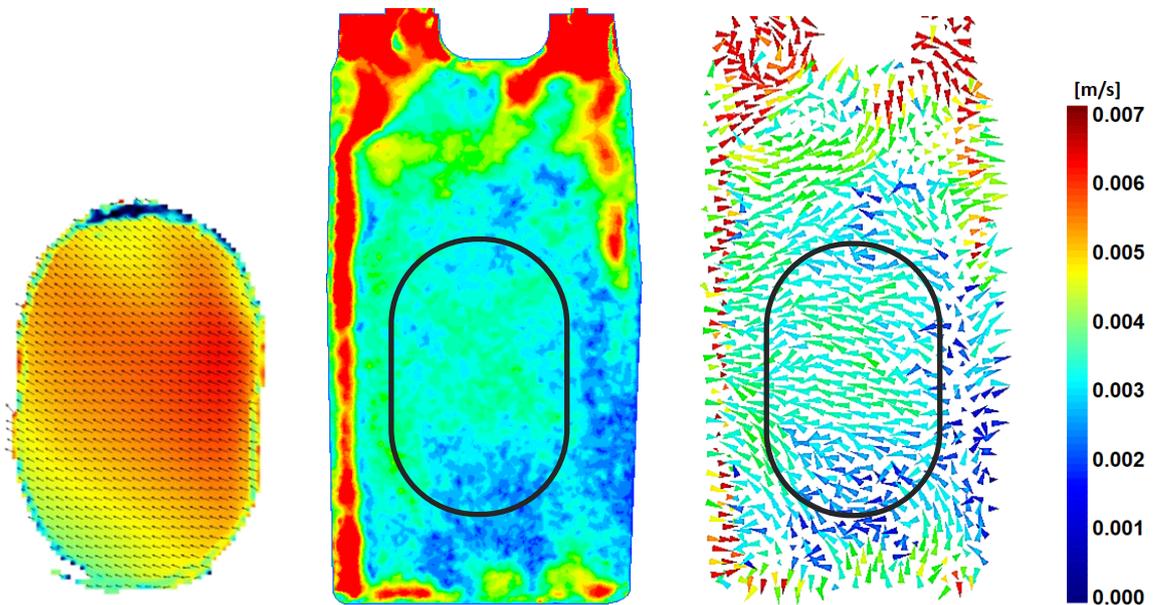
Für ein gutes Verständnis der Strömungsbedingungen im Kühlwassermantel sind in Abbildung 4-24 beispielhaft die Stromlinien für die heiße Abgas- und für die kalte Einlassseite dargestellt. Die Ergebnisse zeigen anschaulich die starken Verwirbelungen im Nahbereich zur Wasserpumpe, wo die Strömung mit einer hohen Geschwindigkeit und einer prägnanten Strömungsrichtung einströmt.



**Abbildung 4-24: Stromlinien heiße Seite (oben) und kalte Seite (unten)**

Dies erzeugt Wirbel und Rückströmungen im Umfeld vom Zylinder 1, mit großem Einfluss auf die Strömung im gesamten Wassermantel des Kurbelgehäuses. Die optische Messungen

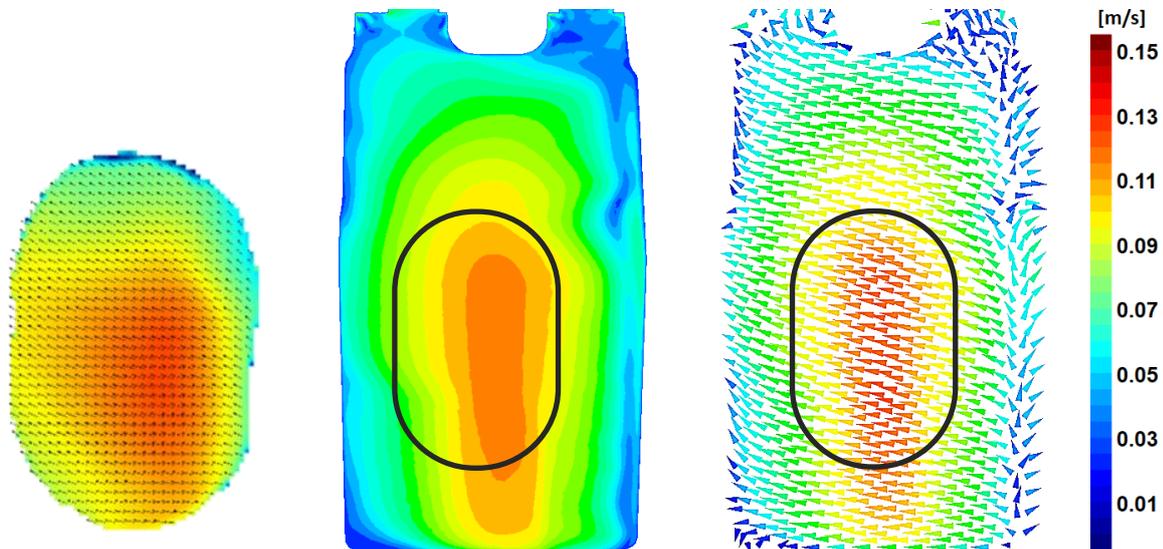
wurden an zwei Fenstern durchgeführt, wie in Kapitel 3.3.4 beschrieben. Es werden aber nur die Ergebnisse der Messungen an Fenster 2 gezeigt, da die aus den Messungen erhaltenen Informationen identische Aussagen liefern. In Abbildung 4-25 ist der Betriebspunkt mit 60 1/min dargestellt. Bei dieser Drehzahl liegt eine laminare Strömung im Bereich des Sichtfensters vor. Diese Drehzahl ist die obere Grenze, bei der noch eine rein laminare Strömung gemessen werden konnte. Zwischen der Messung im linken Bild und der Simulation auf den anderen beiden Darstellungen sind Unterschiede bei den Strömungsgeschwindigkeiten zu erkennen, die Strömungsrichtungen stimmen gut überein. Die Messung zeigt hauptsächlich Geschwindigkeiten von 0,006 m/s und die Simulation von 0,004 m/s. Bei diesen niedrigen Geschwindigkeiten liegt bei den geometrischen Verhältnissen eine laminare Strömung im Messbereich vor. Das in der Simulation verwendete Turbulenzmodell ist für turbulente Strömungen gedacht und bildet deshalb die Strömung nicht optimal ab. Es ist festzuhalten, dass die Geschwindigkeiten so gering sind, dass die vorliegenden Abweichungen zu vernachlässigen sind. Der Betriebspunkt ist nicht relevant für den realen Motorbetrieb, sodass die Ergebnisse als akademische Information zu bewerten sind.



**Abbildung 4-25: Fenster 2 bei 0,4 l/min und 60 1/min – laminar  
Messung (links), Simulation (Mitte, rechts)**

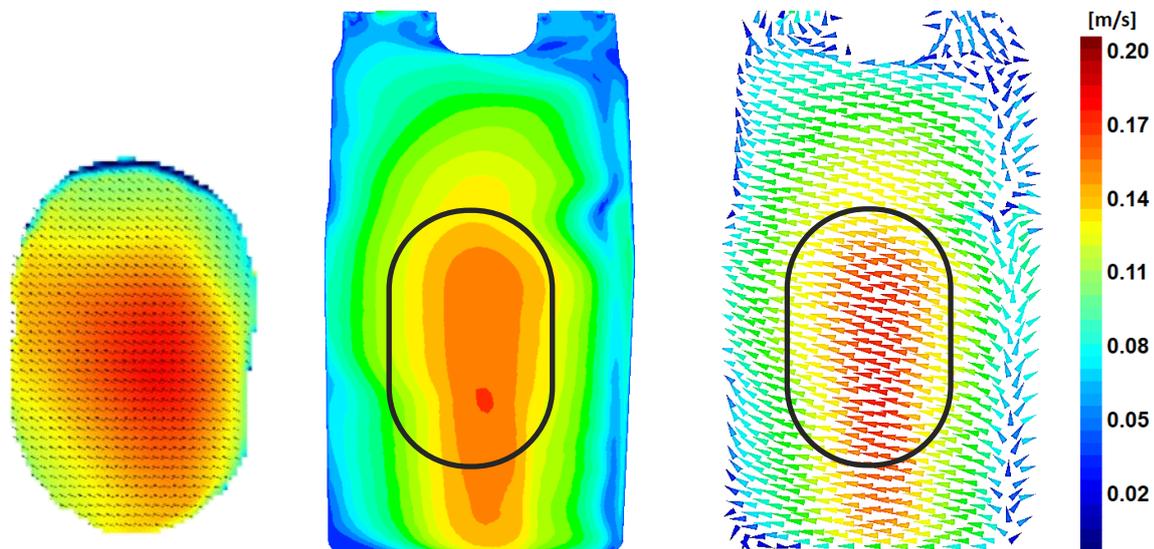
Der zweite Betriebspunkt bei einer Drehzahl von 1000 1/min weist einen Volumenstrom von 13,2 l/min auf. Bei diesem Betriebspunkt zeigte sich in den Messungen eine vollkommen turbulente Strömung, was auch in den Simulationen zu finden ist. Strömungsfelder von Messung und Simulation passen sowohl von den Geschwindigkeiten als auch von den

Richtungen sehr gut zusammen. Die Strömungsgeschwindigkeiten liegen zwischen 0,06 und 0,14 m/s und damit um das ca. 16-fache höher als bei der Messung mit 60 1/min.



**Abbildung 4-26: Fenster 2 bei 13,2 l/min und 1000 1/min - turbulent  
Messung (links), Simulation (Mitte, rechts)**

In Abbildung 4-27 sind die Ergebnisse für Betriebspunkt 3 der optischen Untersuchung gezeigt. Die Drehzahl beträgt 1350 1/min und der Volumenstrom 18 l/min, womit es der Betriebspunkt mit der höchsten gemessenen Drehzahl ist.



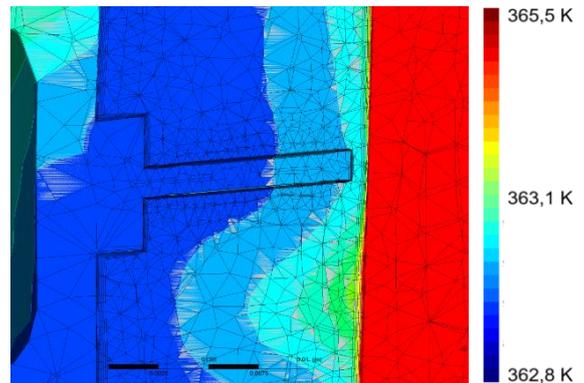
**Abbildung 4-27: Fenster 2 bei 18,0 l/min und 1350 1/min - turbulent  
Messung (links), Simulation (Mitte, rechts)**

Die maximalen Geschwindigkeiten liegen bei 0,2 m/s, was ca. das 33-fache der Geschwindigkeit der laminaren Strömung ist. Die Simulation und die Messung passen sehr gut zusammen, sowohl Geschwindigkeitsprofil als auch Strömungsrichtung. Vorherige Simulationen mit einer

nicht gerichteten Einströmrandbedingung haben große Abweichungen bei Strömungsgeschwindigkeit und -richtung gezeigt.

Die gute Übereinstimmung von Messungen und 3D - CFD Simulationen zeigen, dass die Vernetzung des Modells, das Turbulenzmodell und die Randbedingungen gut gewählt sind. Die Kombination der Einstellungen resultiert in einer guten Abbildung der optischen Messergebnisse. Damit lässt sich festhalten, dass das Simulationsmodell hydrodynamisch gut abgestimmt und kalibriert ist.

Im folgenden Abschnitt wird auf die thermischen Simulationen des Wassermantels mit umgebenen Motorstrukturen eingegangen. Wie bereits in Kapitel 4.1 erläutert werden Kurbelgehäuse, Zylinderkopf und Kopfdichtung als umgebene Struktur mit dem Wassermantel gekoppelt. Die thermischen Wärmestromdichte Randbedingungen werden auf die Oberflächen des Zylinders und der Kanäle der

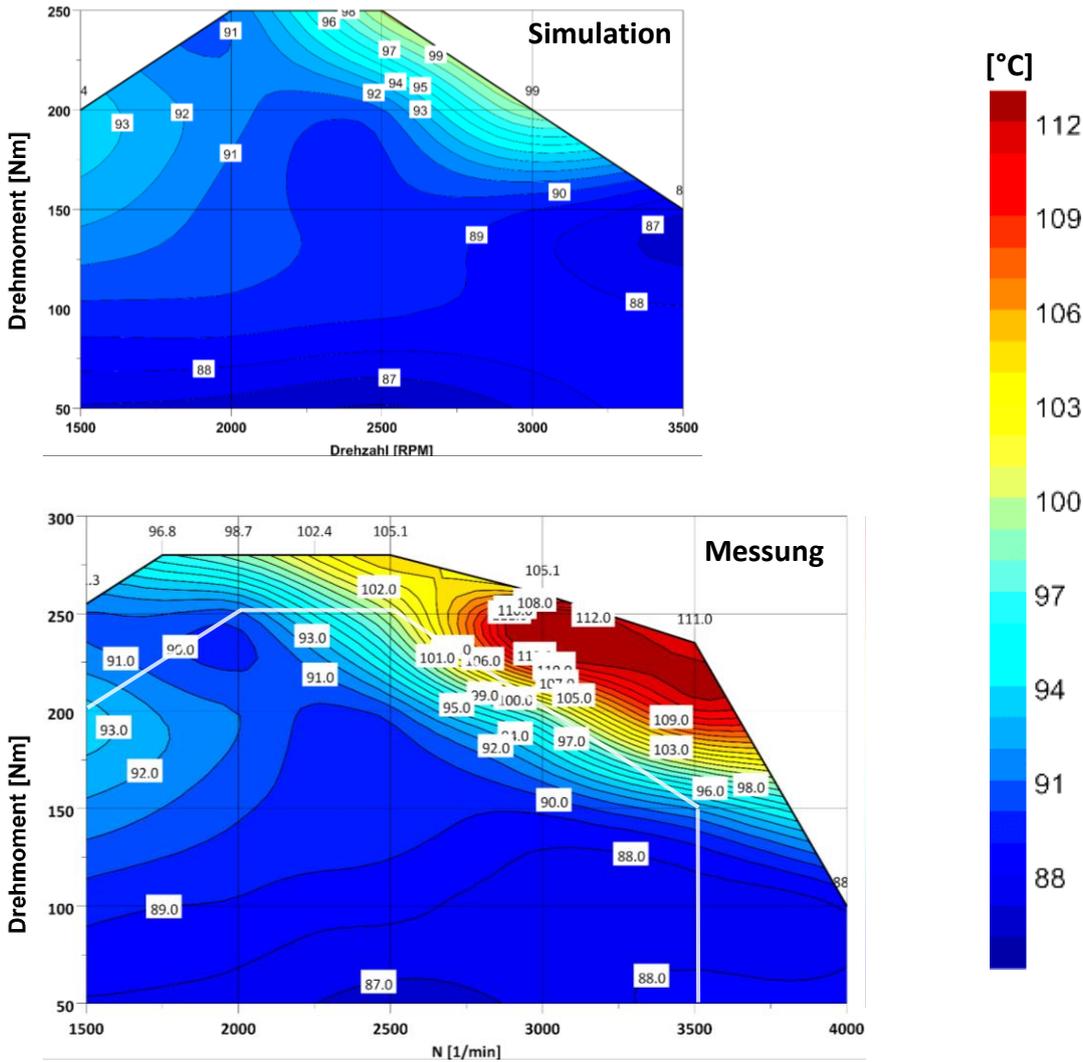


**Abbildung 4-28: Umströmter Pt100 Temperatursensor im Kühlwassermantel**

Struktur gegeben und die Oberflächentemperatur des durchströmten Wassermantels ergibt sich aus dem entstehenden Gleichgewicht aus zugeführter Energie aus der Verbrennung und abgeführter Energie durch das Kühlwasser. In Abbildung 4-28 sind die Ergebnisse in einem Schnitt durch einen im Simulationsmodell integrierten Pt-100 Temperatursensor dargestellt. Hier ist zu sehen, dass der Festkörper Temperatursensor sehr gut die Temperatur der ihn umgebenden Strömung annimmt. An der Messspritze des Sensors ist kein Einfluss der Wandspannung der Verschraubung zu erkennen. Die Skala in der Darstellung weist eine Spanne von 3 K auf und ist damit in einem engen Toleranzbereich. Damit ist bewiesen, dass die gemessenen Fluidtemperaturen der Kühlwassertemperatur entsprechen und keine Quereinflüsse vorliegen. Für die Fluid- sowie die Bauteiltemperaturen sind die Diagrammskalen jeweils immer gleich. Zuerst werden die Ergebnisse hinsichtlich Simulations-Messungs-Vergleich betrachtet und bewertet. Anschließend werden kompakt die jeweiligen Unterschiede zwischen Messung und Simulation angesprochen und die Gründe dafür erläutert.

Bei den folgenden Abbildungen mit thermischen Motorkennfeldern sind auf der linken Seite die Simulationen und auf der rechten Seite die Messungen dargestellt. Das Kennfeld der Messungen ist aufgrund instationär Messpunkt umfangreicher, da die Simulationen nur für die

stationär anfahrbaren Punkte durchgeführt wurden. Der übereinstimmende Bereich ist für die Messergebnisse mit einer grauen Linie eingegrenzt. Zuerst sollen die Simulationsmodelle anhand der Fluidtemperaturen und anschließend anhand der Bauteiltemperaturen analysiert werden. Die Kühlwasseraustrittstemperatur vom Kurbelgehäuse ist in Abbildung 4-29 dargestellt. Die Simulationen und Messungen weisen über den kompletten Kennfeldbereich maximal eine Abweichung von 2 K auf.

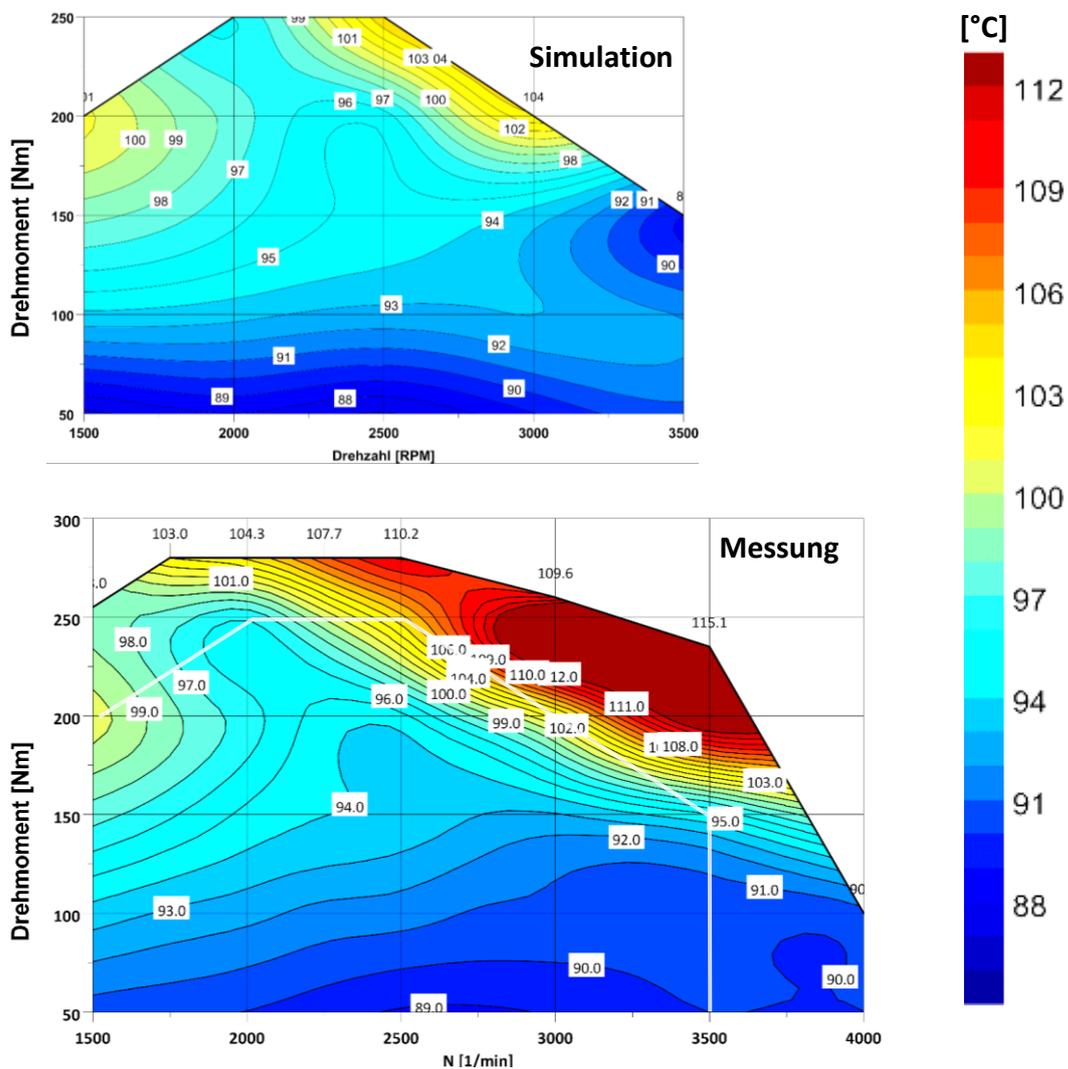


**Abbildung 4-29: Kühlwassertemperatur Block Ausgang**

Für die Beurteilung der Ergebnisse ist die Information der gemessenen Differenztemperatur zwischen Eintritt und Austritt aus dem Kurbelgehäuse hilfreich. Die gemessene Differenztemperatur liegt bei niedrigen Drehzahlen zwischen 1 und 2,5 K, für mittlere und hohe Drehzahlen bei 1 bis 1,5 K. Die Abweichungen sind gleichmäßig über das gesamte Kennfeld, es kann von einer sehr guten Ergebnisqualität gesprochen werden. Die Temperaturerhöhung des

Kühlwassers, welches das Kurbelgehäuse durchströmt, kann mit dem aufgebauten Simulationsmodell sehr genau vorhergesagt werden. Somit soll nun in Abbildung 4-30 die Kühlwasser-  
austrittstemperatur des Zylinderkopfs betrachtet werden.

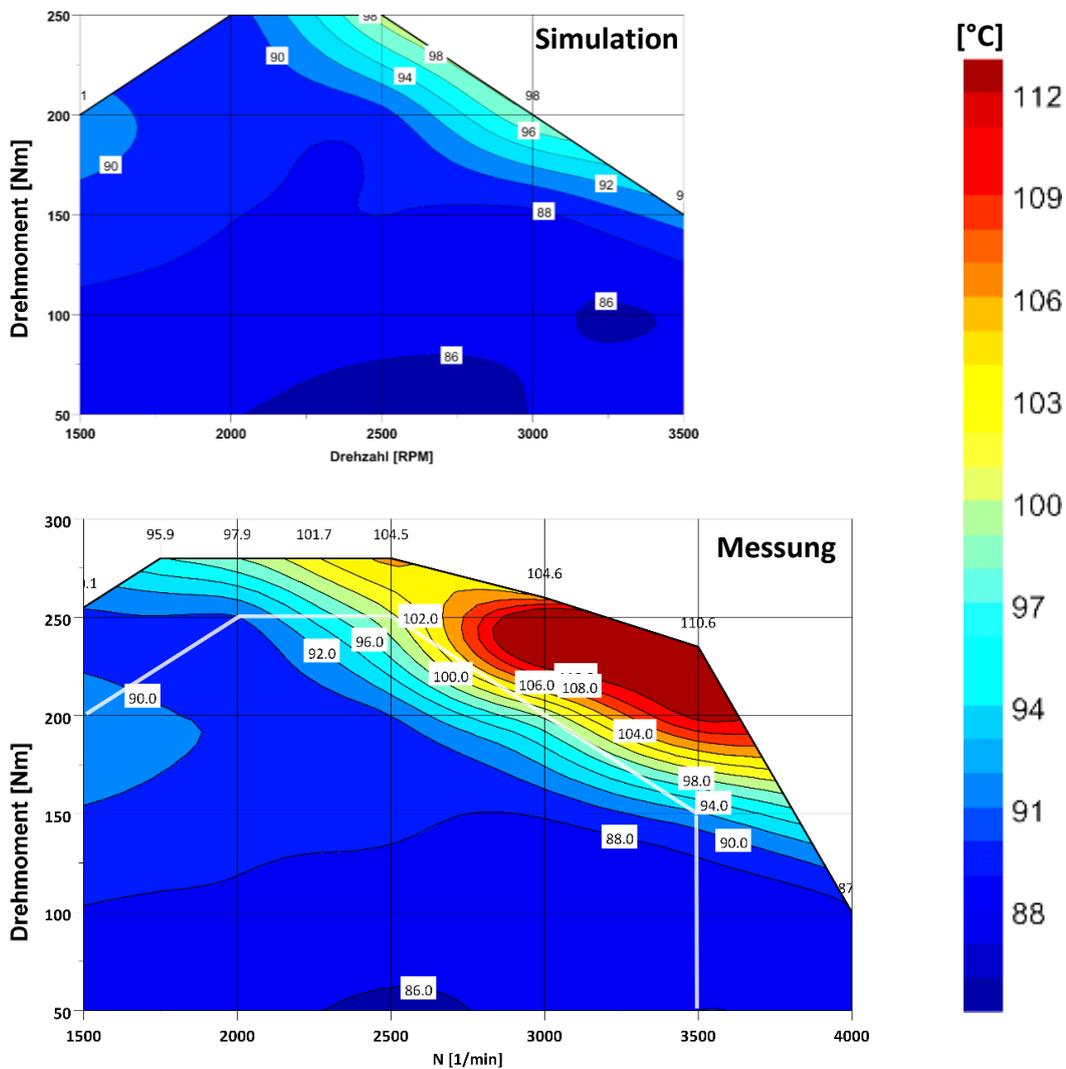
Für den Zylinderkopf zeigt sich die gleiche Ergebnisqualität wie beim Kurbelgehäuseaustritt. Die Abweichungen zwischen Messung und Simulation liegen bei max. 2 K und sind damit sehr gering. Das Kühlwasser erwärmt sich beim Durchströmen des Zylinderkopfs in den Messungen zwischen 2,5 und 10 K. Besonders hohe Temperaturunterschiede werden bei hohem Drehmoment von 250 Nm im Drehzahlbereich von 1500 bis 2000 1/min erreicht.



**Abbildung 4-30: Kühlwassertemperatur Kopf Ausgang**

Die Simulationsmodelle arbeiten in allen Kennfeldbereichen für die global an das Kühlwasser übertragene Energie sehr gut. Das spricht für eine sehr gute Abstimmung des Verbrennungsmodells sowie der berechneten Wärmeübertragung in den Ladungswechselkanälen.

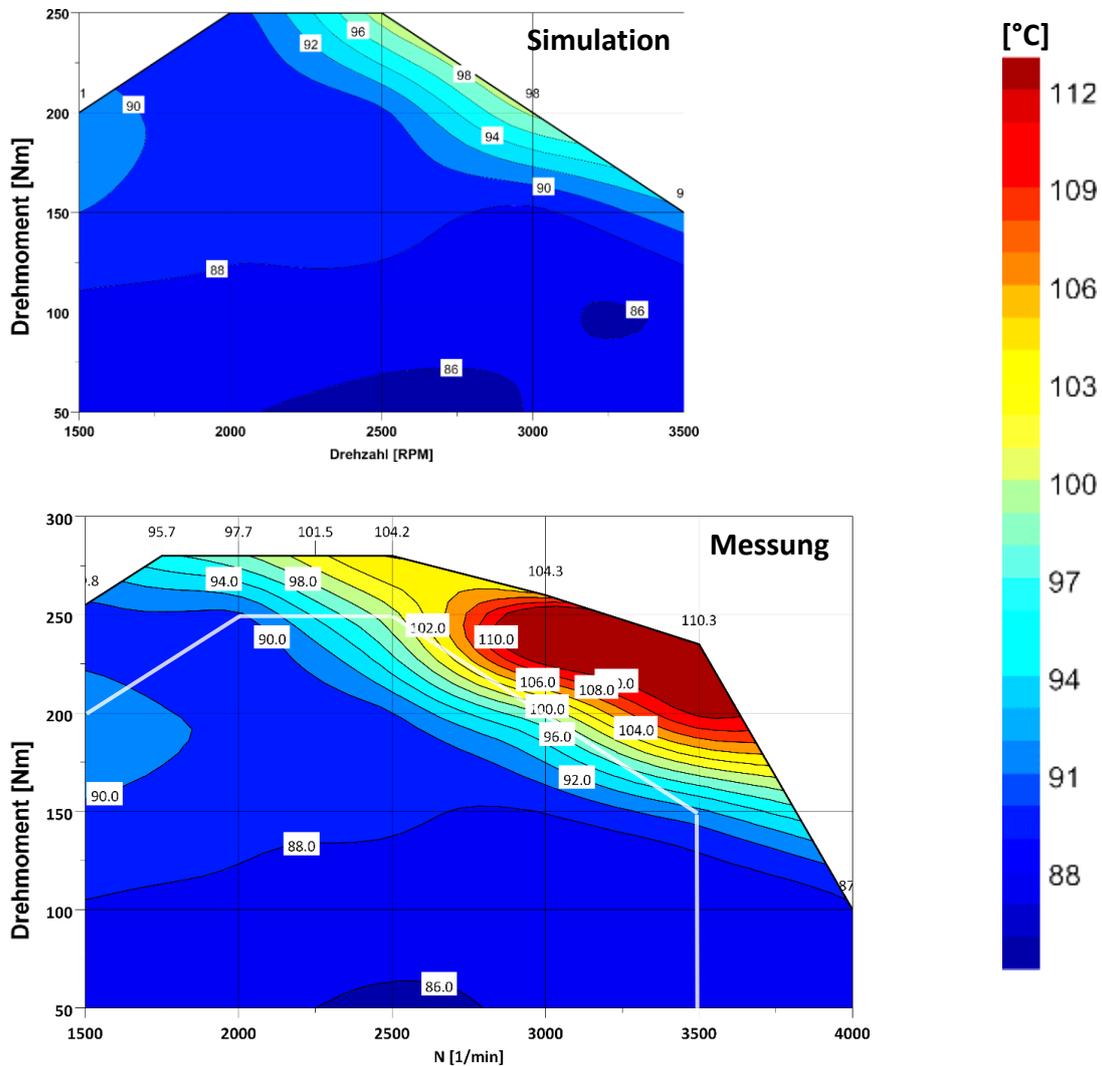
Im nächsten Schritt sollen einzelne Temperaturmessstellen im Wassermantel überprüft werden, um zu gewährleisten, dass die Modelle auch lokal gute Ergebnisse liefern. In Abbildung 4-18 ist die lokale Vernetzung des Kurbelgehäuse mit fünf nummerierten Temperaturmessstellen gezeigt.



**Abbildung 4-31: Kühlwassertemperatur Punkt 1**

Für die Messstelle 1 und 3 sind folgende in Abbildung 4-31 und Abbildung 4-32 die Temperaturen der Sensoren aus Simulation und Messung dargestellt. Die beiden Sensoren zeichnen sich durch einen unterschiedlichen Abstand zur inneren Kurbelgehäusewand aus. Sensor 1 ist 2 mm und Sensor 3 ist 6 mm von der inneren Wand des Wassermantels entfernt. So soll die Strömung in unmittelbarer Wandnähe und im freien Volumen untersucht werden. Damit wird gezeigt, dass die Wärmeübertragung in Wandnähe und die Fluidtemperatur im turbulenten Strömungsbereich funktioniert. In den Abbildungen der beiden Sensoren ist zu

sehen, dass die Abweichungen im Großteil des Kennfeldes bei maximal 1 K liegen, nur im Bereich mit hohen Leistungen sind die Abweichung bei ca. 3 K.



**Abbildung 4-32: Kühlwassertemperatur Punkt 3**

Damit ist bewiesen, dass die Modelle nicht nur global, sondern auch lokal gute Fluid-temperaturergebnisse liefern. Die 3D - CFD Modelle sind also über das gesamte simulierte Kennfeld geeignet, um daran die Entwicklung der 1D - CFD Modelle durchzuführen.

Im folgenden Schritt werden die lokalen Bauteiltemperaturen des Kurbelgehäuses und des Zylinderkopfs überprüft. Die lokalen Bauteiltemperaturen sind wichtig, aber nicht ausschlaggebend für die Nutzbarkeit der Modelle. Die Temperaturen der Strukturen reagieren als festes Medium wesentlich empfindlicher und direkter, da die thermischen Randbedingungen direkt auf deren Oberfläche gegeben werden. Die Wärmestromrandbedingungen führen zu einem Gleichgewicht zwischen zugeführter und abgeführter Energie,

was lokal trotzdem zu Abweichungen führen kann. Im Hinblick auf die Konfiguration der Modelle sollen nun die Bauteiltemperaturen analysiert werden. Dafür wurden drei Messstellen in der Zylinderwand des Zylinders 4 abgasseitig, zwei Messstellen zwischen Zylinder 2 und 3 sowie jeweils eine Messstelle zwischen den Einlass- und den Auslassventilen gewählt. In Abbildung 4-34 ist die oberste abgasseitige Messstelle in der Zylinderwand von Zylinder 4 gezeigt, welche einen Abstand von 4 mm zum Zylinderkopf hat.

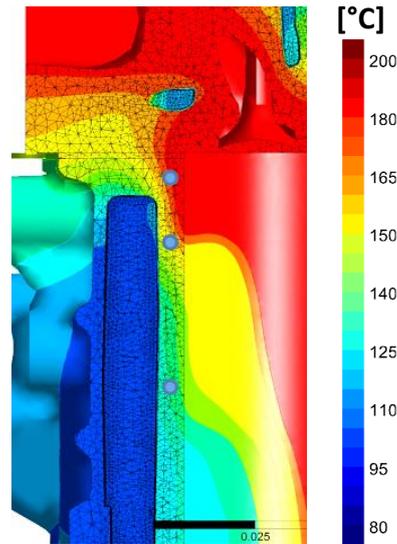


Abbildung 4-33: Positionen der Sensoren am Zylinder 4 Abgasseite

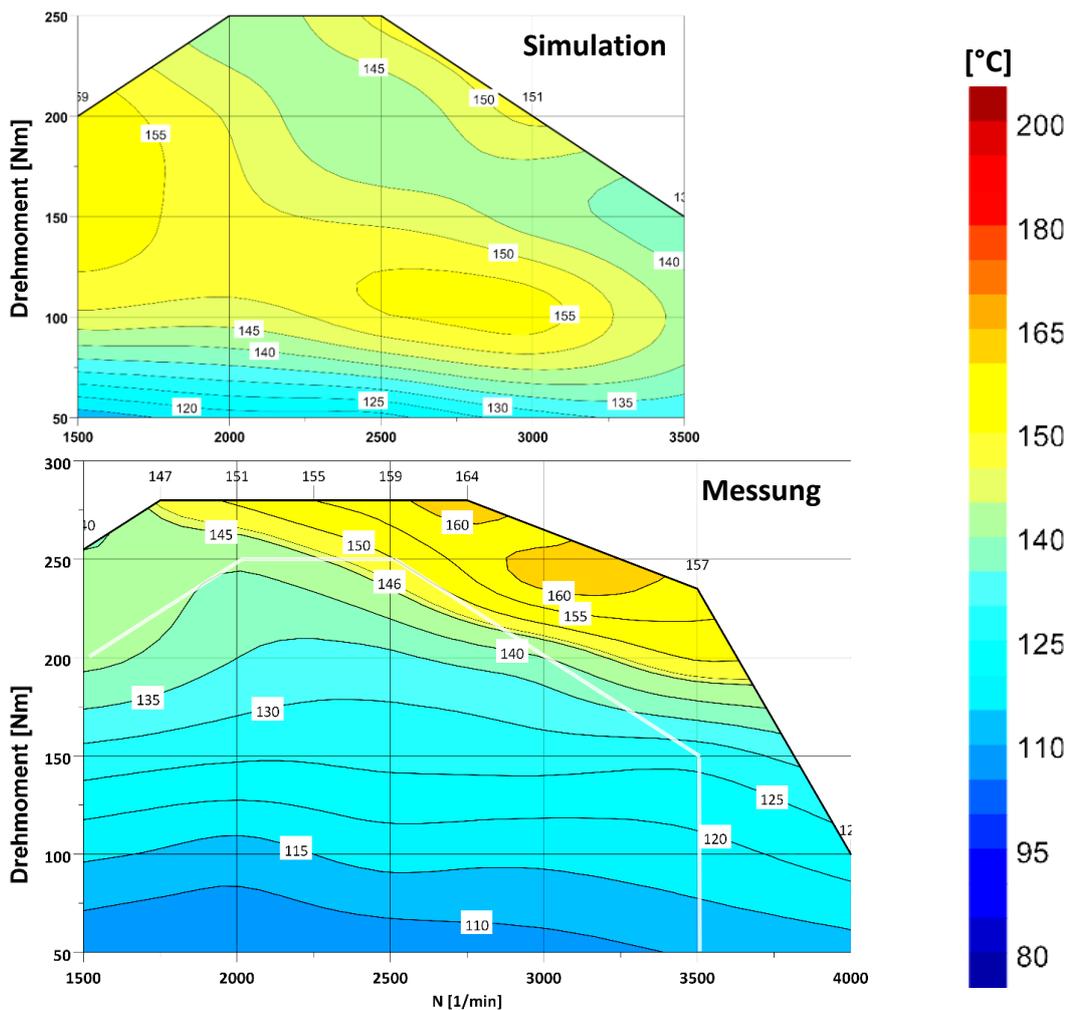
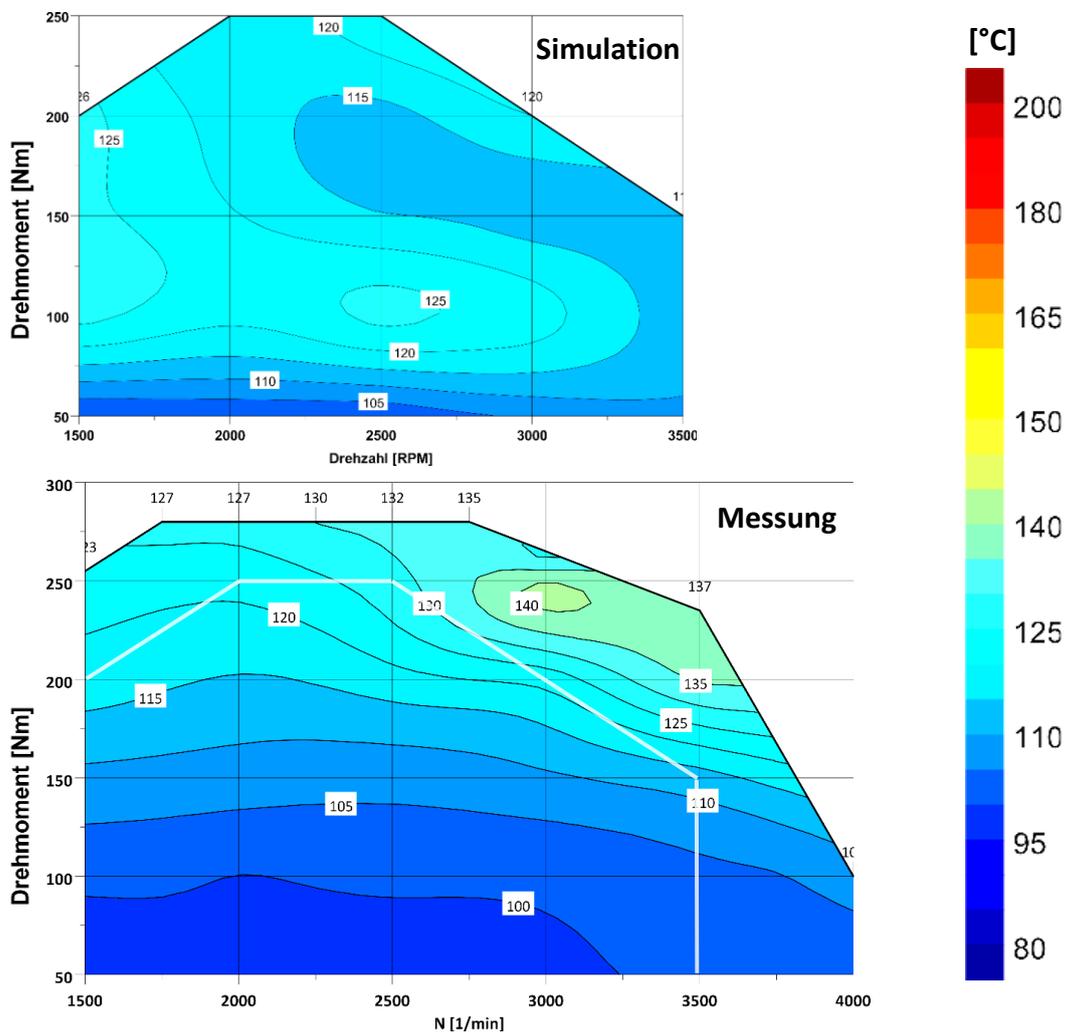


Abbildung 4-34: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 4 mm Höhe

Dieser ist sehr weit oben und sehr nah am Zylinderkopf. Die Temperaturkurven in Abbildung 4-34 weichen leicht voneinander ab. Im Niedriglastbereich und im Hochlastbereich liegen die Abweichungen bei ca. 5 bis 15 K, was für den Aufbau der Modelle gut ist. Im mittleren Lastbereich sind die Abweichungen mit bis zu 35 K etwas höher.

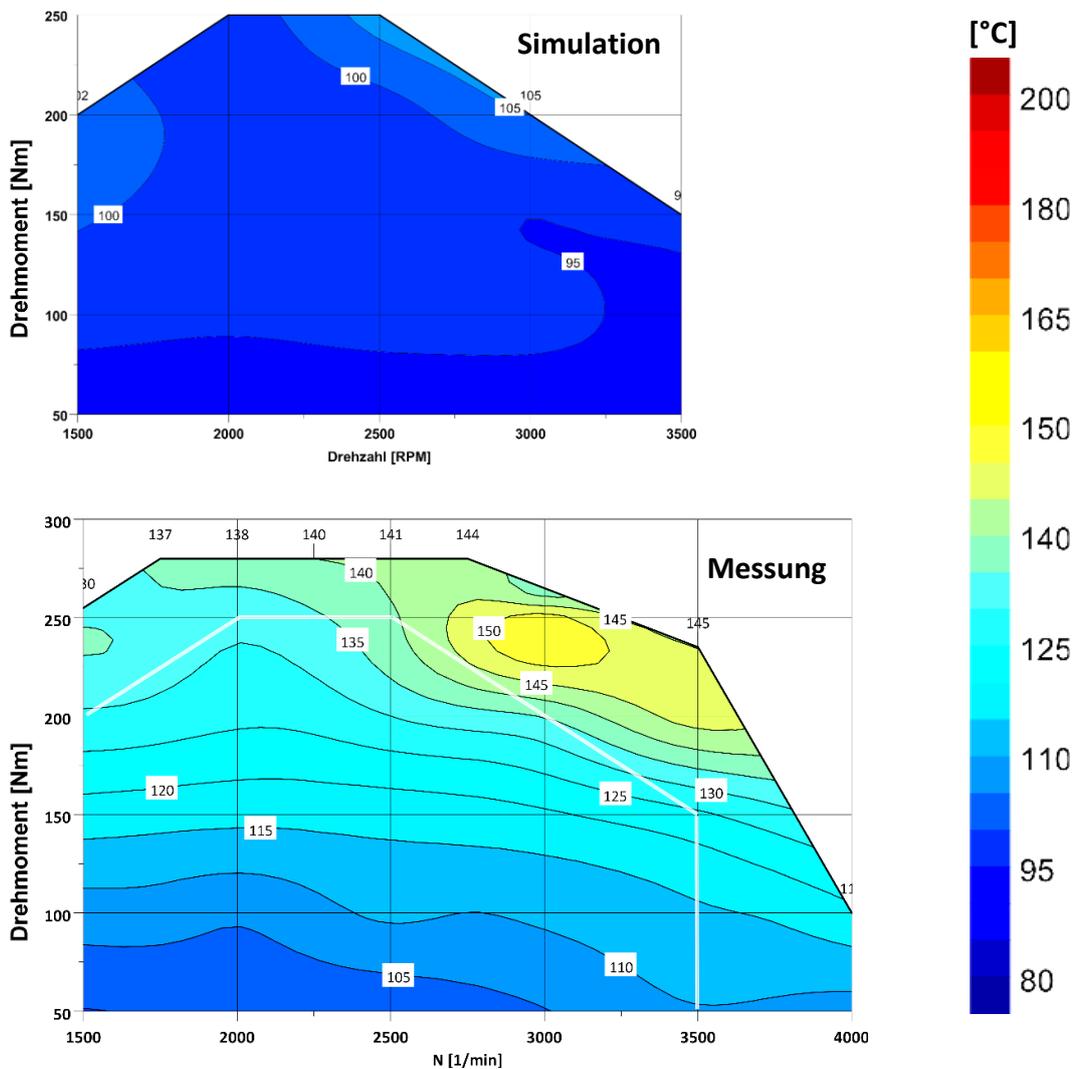
In Abbildung 4-35 sieht man das Temperaturkennfeld für die Höhe von 40 mm. In diesem mittleren Abstand zum Zylinderkopf sind die Abweichungen mit 5 K bis maximal 15 K relativ klein. Die größten Abweichungen sind bei 1500 1/min und 100 bis 200 Nm sowie bei 2500 1/min und 100 Nm. Beides Punkte niedriger Last.



**Abbildung 4-35: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 40 mm Höhe**

In der nächsten Abbildung 4-36 sind die Temperaturen für den entferntesten Punkt zum Zylinderkopf dargestellt. Für diesen Punkt sind die Abweichungen wieder etwas größer mit 5 bis 30 K.

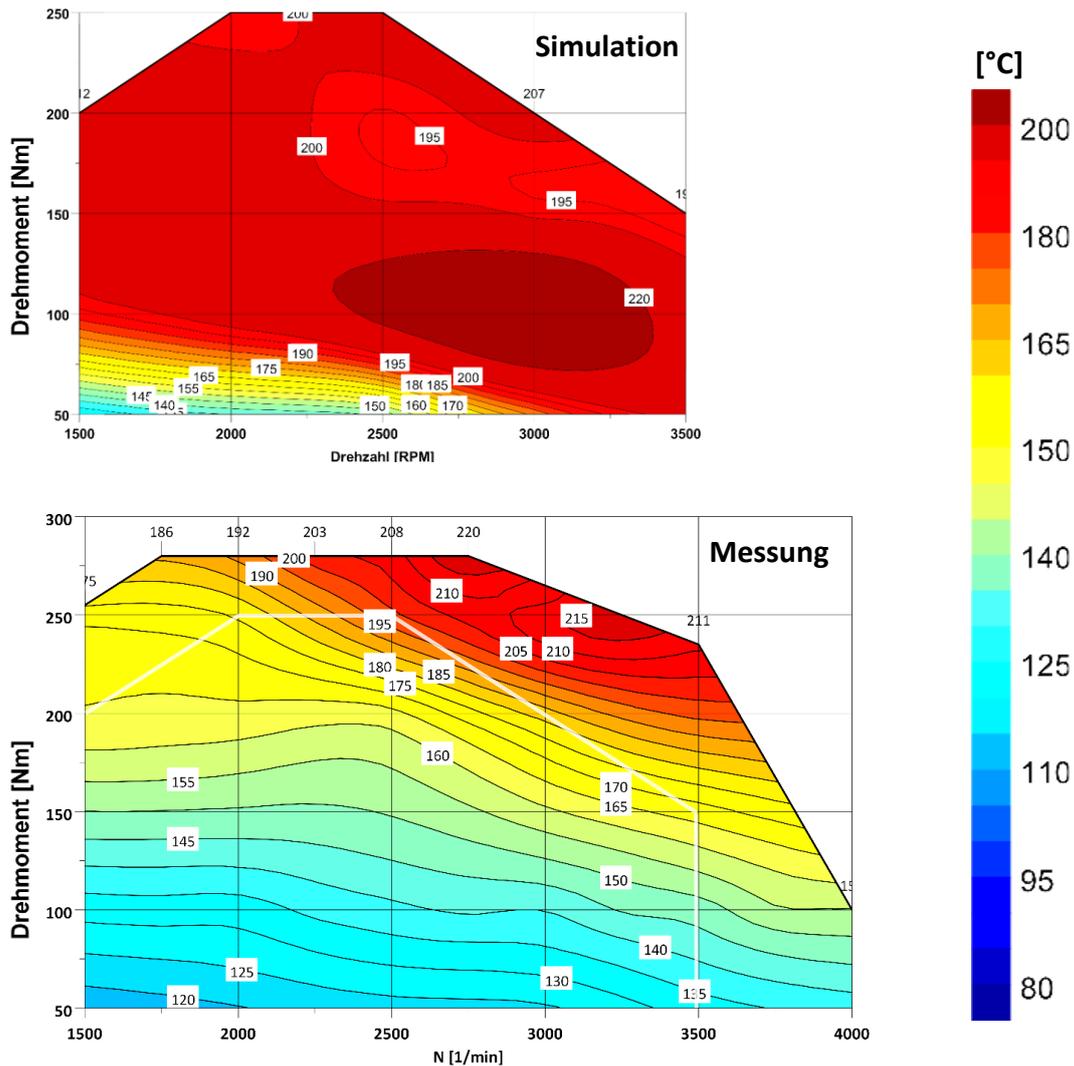
Gründe für die Abweichungen sind fehlende Bauteile wie Kolben, Pleuel, Kurbelwelle und Ölwanne sowie das fehlende Motoröl als Fluid. Zunächst soll in den nachfolgenden Grafiken noch auf die Temperaturen zwischen den Zylindern eingegangen werden, um dann Gründe für die Abweichungen zu analysieren.



**Abbildung 4-36: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 130 mm Höhe**

Die Temperaturen zwischen Zylinder 2 und 3 in einem Abstand zum Zylinderkopf von 16,5 mm sind in Abbildung 4-37 zu sehen.

Die Abweichungen in diesem Punkt sind mit bis zu 70 K sehr groß. Kleine Abweichungen sind nur bei sehr geringen Lasten über die gesamte Drehzahl und bei 2000 bis 3000 1/min mit bis zu 250 Nm zu finden. Für diese zwei Bereiche liegen die Abweichungen nur bei ca. 10 K. Das restliche Kennfeld driftet stark vom Zielwert weg.



**Abbildung 4-37: Temperatur Kurbelgehäuse zwischen Zylinder 2 und 3 in 16,5 mm Höhe**

Die nächste Messstelle liegt auch zwischen Zylinder 2 und 3, ist aber mit 92 mm weiter vom Zylinderkopf entfernt. Für diese Messstelle sind die Abweichungen über das gesamte Kennfeld mit bis zu 10 k sehr klein.

Die größten Abweichungen sind im mittleren Kennfeldbereich, die Ränder des Kennfelds passen sehr gut. Es zeigt sich also, dass die großen Abweichungen für den Bereich zwischen den Zylindern auf die nahe am Zylinderkopf liegenden Regionen beschränkt sind, es also ein sehr lokales Problem ist.

Der Zylinderkopf ist bei der Wärmeübertragung im Wassermantel für einen Großteil der in das Kühlwasser übertragenen Energiemenge verantwortlich, siehe Abbildung 3-24, weshalb auch dieser auf die lokalen Temperaturen untersucht werden muss.

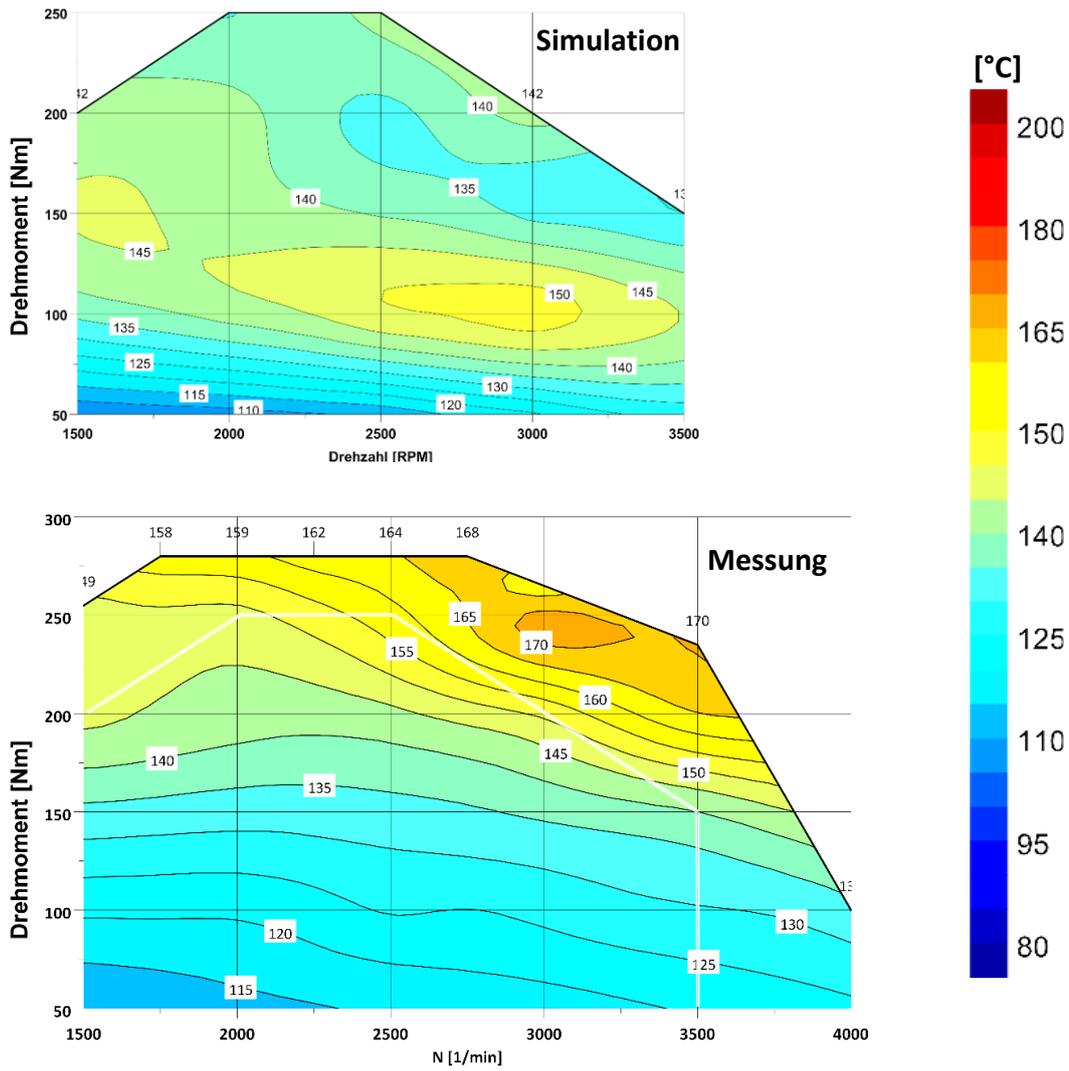
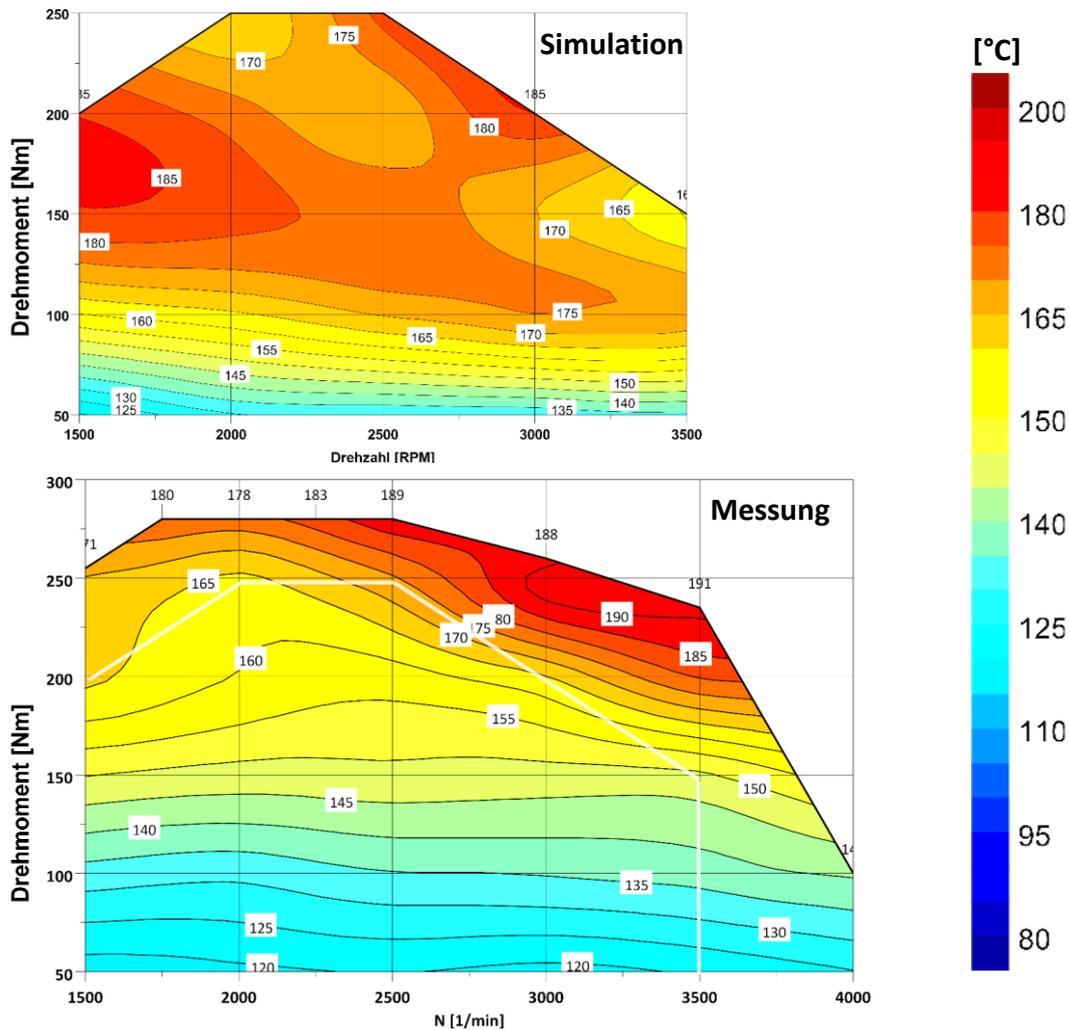


Abbildung 4-38: Temperatur Kurbelgehäuse zwischen Zylinder 2 und 3 in 92 mm Höhe

Besonders charakteristische Regionen befinden sich zwischen den Auslassventilen und zwischen den Einlassventilen, hier werden durch den Ladungswechsel und die feinen Kühlwasserkanäle die Wärmestromdichten stark beeinflusst. In der Abbildung 4-39 ist eine besonders heiße Region abgebildet, die zwischen den Auslassventilen liegt. In diesem Bereich kommt die thermische Energie aus den Wärmeströmen der Verbrennung im Zylinder und des heißen, durch die Auslasskanäle strömenden, Abgases zusammen. Das bedeutet, dass hier lokal große Energieströme vorliegen, wodurch kleine Fehler bei den Randbedingungen bereits große Fehler in der Simulation und den lokalen Temperaturen verursachen können.



**Abbildung 4-39: Temperatur des Zylinderkopfs zwischen Auslassventilen**

In Abbildung 4-39 zeigt sich, dass die Abweichungen je nach Betriebspunkt zwischen 5 und 25 K groß sind. Die größten Abweichungen sind im mittleren Drehmomentbereich zu finden.

Auch der Bereich zwischen den Einlassventilen ist besonderen thermischen Bedingungen unterworfen, die Ergebnisse dazu sind in Abbildung 4-40 dargestellt. Durch die Einlasskanäle

strömt, durch den Turbolader verdichtete und durch den Ladeluftkühler (LLK) gekühlte, Ansaugluft. Diese ist im Normalfall kühler als die Wände des Zylinderkopfes, weshalb diese Luft Wärme vom Zylinderkopf aufnimmt und diesen damit kühlt. Die Abbildung zeigt sehr gut übereinstimmende Ergebnisse von Messung und Simulation, die Abweichungen liegen lediglich zwischen 2 und 5 K.

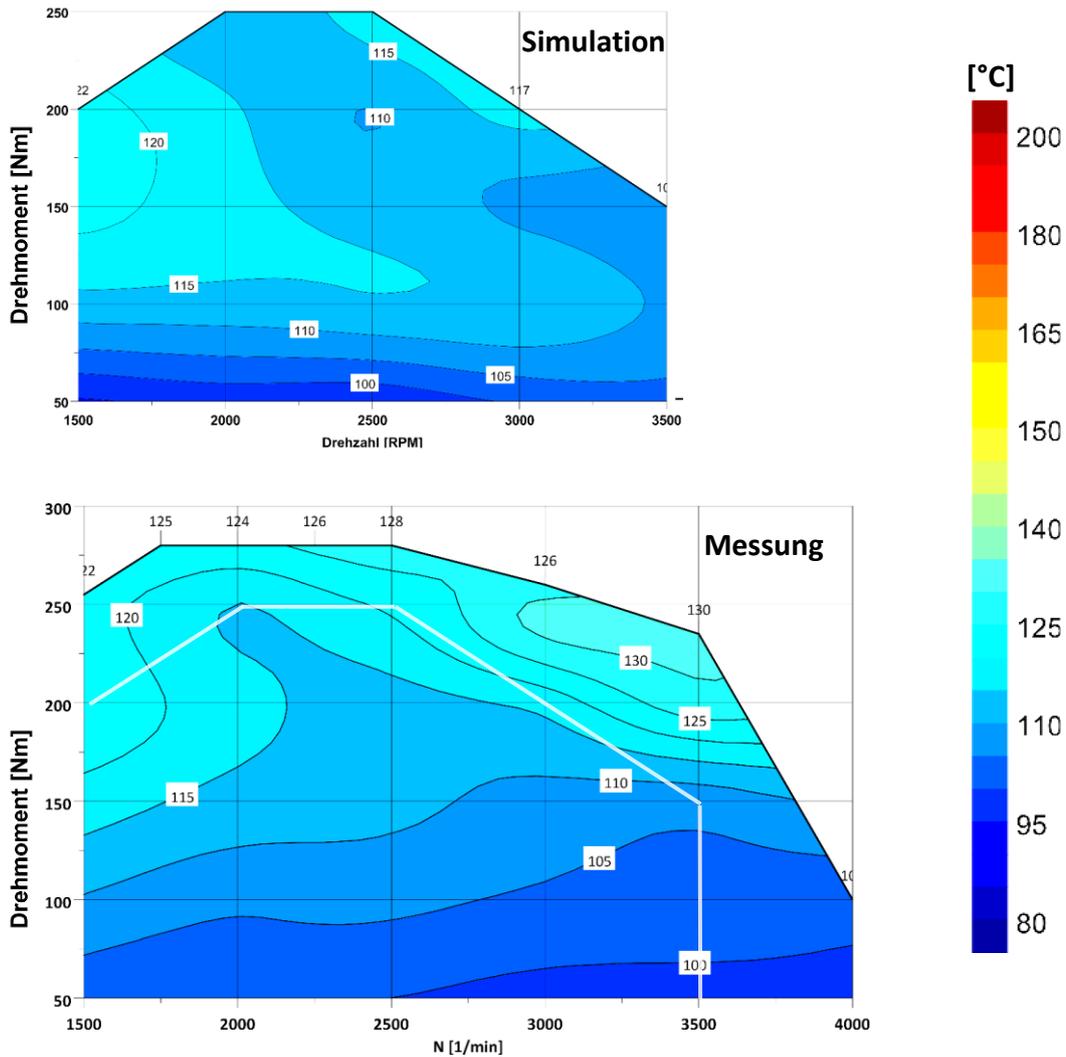


Abbildung 4-40: Temperatur des Zylinderkopfs zwischen Einlassventilen

## 4.3 Limitierung der 3D - Simulationsmodelle

In diesem Kapitel werden die Einschränkungen des Simulationsmodells anhand der ausgewerteten Simulationsergebnissen analysiert und bewertet. In manchen Fällen werden Lösungswege aufgezeigt, welche meist mit erheblichen Aufwand verbunden wären. Die Einschränkungen in der Ergebnisqualität entstehen durch Vereinfachungen im Modell, Diskretisierungsfehler und durch unpräzise Randbedingungen. Folgende Vereinfachungen wurden in dem verwendeten 3D - CFD Modell getroffen:

- nicht modellierte Teile: Kolben, Kurbelwelle, Ölwanne, Nockenwellen, Zylinderkopfschraube, Pleuel, Injektoren, Krümmer
- der Fluidkreislauf des Motoröls wird nicht simuliert
- im Modell wird die Reibung im Motor nicht berücksichtigt
- um den Motor wird keine Konvektion an die Umgebung berücksichtigt
- es wird eine stationäre Simulation bei transienten Vorgängen durchgeführt, z. B.: Verbrennung, Ladungswechsel, Kompression, Expansion, Kolbenbewegung, Kolbenbodenkühlung, turbulente Strömungen, Kühlwasserpumpe als rotierendes Bauteil
- das Sieden des Kühlwassers bei der Wandwärmeübertragung nicht berücksichtigt
- Wärmestrom aus der Verbrennung in Zonen auf die Zylinderwand aufgeteilt
- Wärmestrom vom Kolben auf die Zylinderwand - Zonen addiert

Für das Kurbelgehäuse liegen im Wesentlichen sehr gute Ergebnisse vor, nur die zylinderkopfnahen Bereiche zwischen den Zylindern weisen größere Abweichungen auf. Die Regionen um den Brennraum sind im realen Motor von der Wärmeübertragung zwischen Verbrennung und Zylinderwand, Kolben und Verbrennung, zwischen Kolben und Brennraumwand und zwischen den Oberflächen und dem Motoröl abhängig. So wird die Energie durch die fehlenden Teile weniger verteilt und „sammelt“ sich in Bereichen in denen kein Kühlwasser fließt, wie z. B. zwischen den Zylindern. Das Kühlwasser wirkt in den durchflossenen Bereichen als ausgleichendes Medium hinsichtlich der Temperatur. Dieser Effekt zeigt sich auch umgekehrt im Zylinderkopf. Der Zylinderkopf ist stark von der Wassermantelgeometrie durchzogen, wodurch sich die Wärme gut verteilt und lokal keine überhitzten Zonen entstehen. Als Negativbeispiel wurden bereits die zylinderkopfnahen Regionen zwischen den Zylindern genannt, hier wird die thermische Energie im Simulationsmodell nur durch Wärmeleitung transportiert. Um die Abweichungen zu verringern, kann eine Veränderung der Wärmestrom-dichte auf der Ober-

fläche des Brennraums eingestellt werden. Die in den Kolben eingebrachte Wärme wird im Modell auf die oberen drei Bereiche der Zylinderbuchse aufgeteilt. Die Aufteilung der Wärmestromdichten aus der Verbrennung könnte mittels einer „Design of Experiments“ (DOE) statistisch optimiert werden. Es ist nicht zu erwarten, dass es eine optimale Lösung für das gesamte Kennfeld gibt. Ohne den Kolben als Festkörper, welcher die Wärme auf der Oberfläche des Brennraums verteilt, ist keine physikalische korrekte Lösung möglich. Es ist auch möglich das Simulationsmodell um den Kolben zu erweitern. Dieser stellt dabei eine besondere Herausforderung dar, da sich dieser im Motorbetrieb bewegt, was in einer stationären Simulation nicht möglich ist. Für die Berücksichtigung der Bewegung des Kolbens müsste die Simulation als transiente Simulation aufgebaut werden, was eine extreme Erhöhung der Simulationszeit zur Folge hätte. Die Berechnungszeit würde etwa um den Faktor 20 bis 30 steigen, was bei einem einzelnen Betriebspunkt noch realisierbar wäre, aber für die Berechnung eines Kennfelds nicht zielführend wäre.

Das Motoröl wirkt als Wärmetransportmittel, das Fehlen in der Simulation bewirkt zu warme und zu kalte Regionen. Das Motoröl kühlt im realen Motor zusätzlich den Kolben durch die aktive Kolbenbodenkühlung, dieser Effekt ist im Simulationsmodell nicht berücksichtigt und führt zur Überschätzung der Wärmestromdichte. Weiter herrscht im Kurbelgehäuse durch die Bewegung von Kolben, Pleuel und Kurbelwelle ein ständiger Öltransport an allen benetzten Wänden. Diese Effekte sind in der stationären Simulation quasi nicht abbildbar und fehlen im Modell. Dies führt teilweise zu unrealistischen Temperaturverteilungen. Im Simulationsmodell wurde auf die untere Fläche des Kurbelgehäuses eine Temperaturreandbedingung gegeben, welche die Einflüsse des Motoröls in diesem Bereich vereinfacht abbilden soll. Dadurch ist es gelungen eine realistische Temperatur im unteren Kurbelgehäuse zu erhalten. Es wäre auch möglich, die Simulationen transient zu berechnen und das Motoröl mittels Mehrphasenströmung im Kurbelgehäuse zu simulieren. Dieses Vorgehen würde die Genauigkeit für diesen Teil des Modells steigern, hätte aber zur Folge, dass die Rechenzeiten der Modelle extrem steigen würden. Man spricht hier von einem Faktor von 30 bis 40 für die transiente Mehrphasenströmung.

Durch die Bewegung der Bauteile im Motor entsteht Reibung, welche als Wärmeenergie in die Struktur des Motors eingebracht wird. Diese durch Reibung entstehende Wärme ist im 3D - CFD Modell nicht berücksichtigt. Eine einfache Möglichkeit wäre, die Reibung mittels phänomenologischer Ansätze zu berechnen und auf die etwaigen Flächen zu geben. Weiter wäre es möglich

in einem transienten Modell die hydrodynamischen Schmierfilme und die resultierende Reibung zu berechnen, was sehr großen Aufwand bedeuten würde.

Die freie und erzwungene Konvektion auf der Oberfläche des Motors, welche am Prüfstand stattfindet, wird im Simulationsmodell nicht mit einbezogen. Die Außenflächen des Modells wurden als adiabat angenommen, sodass keine Wärmeübertragung an die Umgebung stattfindet. Dies führt zu einem Fehler in der Gesamtenergiebilanz im Systems, lokale Temperaturen sind nur im geringen Maß auf den Außenflächen betroffen. Im Modell gestaltet es sich schwierig die Konvektion zu integrieren, da Daten fehlen und weil Teile bzw. Flächen für die Wärmetragung schlicht nicht vorhanden sind. Die Umgebungstemperatur des Motors und die Strömungsbedingungen im Motorraum sind sehr stark von vielen Variablen wie Fahrtgeschwindigkeit, Außentemperatur, Thermostatstellung etc. abhängig. Die Definition der Konvektion am Motor ist als eine komplexe Problemstellung. Es zeigt sich in den Ergebnissen, dass der Einfluss der getroffenen Vereinfachung auf die Simulation gering ist, da die Fluidaustrittstemperaturen sehr gut abgebildet werden können.

Im Kühlwassermantel kommt es im Motorbetrieb bei hohen Lasten lokal zu Blasensieden. Dieser Effekt ist gewollt und führt lokal zu sehr hohen Wärmestromdichten, was einen deutlich positiven Effekt auf die Kühlleistung der Motorkühlung hat. Blasensieden zu berechnen würde die Komplexität der Simulation massiv steigern, da das Fluid mit einem Zweiphasenströmungsmodell berechnet werden müsste. Um die Simulationen einfach zu halten, wurde auf die simulative Abbildung dieses Effekts verzichtet.

Der Wärmeeintrag aus der Verbrennung wird mittels eines kalibrierten 1D - Verbrennungssimulationsmodells in Siemens SimCenter AMESim berechnet und auf die Flächen des Zylinders verteilt. Die getroffene Verteilung wurde aus geometrischen Gründen der Sensorplatzierung und der erwarteten Einteilung in besonders warme und kältere Bereich aus dem Vorgängerprojekt übernommen. Die Einteilung der Flächen ist nur eine gemittelte Lösung, da der Wärmeeintrag Kurbelwinkelabhängig über die Zeit ist. Einzige Möglichkeit den Wärmeeintrag realistisch zu berechnen, wäre eine transiente Simulation mit Ladungswechsel und Verbrennung in Verbindung mit einem bewegten Netz. Für solche komplexen Simulationen bräuchte man ein großes Rechencluster, um diese zeitnah zu bewältigen.

## 5 Entwicklung der 1D-Simulationsmethodik

Das Kapitel 5 ist der wichtigste Abschnitt der Arbeit für die Methodikentwicklung der 1D - Simulation. In diesem Kapitel werden die 1D - Diskretisierung, die verwendeten Submodell, Randbedingungen und Übergangsbedingungen erläutert. Das Modell wird erklärt, Zusammenhänge geschildert, die Vorgehensweise erläutert und die Berechnungsmodelle ausgewählt.

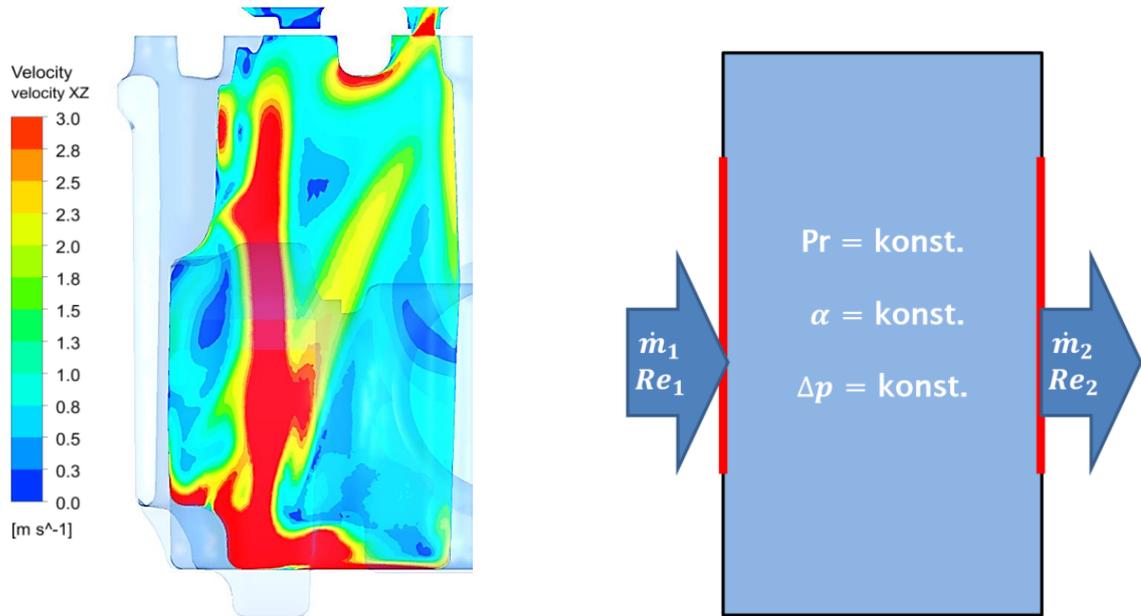
### Methodik

Die Methodik der 1D Simulation des Kühlwassermantels setzt sich zusammen aus gezielten Diskretisierung des Strömungsgebietes von Kurbelgehäuse und Zylinderkopf in einzelne Subvolumen, der Bestimmung der thermischen sowie hydraulischen Eigenschaften dieser Volumen und der Stoffeigenschaften in diesen Volumen. Der Definition der Übergangsbedingungen zwischen den diskretisierten Volumen und der Definition der Randbedingungen des gesamten Systems zur Umgebung. Randbedingungen können sein: Temperaturen, Wärmestromdichten, Drücke, Massenstrom, etc. Der spätere Anwendungszweck entscheidet über die Eigenschaften und Art der Abstraktion der Volumen und die Art der Randbedingungen. Auf die einzelnen Teilbereiche der 1D-Simulation wird nun im Detail eingegangen.

### 5.1 Diskretisierung des Strömungsgebiets in Volumen

Unter Diskretisierung des Strömungsgebietes versteht man die räumliche Einteilung des realen dreidimensionalen Objekts in Unterbereiche mit definierten Eigenschaften. Die 1D Simulation profitiert durch die grobe Diskretisierung und von einfachen Berechnungsmodellen mit sehr schnellen Rechenzeiten (bis zu real-time), durch hohe Flexibilitäten bei Optimierungen, bei transienten Vorgängen und durch kleine Ergebnisdateien. Die verhältnismäßig grobe Diskretisierung des Strömungsgebiets in der 1D-Simulation hat zur Folge, dass Bereiche unterschiedlicher Charakteristiken (Strömungsgeschwindigkeit, Temperatur, Turbulenzen, Strömungsrichtung, usw.), in Abbildung 5-1 für das Kurbelgehäuse dargestellt, in ein Subvolumen zusammengefasst werden. Je nach Anwendungszweck ist eine unterschiedlich feine Auflösung des Strömungsgebiets bei der Diskretisierung nötig. Für ganzheitliche Modelle die das Gesamtfahrzeug betrachten und keinen Fokus auf lokale Effekte im Kühlwassermantel legen, reicht ein einziges Volumenmodell für die Auflösung. Bei dieser Methodik wird ein

Kennfeld verwendet, welches vorher kalibriert wird. Es findet keine direkte Berechnung der Wärmeübertragung statt, die Kalibrierung wird vorher anhand von Messdaten oder 3D - CFD Simulationen durchgeführt.



**Abbildung 5-1: Strömung im Kurbelgehäuse eines Pkw-Motors für einen Bereich**

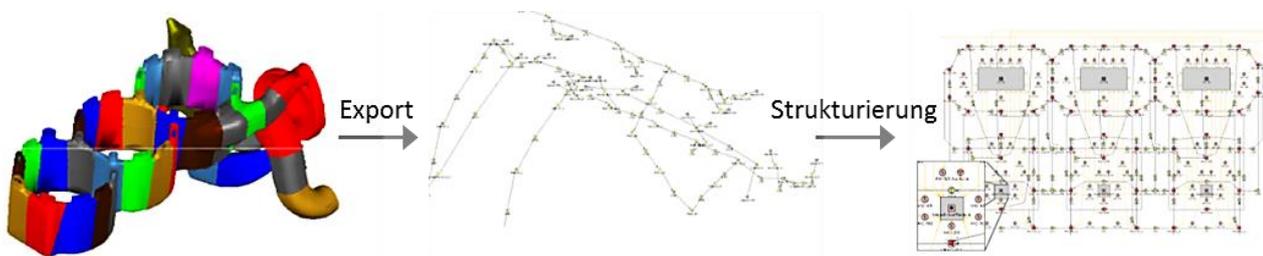
Bei einer solchen starken Vereinfachung wird die reale Geometrie des Wassermantels kaum berücksichtigt, lediglich Volumen und Wärmeübertragungsfläche finden sich im Modell wieder. Strömungseigenschaften spielen bei so einem Modell keine Rolle, es werden nur der Gesamtwärmestrom und die Differenztemperatur zwischen Eintritt und Austritt berechnet, womit der Aufwand der eigentlichen Kalibrierung sehr gering ist und lediglich Kühlmittelintritts-, Kühlmittelaustrittstemperaturen und Massenströme benötigt werden. Es stehen nur Ergebnisse im kalibrierten Kennfeld zur Verfügung, es sind keine konstruktiven Untersuchungen am Wassermantel möglich und für Änderungen ist eine Neu-Kalibrierung notwendig.

Die nächste logische Stufe der Diskretisierung ist die Einteilung in Zylinderkopf und Kurbelgehäuse, da diese jeweils über einen gesonderten Kühlmittelauslass verfügen. Nicht nur die getrennten Kühlmittelausgänge, auch die wesentlich höheren Wandtemperaturen und abweichenden Strömungseigenschaften im Zylinderkopf hinsichtlich zum Block, machen eine Unterteilung sinnvoll. Die Geometrie im Zylinderkopf ist durch die Unterbringung von Ein- und Auslassventilen, Injektoren, Kanälen und Zündkerzen feiner unterteilt und komplexer, was die anderen Strömungseigenschaften bedingt. Das Kurbelgehäuse weist größere Volumen auf, welche sich meist gleichmäßig an die Rundung des Zylinders anschmiegen. Folge der Unterteilung ist die Notwendigkeit weiterer Kalibrierungen bzw. weiterer Randbedingungen. Es ist

weitaus schwieriger dieses Modell anhand von Messdaten zu kalibrieren, da die im Zylinderkopf und im Kurbelgehäuse ins Kühlwasser eingebrachte Wärme sinnvoll aufgeteilt werden muss. Dafür sind umfangreiche Messungen oder weitreichende 3D - CFD Simulationen nötig. Solche Modelle eignen sich für die Untersuchung des gesamten Kühlkreislaufs im Fahrzeug, bei denen die Strömungseigenschaften im Motor keine Rolle spielen.

Führt man die feiner werdende Diskretisierung weiter, werden auch mehr Randbedingungen und Übergangsbedingungen benötigt. Die reine Anzahl an 1D - Strömungsobjekten wird größer, womit auch gleichzeitig der Diskretisierungsaufwand steigt. Die benötigten Informationen für die Abstimmung des 1D - Modells können dann nur noch mittels detaillierter 3D - CFD Simulationen ermittelt werden. Für instationäre Simulationen in der 1D - Umgebung werden auch die entsprechenden instationären Randbedingungen benötigt. Diese sind nur mit viel Aufwand aus Messungen, transienten 3D - CFD Simulationen oder 1D - Simulationen (Verbrennungsmodell) zu ermitteln.

In der herkömmlichen und meist angewandten Vorgehensweise erfolgt die geometrische Diskretisierung, abhängig vom Berechnungsprogramm sowie des zu diskretisierenden Gebiets, entweder halbautomatisch (Kurbelgehäuse) und muss zeitaufwendig nachgearbeitet werden oder wird von einem Ingenieur manuell (Zylinderkopf) durchgeführt. Dabei wird nur die reine Geometrie in gut zu handhabende Stücke unterteilt, physikalische Größen haben keinen Einfluss. Die so in das 1D Programm importierte Faden-Struktur muss dann, wie in Abbildung 5-2 zu sehen, geordnet sowie die Kontrollvolumen einzeln kalibriert und validiert werden. Diese Vorgehensweise ist äußerst zeitintensiv und setzt große Erfahrung voraus.



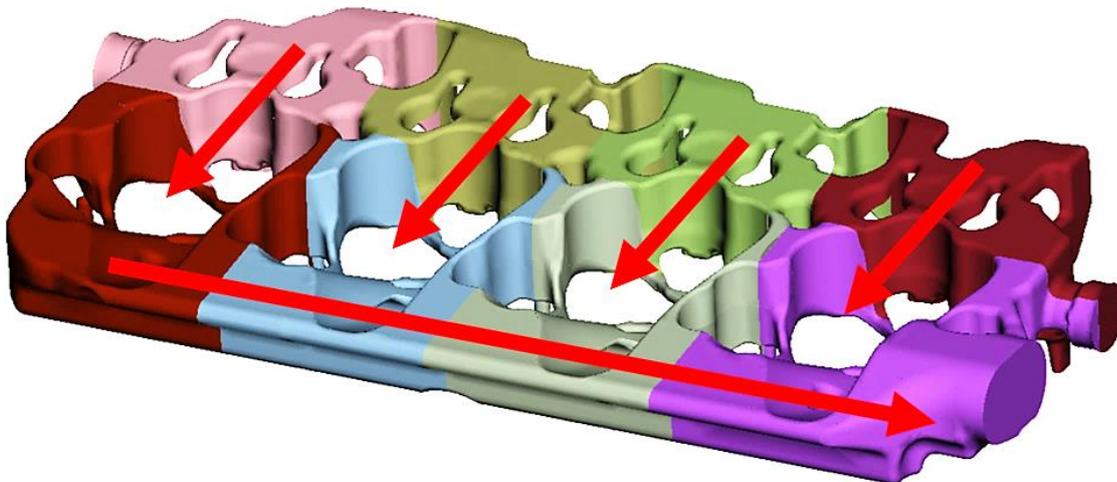
**Abbildung 5-2: geometrische 1D Diskretisierung eines Wassermantels**

Die Wassermantelgeometrie und deren Einteilung in Subvolumen wird im Rahmen dieser Arbeit überarbeitet und anhand von Analysen der Wärmestromdichte, Strömungsrichtung, Strömungsgeschwindigkeit und Wandtemperaturen weiterentwickelt. Es zeigt sich, dass je nach Betriebspunkt die Wärmeübergangskoeffizienten zwischen  $0,5 \geq \alpha \geq 15 \text{ kW/m}^2\text{K}$  liegen [9] können. Die Berechnung der Nusselt-Zahl erfolgt standardmäßig nach dem alten



der Auslassventile und -kanäle geschlungen. Resultat ist eine große Kontaktfläche bei gleichzeitig hohem treibenden Temperaturgradienten. Aufgrund der vorliegenden Bedingungen ist es physikalisch sinnvoll die Bereiche um die Auslasskanäle in jeweils ein Berechnungsvolumen pro Zylinder zusammenzufassen.

Auf der Einlasskanalseite sind wesentlich geringere Wandtemperaturen und folglich niedrigere resultierende Wärmestromdichten vorhanden. Die Struktur wird durch die angesaugte Frischluft in den Einlasskanälen gekühlt und die Einlassventile sind nicht den hohen thermischen Einflüssen der Abgase ausgesetzt. Resultat ist eine geringe bis negative Wärmestromdichte in diesen Bereichen. Auch die Einlassseite des Wassermantels im Zylinderkopf lässt sich physikalisch sinnvoll in einzelne Berechnungsvolumen je Zylinder zusammenfassen, womit der Wassermantel im Zylinderkopf pro Zylinder in zwei Volumen zusammengefasst ist. Diese Aufteilung erlaubt eine einfache Definition der Volumen und eine schnelle Bestimmung der hydraulischen Durchmesser für die Berechnung der Strömungswiderstände, da die Anzahl der Volumen gering ist. Die feinen Kanäle im Zylinderkopf wären für einzelne Modulation der jeweiligen Geometrien zu komplex und würden das 1D - Simulationsmodell extrem aufwendig machen.

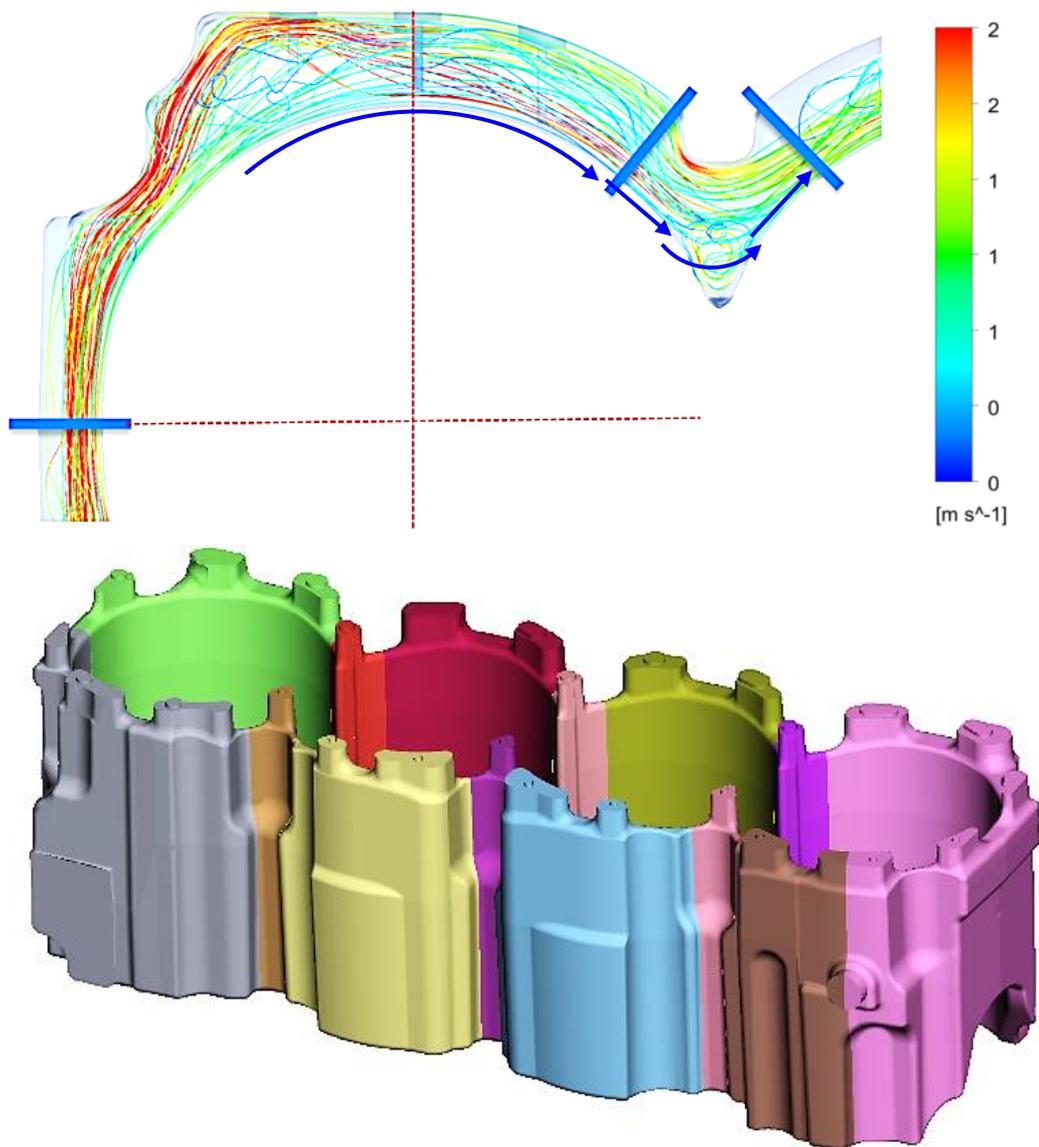


**Abbildung 5-4: Einteilung Zylinderkopf nach der physikalischen Analyse**

Die Strömungsrichtungen im Zylinderkopf, in Abbildung 5-3 unten zu sehen, sind über zwei geometrische Eigenschaften des Wassermantels erzwungen. Zum einen tritt nahezu der gesamte Volumenstrom auf der heißen Seite in den Zylinderkopf ein, da die Auslassseite extrem gedrosselt ist. Zum anderen befindet sich auf der Einlassseite ein großes Volumen, welches sich über die Länge des Zylinderkopfes erstreckt und alle Zylinder im Wassermantel verbindet. Das Kühlwasser tritt also auf der heißen Seite in den Wassermantel des Zylinderkopfes ein und durchströmt diesen quer. Dann sammelt sich das Kühlwasser im großen Volumen auf der Einlassseite und fließt gerichtet zum Wassermantelausgang.

Anhand der Strömungseigenschaften und der Verteilung der Wärmestromdichten auf der Oberfläche des Wassermantels wurde die Einteilung der Geometrie in 1D - Volumen gewählt, diese ist in Abbildung 5-4 dargestellt. Der Zylinderkopf ist in vier Volumen auf der heißen Auslassventilseite und vier Volumen auf der kühleren Einlassventilseite aufgeteilt, dadurch ergeben sich acht Volumen.

Im nächsten Schritt werden die Geometrie und die thermodynamischen sowie hydraulischen Eigenschaften des Wassermantels im Kurbelgehäuse, in Abbildung 5-5 dargestellt, analysiert.



**Abbildung 5-5: Strömung (oben) und Einteilung des Wassermantels (unten) im Kurbelgehäuse**

Im Kurbelgehäuse findet um jeden Zylinder eine klar gerichtete Umströmung entlang der Zylinderkontur statt, welche gleichmäßig der runden Form folgt. Von Zylinder zu Zylinder findet eine Strömungsumrichtung statt, wodurch sich die Strömungsrichtung über die Höhe des

Zylinders um  $90^\circ$  ändert. Dies tritt von Zylinder 1 zu Zylinder 2, von Zylinder 2 zu Zylinder 3 und von Zylinder 3 zu Zylinder 4 auf. Damit findet an sechs Stellen eine scharfe Umlenkung der Strömung statt.

Geometrisch sind die heiße und die kalte Seite des Wassermantels im Kurbelgehäuse relativ gleich. Das Strömungsverhalten im Kurbelgehäuse ist von der Drehzahl und der Thermostatstellung abhängig. Höhere Drehzahlen bedingen höhere Volumenströme und ein weit geöffnetes Thermostat führt zu einem großen Volumenstromanteil über die Kopfdichtung in den Zylinderkopf. Die Zylinderkopfdichtung nimmt die Aufgabe einer Drossel für die Aufteilung der Strömung auf die heiße und die kalte Seite ein. Auf der heißen Seite sind die Öffnungen in der Kopfdichtung zwischen Kurbelgehäuse und Zylinderkopf wesentlich größer als auf der kalten Seite, wo die Öffnungen stark die Strömung limitieren. Resultierend fließt bei geöffnetem Thermostat ein Großteil des Volumenstroms auf der Auslassseite nach oben in den Zylinderkopf. Dies führt zu einer leicht diagonalen Strömung entlang der Zylinder, was in Abbildung 4-24 unten zu sehen ist.

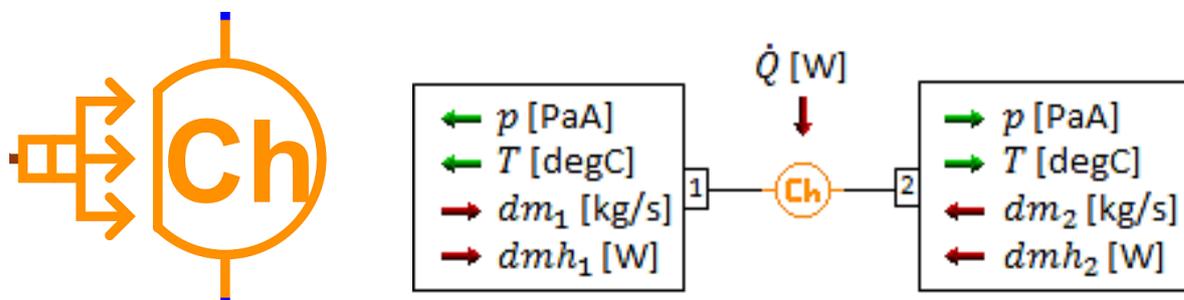
Im Wassermantel des Kurbelgehäuses gibt es zwei Bereiche die sich vom Rest unterscheiden. Das ist zum einen der Bereich um die Wasserpumpe, welcher durch die Einlassströmung geprägt ist und sich durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten und starke Turbulenzen auszeichnet. Zum anderen ist es die Region um den Auslass aus dem Kurbelgehäuse. Diese Bereiche werden im 1D - Simulationsmodell als gesondertes Volumen eingeteilt.

Aus der Analyse der Geometrie und der 3D - CFD Simulationsmodelle ergibt sich eine sinnvolle Einteilung des Wassermantels im Kurbelgehäuse in gleichmäßige zylinderabschnittförmige Bereiche und in verbindende Winkelstücke mit einer  $90^\circ$  Umlenkung der Strömungsrichtung.

## 5.2 Thermische und hydraulische Berechnungsmodelle

Für die 1D - Simulation wird die Multi-Physik Simulationssoftware LMS Simcenter AMESim verwendet. Diese bietet für die Aufgabenstellung der Wassermantelsimulation eine große Bibliothek an Berechnungsmodellen. Für thermische und hydraulische Simulationen gibt es folgende Bibliotheken: Hydraulik, Thermal, Thermal Hydraulik, Thermal Hydraulik Widerstände und Thermal Hydraulik Design. Je nach Anwendung werden spezielle Submodelle geboten, wobei für komplexere Problemstellungen oft Modelle aus mehreren Bibliotheken gleichzeitig verwendet werden. Die Bibliothek Thermal Hydraulik ist speziell für die Berechnung von Wärmeübertragung in Strömungen und bietet mehrere Modelle für die Berechnung der Wärmeübertragung in Kombination mit Strömungsberechnung.

Das oder die optimalen Submodelle ergeben sich letztendlich aus den Anforderungen an das Modell hinsichtlich Randbedingungen, Übergangsbedingungen, hydraulischer Berechnung, thermischer Berechnung, Art und Umfang der Ergebnisse, Berechnungsgeschwindigkeit und Geometrie. Im Folgenden werden einige Submodelle vorgestellt, welche sich ggf. für den Wassermantel eignen.

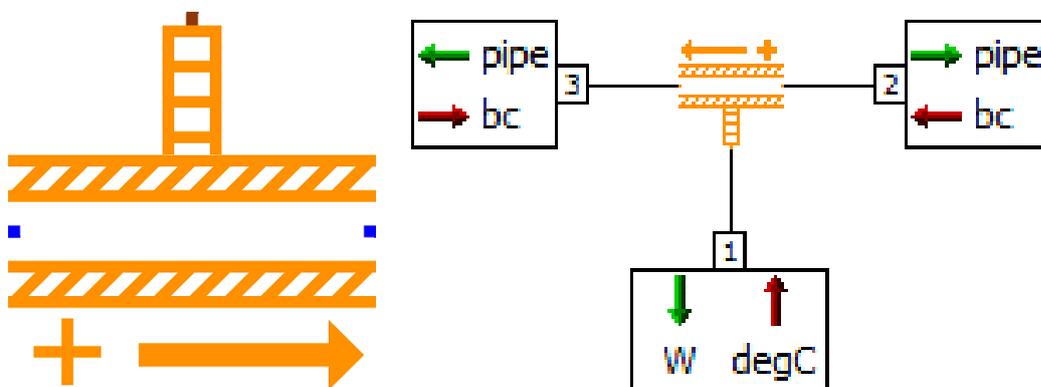


**Abbildung 5-6: Submodell TFC000 - thermisch hydraulisches Volumen**

Ein einfachstes Modell ist das TFC000 Modell, welches ein 0D - Volumen mit Druck- und Temperaturberechnung repräsentiert. Die physikalischen Größen, Temperatur und Druck, werden im Submodell berechnet und sind die Ergebnisse aus der Summe der ein- und austretenden Massen- sowie Enthalpieströme. Zusätzlich existiert ein Port für den Energietransport, welcher sich über die zugeführte bzw. abgeführte Energie definiert. Damit findet keine geometrisch abhängige Wärmeübertragungsberechnung statt, es wird nur die Summe der Energien gebildet, welche in das System zu- bzw. abgeführt werden. In diesem Submodell wird kein Druckverlust berechnet, da das Modell keinen eigenen Strömungswiderstand besitzt. Für die Berechnung des Strömungswiderstandes wären zusätzliche Submodelle im Simulationsmodell

notwendig. Dies könnte ein Drosselblenden-Submodell sein. Das erste vorgestellte Submodell eines thermischen Volumens ist ungeeignet für die vorgesehene Anwendung, da die Geometrie des Wassermantels in Berechnung des Druckverlusts und bei der Wärmeübertragung nicht berücksichtigt wird. Die Wärmeübertragung müsste extern berechnet werden und könnte dann an den Port des Submodells eingebracht werden. Wie beschrieben findet keine Reibungsberechnung für die Strömung des Fluids im Submodell statt, da es nur ein Volumen ohne geometrische Eigenschaften ist.

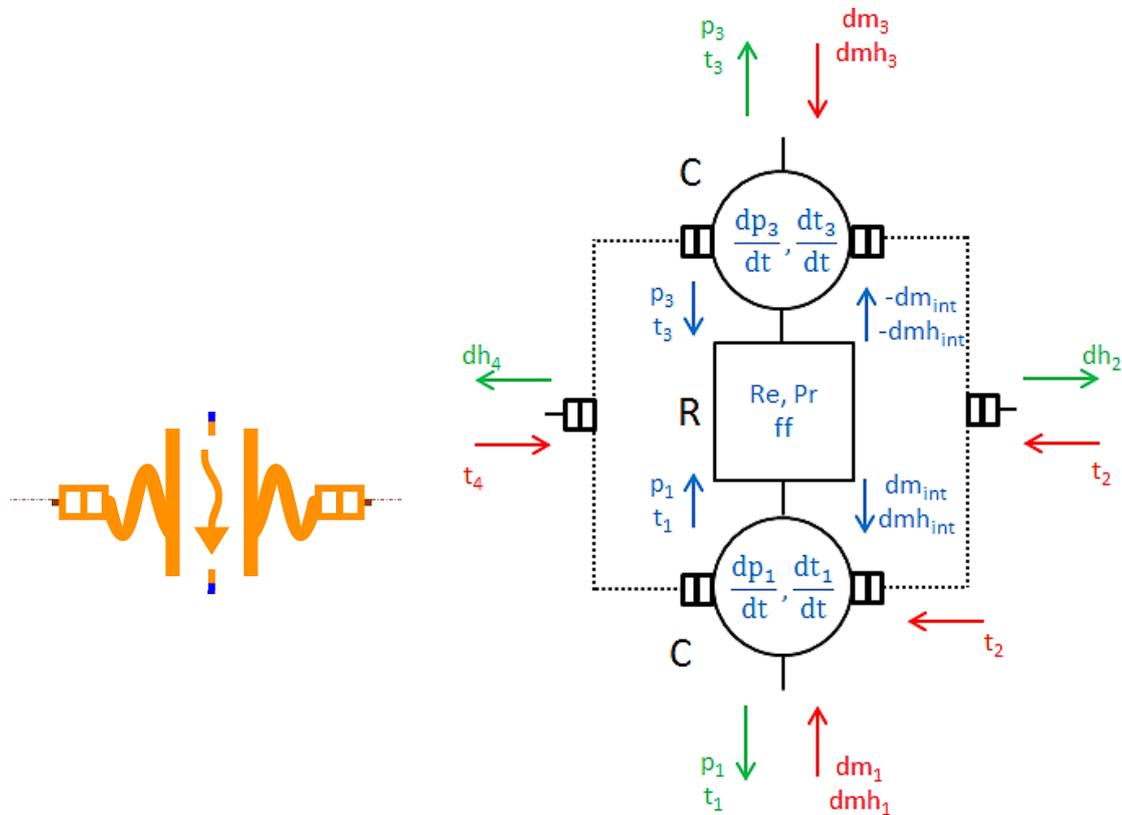
Folgend dargestellt ist das Submodell eines Rohres TF CFD PIPE TH mit Berechnung in 1D über die Länge des Rohres. Das Rohr kann elastisch sein, womit es eine Steifigkeit besitzt. Schematisch ist das Submodell als Kombination von Volumen und Widerstand zu sehen.



**Abbildung 5-7: Submodell TF CFD PIPE TH - thermisch - hydraulisches 1D – CFD Rohr**

Im Rohr werden Reibung und Wärmeübertragung, Temperatur und Druck berechnet. Die Berechnung der Reibung findet über die Reynolds-Zahl und die relative Rauigkeit statt, dabei wird ein rundes Rohr zu Grunde gelegt. Die Wandtemperatur des Rohres wird über einen externen Port bestimmt und die Wärmeübertragung wird mittels Konvektion berechnet. Die stattfindende Konvektion kann über das vordefinierte Berechnungsmodell im Submodell oder über eine User-Funktion berechnet werden. Bei den Gleichungen für die Berechnung der Konvektion handelt es sich um Funktionen der Nusselt-Zahl für laminare und turbulente Strömungen. Die benötigten Fluideigenschaften werden über die Prandtl-, Rayleigh- und Grashof-Zahl berechnet. Das Modell repräsentiert eine einfache Rohrgeometrie, welche ungeeignet für den Anwendungsfall ist. Der Wassermantel im Kurbelgehäuse gleicht eher der Struktur von parallel angeordneten Platten, weshalb das Zugrunde legen von Gleichungen für ein durchströmtes Rohr ungünstig sind. Der Zylinderkopf dagegen besitzt rohrähnliche feine Geometrien. Diese werden Aufgrund der Komplexität nicht vollständig aufgelöst. Aus diesen Gründen ist der Einsatz dieses Submodells nicht zielführend.

Das nächste Submodell TFC VINT aus der Siemens LMS AMESim Bibliothek repräsentiert die Strömung zwischen zwei Platten. Die gegenüberliegenden Platten haben per Definition die gleiche Geometrie, aber jeweils einen einzelnen Port für die Wärmeübertragung. Schematisch besteht das Submodell aus einem Volumen und einem Strömungswiderstand.



**Abbildung 5-8: Submodell TFC VINT - reibungsbehaftete Strömung mit Wärmeübertragung zwischen zwei Platten**

Für das Modell werden der hydraulische Durchmesser, die Durchflussfläche, die Länge des Elements, das Volumen, der Einströmwinkel, je Platte die Konvektionsfläche und je Platte die charakteristische Länge der Wärmeübertragungsfläche benötigt. Die Berechnungsgrundlagen machen dieses Modell besonders aussichtsreich für die Simulation des Wassermantels im Kurbelgehäuse. Für den Zylinderkopf soll es auch Anwendung finden, sodass die Definitionen der Volumen einheitlich sind. Hinsichtlich der verwendeten Wärmestrom-Randbedingungen auf die Motorstruktur, der geometrischen Modellstruktur im Kurbelgehäuse und Zylinderkopf und der Berechnungsmodelle für Strömungswiderstand, Wärmeübertragung und Stoffeigenschaften bietet das hier vorgestellte Zwei-Plattenmodell, von den vorhandenen Modellen in der Bibliothek, die besten Voraussetzungen für die Simulation des Wassermantels. Im Folgenden soll jeweils einzeln detailliert auf die hydraulische und thermische Berechnung in dem Submodell TFC VINT eingegangen werden.

## 5.2.1 Gleichungsmodell für die hydraulische Berechnung

Das aus der Bibliothek gewählte Submodell TFC VINT besitzt Algorithmen für die hydraulische sowie thermische Berechnung von Zustandsgrößen und der Fluideigenschaften. Zuerst wird auf die hydraulische Berechnung im Submodell eingegangen.

Das Zwei-Platten Submodell bietet vier frei wählbare Berechnungsansätze für die Ermittlung des Druckverlustes über das durchströmte Volumen. Die erste Methode wird „schweres Rohr“ genannt und kombiniert die anliegenden Drücke der Ports, berücksichtigt die Wirkung der Schwerkraft auf die Strömung und berechnet die Reibung anhand der Gleichungen für ein raues Rohr. Der Einfluss der Schwerkraft ist für die Aufgabe der Berechnung des Wassermantels durch die erzwungene Strömung nicht relevant. Die Analogie zum rauhen Rohr ist bei der Geometrie nicht gegeben. Aus diesen beiden Gründen ist von diesem Berechnungsmodell abzusehen.

Die Berechnung der zweiten Methode funktioniert über vom User definierte Gleichungen und wird „User“ genannt. Hier hat man die Möglichkeit eigene Funktionen für die Druckberechnung zu definieren. Als zweite Variante kann auch ein Pfad zu einer ASCII Datei vorgegeben werden, in welchem Werte für den Druckverlust hinterlegt sind. Diese Möglichkeit sollte genutzt werden, wenn die vordefinierten Berechnungsmodelle für den zu untersuchenden Anwendungsfall versagen.

Die Verwendung von Tabellenwerten für den Druckverlustkoeffizienten  $\zeta$ , welcher eine Funktion der Reynolds-Zahl ist, ist in Methode 3 vorgesehen, weshalb diese als „1D Tabelle“ bezeichnet wird.

Die vierte Methode verwendet die kritische Strömungszahl, welche abhängig von der Geometrie ist. Diese wird „Strömungszahl“ genannt. Für komplexe raue Strukturen liegt die Strömungszahl im Bereich von 100 bis 800, was in einem höheren Druckverlust resultiert und den Durchfluss begrenzt. Für sehr glatte und strömungsoptimierte Strukturen liegt die Strömungszahl zwischen 1000 und 5000; die Abhängigkeit ist in Abbildung 5-9 zu sehen [13]. Auf die genauen Gleichungen der Methode Strömungszahl wird in diesem Kapitel eingegangen und im Folgenden auf die thermische Berechnung.

In der Methode Strömungszahl wird mit dem Enthalpiestrom, dem Massenstrom und dem Druckgefälle der aktuelle Durchflusskoeffizient und die Strömungsgeschwindigkeit berechnet. Anschließend wird daraus der Reibkoeffizient berechnet:

$$ff = \frac{d_h}{length \cdot c_q^2} \quad (41)$$

In der Gleichung ist  $d_h$  der hydraulische Durchmesser,  $length$  die durchströmte Länge und  $c_q$  ist der Durchflusskoeffizient. Der hydraulische Durchmesser berechnet sich wie folgt:

$$d_h = 4 \cdot \frac{A}{U} \quad (42)$$

Wobei  $A$  die Durchflussfläche und  $U$  der Flächenumfang ist. Für die Massenstromberechnung wird der Druckgradient benötigt, welcher sich folglich berechnet:

$$\Delta p = p_a - p_b \quad (43)$$

Hier sind  $p_a$  und  $p_b$  die an den Ports anliegenden Drücke. Daraus ergibt sich der Massenstrom:

$$\dot{m} = \rho \cdot c_q \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (44)$$

$\rho$  ist die Dichte,  $c_q$  ist der Durchflusskoeffizient,  $A$  ist die Durchflussfläche,  $\Delta p$  ist die Druckdifferenz der Ports. Der Durchflusskoeffizient  $c_q$  sollte aus numerischen Gründen nicht als konstant angenommen werden. Folglich wird die aktuelle Durchflusszahl  $\lambda$  wie folgend definiert:

$$\lambda = \frac{d_h}{\nu} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (45)$$

Hier ist  $\nu$  ist die kinematische Viskosität. Mit der aktuellen Durchflusszahl  $\lambda$  wird der Durchflusskoeffizient  $c_q$  neu definiert und lautet wie folgt:

$$c_q = c_{q-max} \cdot \tanh\left(\frac{2 \cdot \lambda}{\lambda_{krit}}\right) \quad (46)$$

Es gilt für  $\lambda > \lambda_{krit}$  ist  $c_q$  konstant, bei  $\lambda < \lambda_{krit}$  nimmt  $c_q$  linear mit  $\Delta p$  ab. Ein guter Standardwert für  $\lambda_{krit}$  ist 1000, der Wert sollte abhängig der Geometrie definiert werden. In Abbildung 5-9 ist das Verhalten der Durchflusszahl  $\lambda$  über der kritischen Strömungszahl  $\lambda_{krit} = 800$  dargestellt.

Bleibt noch die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit über die Gleichung:

$$v = c_q \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot |\Delta p|}{\rho}} \quad (47)$$

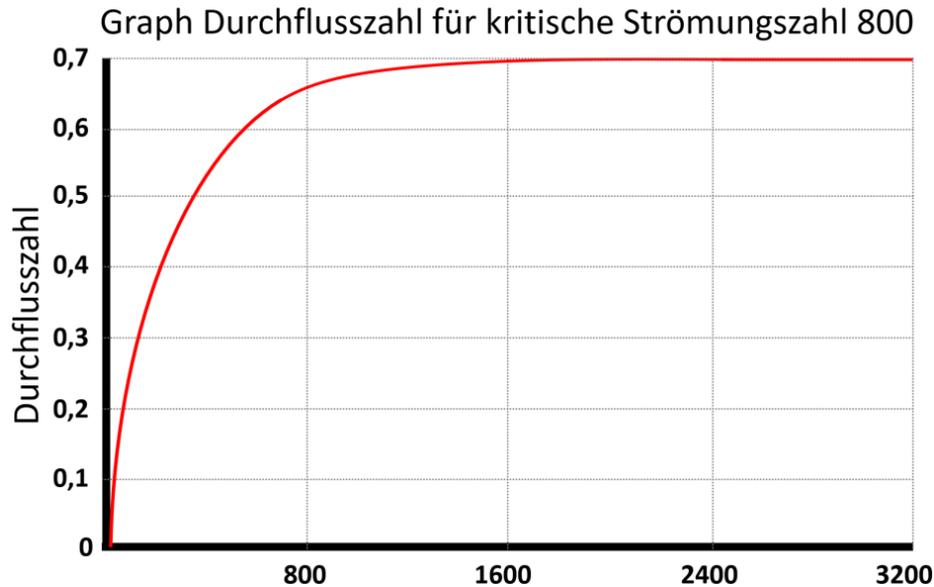


Abbildung 5-9: Durchflusszahl in Abhängigkeit der Strömungszahl für eine kritische Strömungszahl von 800

Anhand der vorhandenen Größen kann nun auch die Reynolds Zahl  $Re$  berechnet werden:

$$Re = c_q \cdot \lambda \quad (48)$$

Auch der Enthalpiestrom lässt sich nun über diese Gleichung berechnen:

$$\dot{h} = \dot{m} \cdot h \quad (49)$$

Mit den dargelegten Gleichungen und Abhängigkeiten lassen sich nun alle relevanten Variablen des Systems aus hydraulischer Sicht berechnen. Für die hydraulische Definition des Systems wird noch ein Submodell benötigt, um die Zwei-Platten Submodelle zu koppeln. Dafür wird das Submodell TFORF verwendet, welches in Abbildung 5-10 dargestellt ist.



Abbildung 5-10: Submodell TFORF - reibungsbehaftete Drosselblende

Das Submodell berechnet einen Druckverlust an einer Drosselblende, wofür der an den Ports anliegende Druck genutzt wird. Es liegen die identischen Gleichungsmodelle zu Grunde wie beim Zwei-Platten Submodell, so dass der Druckverlust mit dem Strömungskoeffizienten berechnet wird. Die Geometrie kann auf drei Arten definiert werden. Es stehen zur Verfügung: Kreis, Rechteck sowie generisch über die Querschnittsfläche und den hydraulischen Durchmesser.

## 5.2.2 Gleichungen Wärmeübertragungsmodelle

Im Folgenden ist die Wärmeübertragungsberechnung des Submodell TFC VINT erläutert. Dieses Submodell eignet sich mit seinen hinterlegten Bibliotheken gut für die Aufgabenstellung des Wassermantels, welche sich bei der Berechnung in der 1D - Simulation ergeben. So bietet das Modell die Möglichkeit der Berechnung der Wärmeübertragung mittels freier und/oder erzwungener Konvektion an zwei Platten mit gleicher Geometrie an. Jede Platte hat einen eigenen Port für die Wärmeübertragung. Es wird die „thermische“ Reynolds-Zahl berechnet, welche für die Wärmeübertragungsberechnung der beiden Flächen genutzt wird.

$$Re_i = \frac{\dot{m} \cdot cdim_i}{\mu \cdot area} \quad (50)$$

Es gilt je nach Fläche  $i = 2$  bzw.  $4$  für Port 2 bzw. Port 4. Weiter gilt:  $\dot{m}$  ist der Massenstrom,  $cdim_i$  ist die charakteristische Länge der Platte,  $\mu$  die Viskosität,  $area$  die Schnittfläche. Für die Berechnung des Massenstroms gelten folgende Bedingungen:

$$\dot{m} = \begin{cases} \dot{m}_1 & \text{if } \dot{m}_1 > 0 \text{ und } \dot{m}_3 < 0 \\ \dot{m}_1 & \text{if } \dot{m}_1 < 0 \text{ und } \dot{m}_3 > 0 \\ 0,5 \cdot (|\dot{m}_1| + |\dot{m}_3|) & \text{otherwise} \end{cases} \quad (51)$$

Mit der Nusselt-Korrelation von den Flächen  $i = 2; 4$  wird wie folgt die Nusselt-Zahl  $Nu$  berechnet:

$$Nu_i = \sqrt[3]{Nu_{i-free}^3 + Nu_{i-forced}^3} \quad (52)$$

Wobei sich die Nusselt-Zahl  $Nu$  aus zwei Teilen zusammen setzt. Zum einen der Teil der freien Konvektion  $Nu_{i-free}$  die und zum anderen aus der erzwungenen Konvektion  $Nu_{i-forced}$ :

$$Nu_{i-forced} = \begin{cases} Nu_{i-Lam} & \text{if } Re_i < Re_{Trans1} \\ Nu_{i-Turb} & \text{if } Re_i > Re_{Trans2} \end{cases} \quad (53)$$

$$h_{conv_i} = \begin{cases} h_{conv_i} & \text{if } h_{conv\_Typ\_i} = imposed \\ \frac{Nu_i \cdot \lambda}{cdim_i} & \text{otherwise} \end{cases} \quad (54)$$

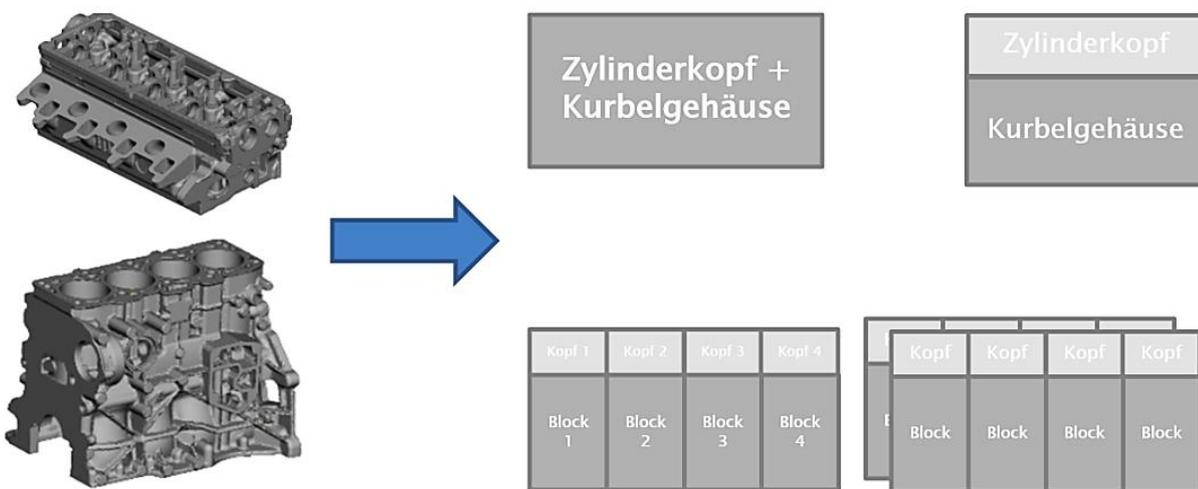
$$\dot{h}_i = h_{conv_i} \cdot ce_{area_i} (t_1 - t_i) \quad (55)$$

### 5.3 Einteilung der Motorstruktur in Punktmassen

Eine zusätzliche, bei den meisten bekannten Veröffentlichungen getroffene Vereinfachung bei der 1D - Simulation ist die Berechnung des Strömungsgebiets ohne Berücksichtigung thermischer Massen, welche die umgebende Motorstruktur beschreiben und der Annahme einer konstanten Wandtemperaturverteilung. Lokale Unterschiede entlang der Laufbuchse, Temperaturanstiege im Bereich der Auslassventile und der Glühkerze oder sogar zylinderindividuelle Temperaturniveaus werden hierbei nicht berücksichtigt. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ist dies legitim, da der Einfluss der Temperatur vernachlässigt werden kann. Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist jedoch stark vom treibenden Temperaturgefälle abhängig und wird daher meist nicht (korrekt) berechnet.

$$\dot{Q} = \alpha \cdot A \cdot (T - T_W) \tag{56}$$

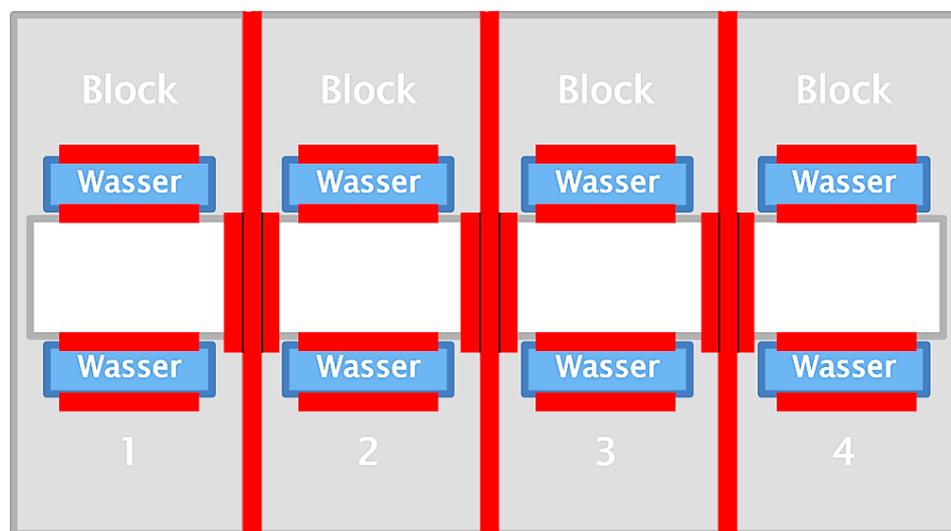
Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  berechnet sich mit Wärmeübergangsfläche  $A$ , Temperatur  $T$  des Fluids und Temperatur  $T_W$  der Wand. Für die prädiktive und präzise Simulation des Thermomanagements des Motors ist es, hinsichtlich der gewonnen Erkenntnisse, in der 1D - Simulation genauso notwendig, wie in der 3D - Simulation, die Struktur des Motors in einzelne Massen aufzuteilen und in der Simulation zu integrieren. So können die thermischen Randbedingungen realitätsnah auf die Struktur des Motors gegeben werden und es resultiert ein thermisches Gleichgewicht der Energiequellen des Systems. Die Energiequelle des Modells ist in diesem Fall die Verbrennungsabwärme ins System und die Energieabfuhr der Kühlung durch den Kühlkreislauf.



**Abbildung 5-11: Beispiele für die Aufteilung der Motorstruktur in 1, 2, 8 oder 16 Massen**

Eine sehr einfachen Strategie der Einteilung der Struktur des Motors ist ihn in eine einzelne Masse zu diskretisieren, wie in Abbildung 5-11 oben mittig dargestellt. Diese Aufteilung in eine

Masse ist durch den Materialmix von Gusseisen-Kurbelgehäuse und Aluminium-Zylinderkopf physikalisch nicht sinnvoll. Realitätsnäher wäre da die Variante mit zwei Massen, je eine Masse für Zylinderkopf und Motorblock. Aber auch dieses Modell wäre sehr stark abstrahiert und vereinfacht, so dass die Ergebnisse wenig aussagekräftig wären. Die nächste Abstufung wäre eine Aufteilung in acht Massen für den Motor. Dabei würden Zylinderkopf und Kurbelgehäuse in je vier Massen, also je zwei Massen pro Zylinder unterteilt. Diese Aufteilung ermöglicht eine physikalisch einfache Definition der Randbedingungen hinsichtlich der Wärmeeinleitung in den jeweiligen Zylinder. Das System ist bei dieser Variante schon soweit unterteilt, dass sich das Kühlwasser über die Länge des Motors je Volumen kontinuierlich erwärmen kann.



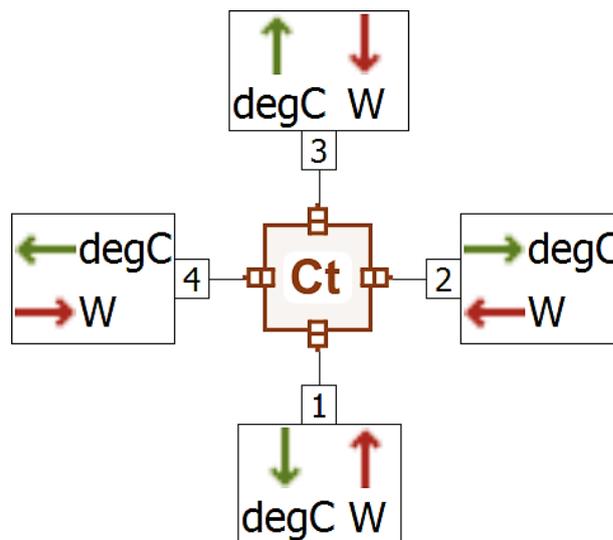
**Abbildung 5-12: Aufteilung der Massen des Kurbelgehäuses in acht einzelne Punktmassen**

Zielorientiert ist die Aufteilung dann, wenn die lokalen physikalischen Effekte gut abgebildet werden können. Der Zylinderkopf beispielsweise läuft auf der Einlassseite vergleichsweise kühl und auf der Auslassseite relativ warm. Hinsichtlich der Modellierung der Massen ist es sinnvoll den Zylinderkopf in eine heiße und eine kalte Seite je Zylinder aufzuteilen. Damit ergibt sich eine sinnvolle Diskretisierung des Zylinderkopfes in acht Massen. Beim Motorblock soll ähnlich vorgegangen werden. Der Motorblock ist im Bereich der Zylinderbuchse sehr warm und auf der außen vom Wassermantel liegenden Seite recht kühl. Zwischen heißer und kalter Seite des Kurbelgehäuses, äquivalent zum Zylinderkopf, gibt es kaum Unterschiede, da die Verbrennung gleichmäßig allseitig die Wärme in die Buchse einleitet. So sollte das Kurbelgehäuse, wie in Abbildung 5-12 zu sehen ist, je Zylinder in innenliegende Bereiche der Zylinderbuchse und außenliegende kühle Bereiche aufgeteilt werden. Das Kurbelgehäuse ist damit auch in acht Massen aufgeteilt, zwei je Zylinder. Eine Masse innen mit Wärmeeintrag aus Verbrennung und eine Masse außen mit Verbindung zur innen liegenden Masse und zum Wasser.

In Abbildung 5-12 sind auch die Verbindungsstellen für die Wärmeübertragung eingezeichnet. So sind die Verbindungen zwischen den Buchsenbereichen und Blockbereichen, sowie die zum Wassermantel mit roten Balken gekennzeichnet. Die Verbindungen müssen geometrisch vom CAD - Modell abgeleitet und in die 1D - Simulationsumgebung überführt werden.

### 5.3.1 Kopplung der Submodelle

Nach der Einteilung der thermischen Massen müssen diese modelliert, sowie untereinander und mit dem Wassermantel gekoppelt werden. Für das Submodell der thermischen Massen müssen der Werkstoff, die Masse und die Starttemperatur definiert werden. Es kann zusätzlich eine initiale Energie definiert werden. Das Submodell, in Abbildung 5-13 zu sehen, besitzt vier Ports an denen jeweils die gleiche Temperatur ausgegeben wird. Die Temperatur ist das Resultat der Energiebilanz der thermischen Masse und den verbundenen Ports. Energie kann nur über die vier Ports transportiert werden. Das Modell erhält über die angeschlossenen Submodelle Energie in der Leistungsangabe Watt und gibt seine Temperatur zurück.



**Abbildung 5-13: Submodell der Punktemasse THC000 und Übergabevariablen**

Die Kopplung der Massen ergibt sich physikalisch aus den Trennflächen bzw. den Flächen in denen sich die Körper berühren, es liegt Wärmeleitung vor. So wird für die Definition der Wärmeübertragung zwischen den Massen die Fläche, das Material und die Entfernung der Schwerpunkte der beiden Massen zueinander benötigt. Das Submodell für die Kopplung der thermischen Massen ist in Abbildung 5-14 dargestellt. Je nach Aufgabe kann in dem Submodell THCD00 für die Kopplung eine andere Berechnungsmethode der Wärmeübertragung bzw. der zugrundeliegenden Geometrie definiert werden. Die sechs Berechnungsvarianten teilen sich auf in: Wärmeleitung mit bekannter Wärmeleitfähigkeit ohne Geometrieberücksichtigung,

lineare Wärmeleitung über eine definierte Fläche mit definierter Entfernung und Materialeigenschaften, radiale Wärmeleitung durch die Wand eines Zylinders, Wärmeleitung für eine komplexe Geometrie anhand eines Formfaktors, Wärmeleitung über die Grenze unterschiedlicher Materialien anhand der Wärmeübertragungsfläche und der Materialeigenschaften, sowie Entfernung als auch Wärmeleitung zwischen zwei Zylindern unterschiedlichen Materials. Die Kopplung der thermischen Massen mit dem Wassermantel erfordert keine weiteren Submodelle, da die Wärmeübertragungsberechnung im TFC VINT Submodell geschieht.

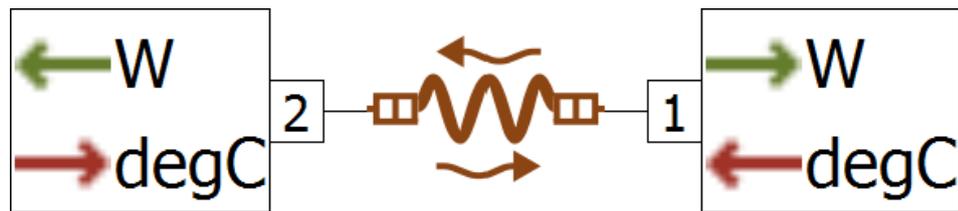


Abbildung 5-14: Submodell des Kopplungselement THCD00 und Übergabevariablen

## 5.4 Randbedingungen

Die im 1D - Modell genutzten Randbedingungen sind stark an der 3D - CFD Simulation angelehnt. Dies ist sinnvoll, da die durchgeführten 3D - CFD Simulationen sehr gute Ergebnisse geliefert haben. So ist anzunehmen, dass die gleichen bzw. ähnlich gewählten Randbedingungen ähnlich gute Ergebnisse liefern. Natürlich sind die Ergebnisse stark von der Wassermantel- und Strukturdiskretisierung abhängig. Der zugeführte Wärmestrom wird wieder vom 1D - Verbrennungsmodell berechnet und auf die Zylinderbuchsen-Masse gegeben. Das Verbrennungsmodell ist mit dem Modell aus thermischen Massen gekoppelt, so dass sich diese gegenseitig beeinflussen. Für den Einlass- und Auslasskanal wird die Wärmestromdichte über Daten vom Prüfstand berechnet und auf die kalte und die heiße Zylinderkopfmass aufgeteilt. Der Kühlwasservolumenstrom und die Kühlwassereintrittstemperatur sind aus Messung übernommen. Für den Zylinderkopf und das Kurbelgehäuse wurde eine adiabate Randbedingungen zur Umgebung festgelegt.

### 5.4.1 Chemische Energiequelle - 1D - Verbrennungsmodell

Das verwendete 1D - Verbrennungsmodell ist ein phänomenologischer Ansatz von Barba. Dieses Modell ist speziell für die Anwendung bei Common-Rail Dieselmotoren geeignet [67,

68]. Es ist in der Lage neben der Haupteinspritzung auch mehrere Vor- und Nacheinspritzungen zu berücksichtigen. Anhand der Einspritzcharakteristik des Dieselmotors, welche sich aus dem Einspritzverlauf, den charakteristischen Parametern der Einspritzdüse und den Zustandswerten bei "Einlass schließt" und "Auslass öffnet" zusammensetzt, kann das Verbrennungsverhalten in der Hochdruckphase abgebildet werden. Die Einspritzverläufe  $\dot{M}_{B,i}$  wurden mit charakteristischen Daten, wie dem Beginn  $SOI_i$  und der Dauer  $\Delta t_{Inj,i}$  der Einspritzungen, sowie dem Raildruck  $p_{Rail,i}$ , nachgebildet. Der Modellansatz besteht aus physikalischen und chemischen Teilmodellen, welche die dieselmotorischen Verbrennungsabschnitte abbilden. Hierzu zählen die Einspritzung, die Zerstäubung, die Strahlentwicklung und Gemischbildung, sowie die Zündung und die Verbrennung [69]. Über die Unterteilung in Premixed- bzw. vorgemischte Verbrennung und in eine Diffusionsverbrennung werden unterschiedliche geschwindigkeitsbestimmende Mechanismen der Energieumsetzung berücksichtigt [68]. Vervollständigt werden die Ansätze durch ein Kraftstoffverdampfungs- und Zündverzugsmodell zur Beschreibung des Brennbeginns. Die Wärmeübertragung auf die brennraumbegrenzenden Wände sind temperaturabhängig. Die Temperatur der Brennraumwände von Buchse und Zylinderkopf sind die Ergebnisse der CO-Simulation des Verbrennungsmodells und des thermischen Netzwerks, sodass sich die Modelle gegenseitig beeinflussen.

## 5.4.2 Ladungswechselkanäle im Zylinderkopf

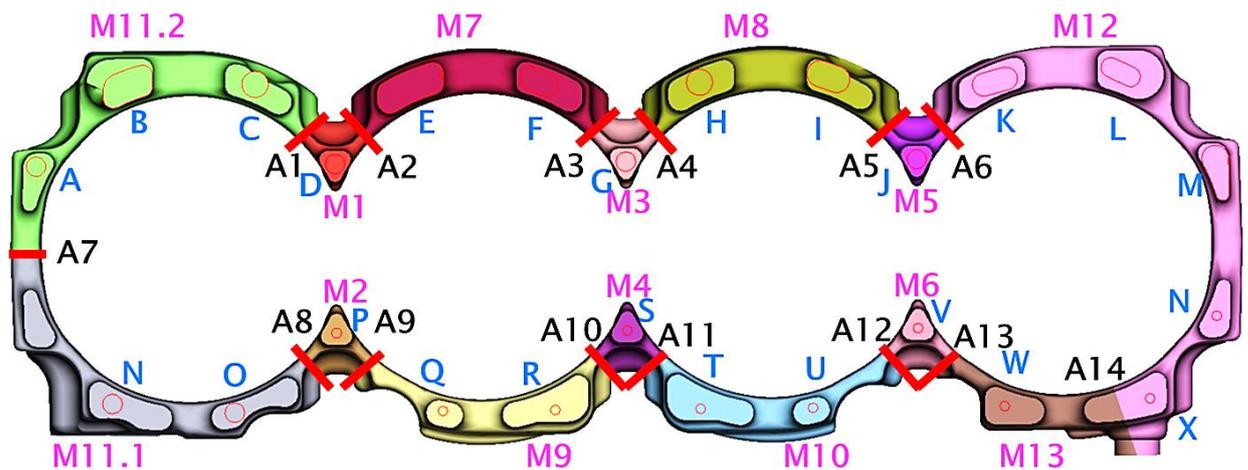
Die Wärmeströme in den Ein- und Auslasskanälen des Zylinderkopfes wurden wie für die 3D - CFD Simulation, in Kapitel 4.1.5 beschrieben, modelliert. Der Unterschied zur 3D - Simulation ist, dass die Wärmeströme nicht auf die Flächen der Kanäle gegeben wurden, sondern auf die jeweilige heiße und kalte Punktmasse des Zylinderkopfes am jeweiligen Zylinder.

## 6 Anwendung der Methodik: Das 1D-Modell

In diesem Kapitel werden die erarbeiteten Erkenntnisse aus den Messungen und den 3D - CFD Simulationen auf den Motor angewendet und in ein 1D transformiert. Erst werden die Kühlwasservolumen diskretisiert, anschließend die Massepunkt aus Zylinderkopf und Kurbelgehäuse. Es werden die Rand- und Übergangsbedingungen definiert. Aus den gewählten Submodellen wird dann ein thermisches Netzwerk modelliert, diskretisiert und simuliert. Die Ergebnisse werden präsentiert, analysiert und das Modell anschließend bewertet.

### 6.1 Modellaufbau des Dieselmotors

Zuerst soll die Einteilung des Wassermantels vorgenommen werden. Wie im vorherigen Kapitel schon vorgestellt, wird der Wassermantel in die in Abbildung 6-1 zu sehenden Volumen unterteilt, welche mit M1 bis M13 nummeriert sind. Im Bild sind auch sämtliche Schnittstellen zwischen den Volumen im Kurbelgehäuse von A1 bis A14 und die Schnittstellen zum Zylinderkopf von A bis X zu sehen.



**Abbildung 6-1: Volumen und Verbindungsöffnungen für den Wassermantel im Kurbelgehäuse**

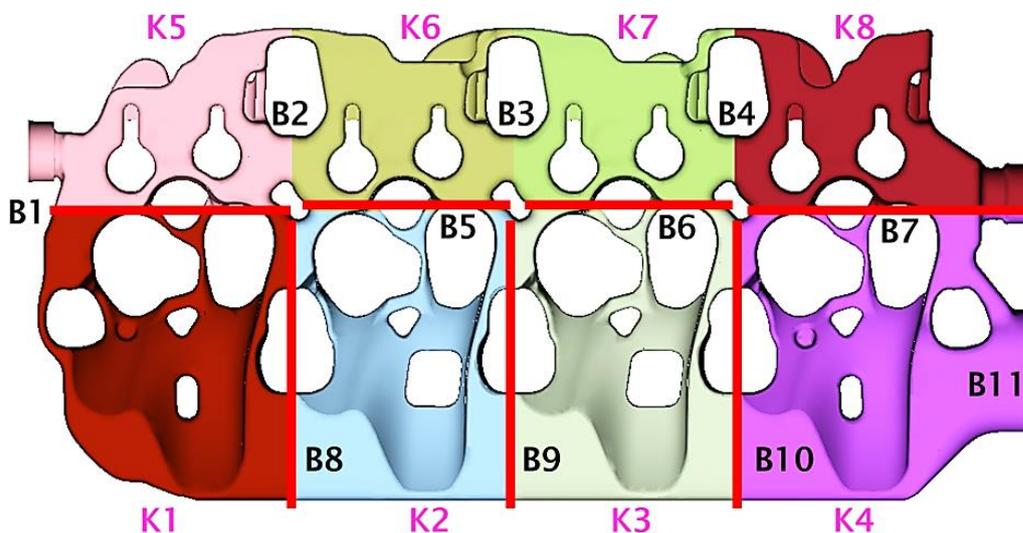
Aus der Geometrie werden die für die Submodelle benötigten hydraulischen Durchmesser, Längen, Wärmeübertragungsflächen und Verbindungsflächen abgeleitet. Insgesamt entstehen aus dem Wassermantel 14 Volumen, 14 Übergänge zwischen Volumen den Volumen, je Volumen eine innere und eine äußere Fläche für Wärmeübertragung. Die innere Fläche ist die

Kontaktfläche zur Zylinderbuchse und die äußere Fläche die zur außenliegenden Zylinderwand. In folgender Tabelle sind die Werte für den Wassermantel im Kurbelgehäuse dargestellt.

**Tabelle 6-1: Daten der Volumen und Strömungsöffnungen am Kurbelgehäuse**

Teile	V [dm <sup>3</sup> ]	A [mm]	A innen [mm <sup>2</sup> ]	A außen [mm <sup>2</sup> ]	Verbindung ZKG-ZK	A [mm <sup>2</sup> ]	∅ [mm]	U [mm]	hydr. ∅	Trennflächen	A [mm <sup>2</sup> ]
M1	0,02	23	4520	1581	A	27	6			A1	729
M2	0,02	23	4520	1581	B	140		45	2	A2	729
M3	0,02	23	4520	1581	C	49	8			A3	729
M6	0,02	23	4520	1581	F	72		31	9	A6	730
M7	0,11	82	9334	11587	G	27	6			A7	541
M9	0,98	82	9334	11587	I	91		35	10	A9	730
M10	0,10	82	9334	11587	J	27	6			A10	730
M11.1	0,14	130	13149	17267	K	86		35	10	A11	730
M12	0,19	180	18698	24138	M	98		41	10	A13	733

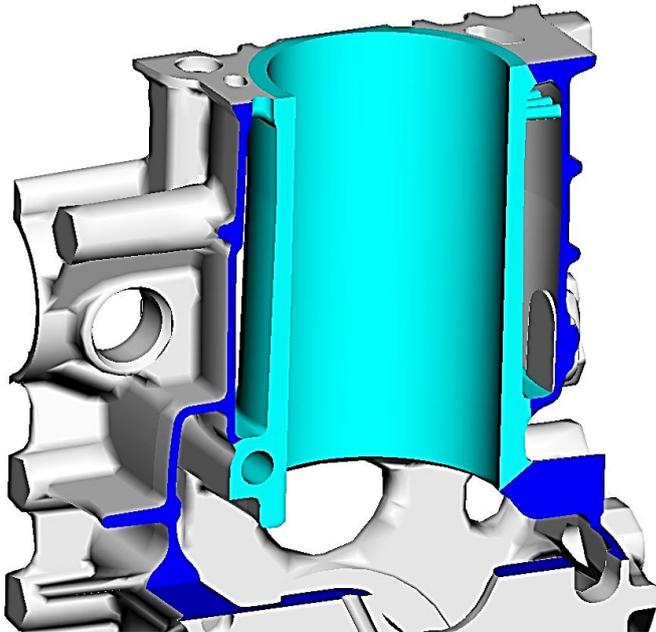
Weitere Verbindungen sind die 26 Schnittstellen zwischen dem Wassermantel im Kurbelgehäuse und im Zylinderkopf, welche teilweise runde und teilweise Freiformflächen sind. Bei den nicht runden Flächen wird der hydraulische Durchmesser benötigt. Zwei weitere Flächen sind der Eingang und Ausgang aus dem Kurbelgehäuse.



**Abbildung 6-2: Volumen und Verbindungsöffnungen für den Wassermantel im Zylinderkopf**

Der zweite Teil des Wassermantels befindet sich im Zylinderkopf, welcher aufgrund der Strömungseigenschaften und Temperaturbereiche in acht Volumen mit sieben Schnittstellen unterteilt wird. Der Zylinderkopf besitzt einen Ausgang. Die Einteilung und Benennung der Volumen und Schnittstellen sind in Abbildung 6-2 zu sehen. Die kalte Seite des Zylinderkopfes ist mit den Teilen K1 bis K4 benannt und die heiße Seite mit K5 bis K8.

Der gesamte Fluidbereich ist damit in 22 Volumen aufgeteilt und für die 1D - Simulation diskretisiert. Dabei wurde besondere Aufmerksamkeit daraufgelegt, den Wassermantel über die Länge des Motors in besonders heiße und kalte Bereiche hinsichtlich der Wandtemperaturen aufzuteilen, sodass die lokalen physikalischen Eigenschaften möglichst genau abgebildet werden können.



**Abbildung 6-3: Volumen der Zylinderbuchse**

Im nächsten Schritt wird das Kurbelgehäuse in zwei Massen je Zylinder eingeteilt. Dabei wird ein heißer Bereich der Region um die Zylinderbuchse definiert und ein restliches Volumen je Zylinder. In Abbildung 6-3 sieht man den Ausschnitt für einen Zylinder mit einem weiteren Ausschnitt im Bereich der Buchse. Der definierte Bereich der Zylinderbuchse ist farblich in türkis hervorgehoben. Die Schnittfläche des restlichen Volumens vom Zylinder ist in blau und die Oberfläche in grau gehalten. Mit dieser Aufteilung können die lokal vor-

liegenden thermischen Bedingungen gut abgebildet werden, ohne charakteristisch unterschiedliche Bereiche zu stark zusammen zu fassen.

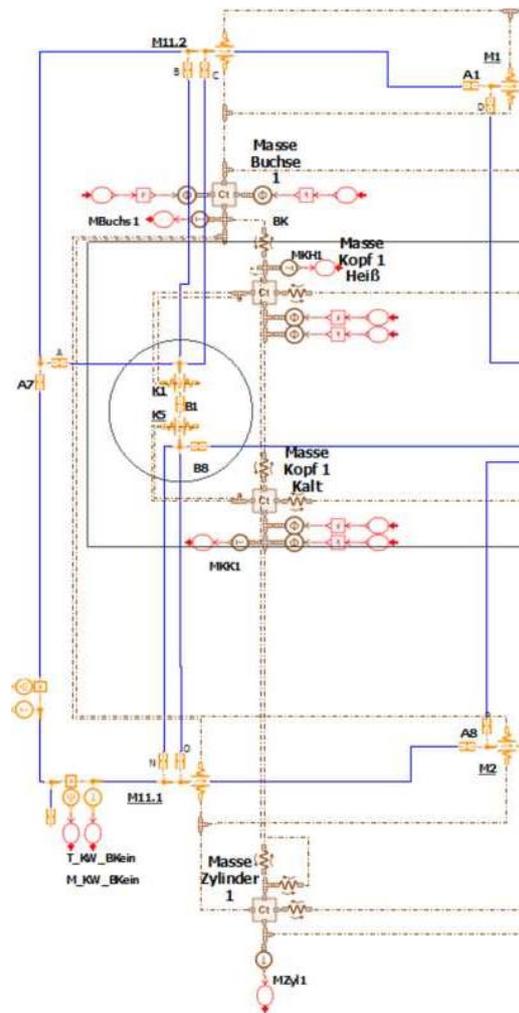
Die thermischen Randbedingungen aus dem 1D - Verbrennungsmodell werden auf die Oberfläche der Masse der Zylinderbuchse gegeben. Das sind der Wärmestrom vom Zylinderliner und vom Kolben. Der äußere kältere Bereich der übrigen Zylindergeometrie besitzt keine Wärmerandbedingung, er ist nur mit dem inneren Bereich der Buchse und dem Wassermantel gekoppelt. In diesem Modellaufbau wird die Konvektion der Motoroberfläche mit Umgebung nicht berücksichtigt, wie auch schon im 3D - CFD Modell. Die Zylinderbuchsen sind untereinander mit der äußeren Zylindergeometrie und mit dem Zylinderkopf verbunden.

Der Zylinderkopf ist, angelehnt an die Aufteilung des Wassermantels, in acht Massen unterteilt. Die Bereiche sind identisch zu den Schnittflächen des Wassermantels zerteilt, sodass die Rand- und Übergangsbedingungen physikalisch sinnvoll definiert werden können. Der Zylinderkopf ist mit Wärmeströmen aus der Verbrennung beaufschlagt, welche sich aus den Bereichen

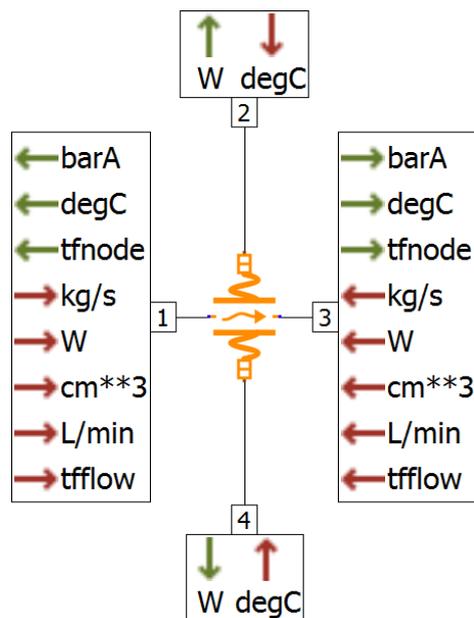
Brennraumdach, Einlass- und Auslasskanal zusammensetzen. Der Wärmestrom des Einlasskanals ist auf die Masse der kalten Seite und der des Auslasskanals auf die Masse der heißen Seite gegeben. So werden die lokal stattfindenden Wärmeübertragungsmechanismen im Motor realistisch abgebildet. Lokale Temperaturbereiche können sich ausbilden und die Wandtemperaturen für die Wärmeübertragungsberechnung im Wassermantel steht realistisch zur Verfügung.

Mit den getroffenen Diskretisierungen erhält man zwei komplexe Netzwerke, ein thermisches Netzwerk aus Massen und ein hydraulisches Netzwerk, welche anschließend über Übergangsbedingungen miteinander verknüpft werden müssen. Die Submodelle des hydraulischen Netzwerks werden mit den thermischen Schnittstellen der Massen verbunden. Abbildung 6-4 zeigt einen Ausschnitt des 1D - Modells. Es ist beispielhaft der Zylinder 1 mit den Strömungs-Submodellen, Massepunkte-Submodellen, Verbindungs-Submodellen und Sendern, sowie Empfängern für Variablen wie Wärmestrom und Temperatur dargestellt. Die bereits beschriebenen Volumen, Massen und Verbindungsstellen aus Abbildung 6-1 und Abbildung 6-2 sind im Modell beschriftet.

In der Darstellung sind alle Submodelle bereits miteinander verbunden. Die TFC VINT Strömungs-Submodelle sind so ausgerichtet, dass die innere Fläche mit der Buchse und die äußere Fläche mit dem restlichen Zylinder verbunden sind. Die Submodelle, die den Zylinderkopf repräsentieren, sind im Inneren des schwarzen Kastens angeordnet, die hydraulischen Teile des Zylinderkopfs im Kreis. Die Teile des Kurbelgehäuses ordnen sich um den schwarzen Kasten herum an. Im Zylinderkopf ist der Wassermantel der heißen Seite an die heiße Zylinderkopfmasse und die der kalten Seite an die kalte Zylinderkopfmasse gekoppelt.



**Abbildung 6-4: 1D - Modell eines Zylinders des Verbrennungsmotors**



**Abbildung 6-5: TFC VINT  
Submodell Übergabevariablen**

Bei der Berechnung erhält das hydraulische Submodell TFC VINT vom Massensubmodell die Wandtemperatur für die Wärmeübertragungsberechnung im Wassermantel. Die Punktmasse erhält den resultierenden Wärmestrom zurück. Es entsteht ein Gleichgewicht aus Wärmeeintrag in die Struktur und Wärmeabfuhr ins Kühlwasser. Die Wandtemperatur, der Wärmestrom und die Kühlwassertemperaturen sind das Resultat aus diesem Gleichgewicht des Systems. Für jeden Betriebspunkt werden die festgelegten Randbedingungen auf das System angewendet und nach der Berechnung liegen die Ergebnisse in jedem Submodell des Systems vor. Für die aktuell gewählten Simulationsvarianten wird das System bei 85 °C Temperatur gestartet und

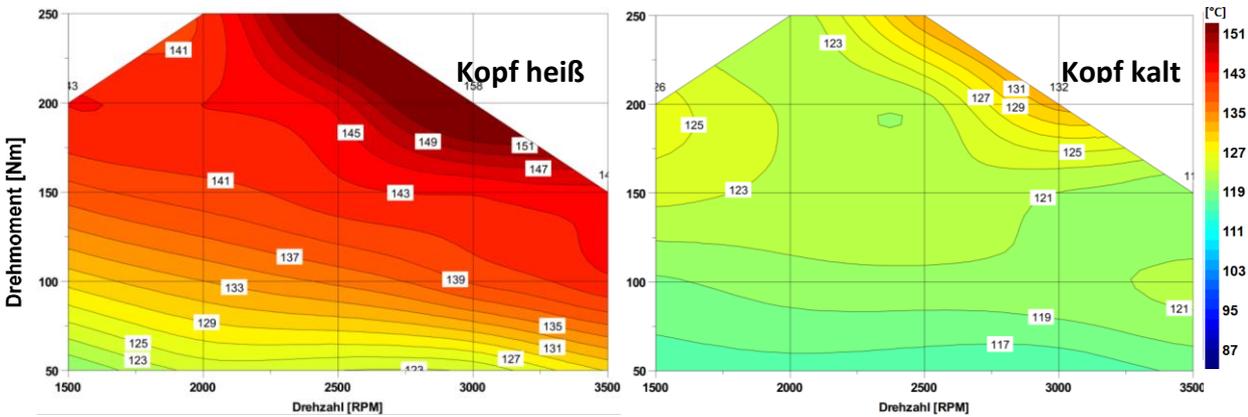
600 Sekunden lang für ein thermisches Gleichgewicht berechnet.

Die Zeit für die Berechnung liegt je Variante auch etwa bei 600 Sekunden, womit das Modell in dieser Konfiguration echtzeitfähig ist. Bei der in diesem 1D - Modell gewählten Diskretisierung kann für das Kurbelgehäuse, den Zylinderkopf und den Wassermantel jedes Submodell ausgewertet werden, sodass für jedes dieser Bauteile Ergebnisse zur Verfügung stehen.

## 6.2 Ergebnisse der 1D - Simulation

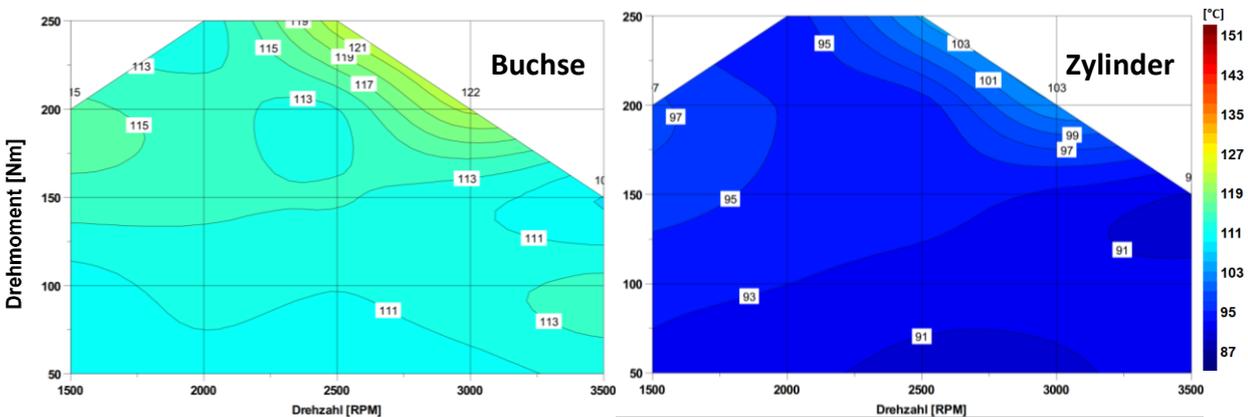
Die Abbildung 6-6 und Abbildung 6-7 zeigen die Durchschnittsbauteiltemperaturen der heißen und der kalten Seite des Zylinderkopfs, der Buchsen und der vier Zylinderteile, die vier Massen sind jeweils zusammengefasst. Die Kennfelder zeigen das thermische Verhalten des Motormodells für die Massen vom Zylinderkopf und vom Kurbelgehäuse. Die Temperaturen sind der Ausgang für die Wärmeübertragungsberechnung. Der Temperaturunterschied zwischen der heißen und kalten Zylinderkopfseite liegt für niedrige Lasten zwischen 6 und 11 K und für hohe Lasten zwischen 22 und 26 K. Die beiden Teile des Zylinderkopfes zeigen damit deutliche Unterschiede in den Temperaturen. Dieses Verhalten ist das Resultat der unterschiedlichen Wärmeeinträge aus Verbrennung für die Ladungswechselkanäle. Auch bei den 3D - Simulation zeigt sich ein deutlicher Temperaturunterschied zwischen den Bereichen

der Einlass- und Auslasskanäle, was die 1D - Simulation aufgrund der erarbeiteten Einteilung der Massen gut abbildet.



**Abbildung 6-6: 1D Temperaturkennfeld vom Zylinderkopf heiße und kalte Seite (Durchschnitt)**

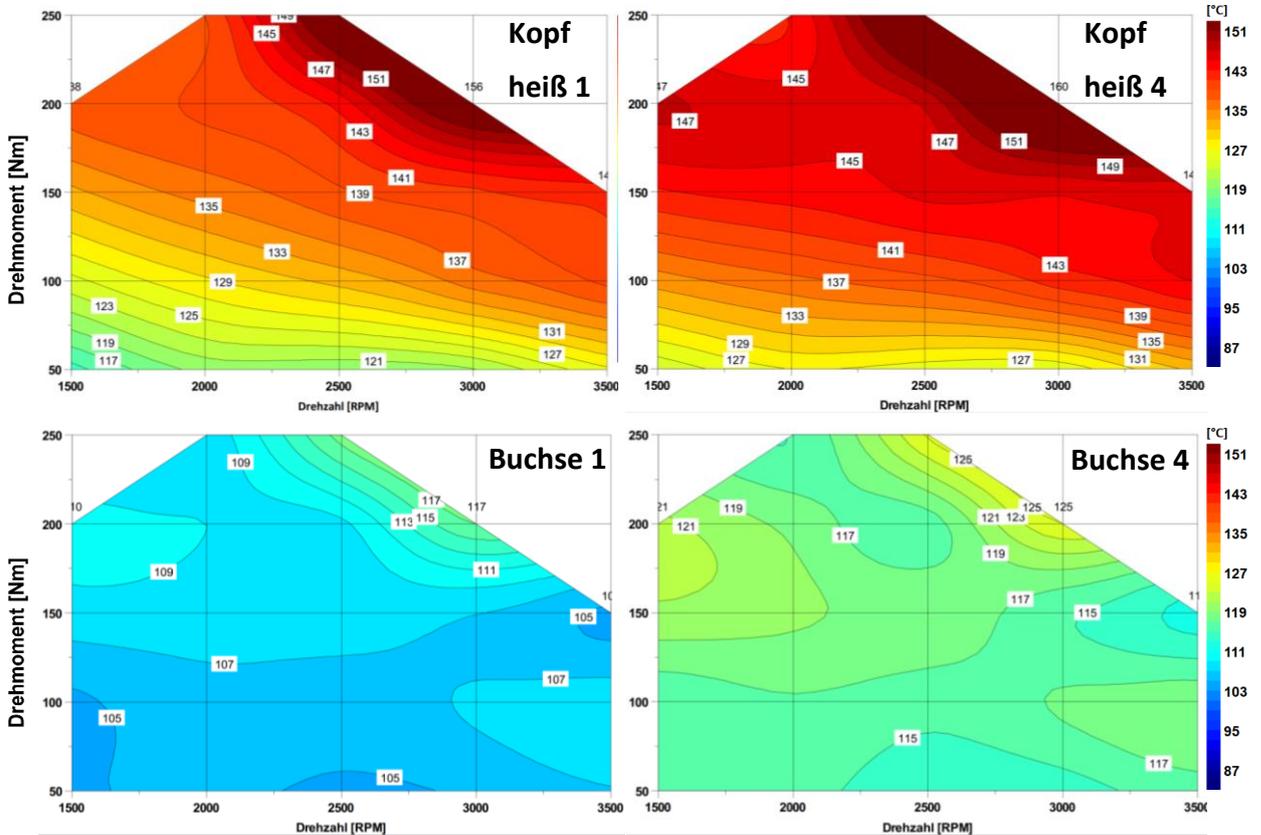
Die in Abbildung 6-7 dargestellten Durchschnittstemperaturen der Buchsen und Zylinder weisen ein Verhalten wie in den 3D - Modellen auf. Das Kurbelgehäuse ist deutlich kühler als der Zylinderkopf. Der Wärmeeintrag der Verbrennung auf die Buchse führt dazu, dass die Temperaturen der Zylinderbuchse im Vergleich zum restlichen Kurbelgehäuse deutlich höher sind. Die Zylinderbuchse ist durch die gute Umströmung mit Kühlwasser, trotz des hohen Wärmeeintrags aus der Verbrennung, deutlich kühler als der Zylinderkopf.



**Abbildung 6-7: 1D Temperaturkennfeld von den Kurbelgehäuseteilen (Durchschnitt)**

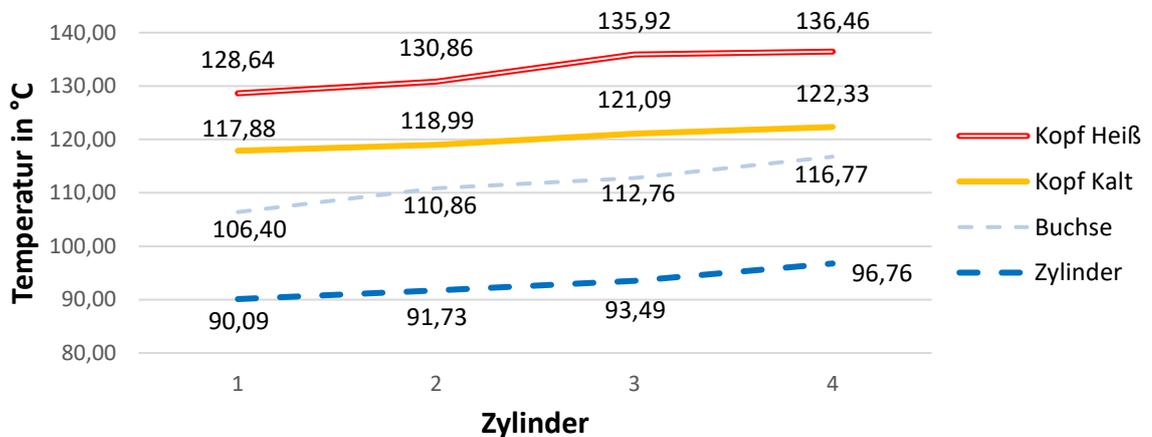
Alle Bauteile wie Zylinderkopf, heiße und kalte Seite, sowie das Kurbelgehäuse, sind jeweils in vier Abschnitte über die Länge des Motors aufgelöst. Das Motorkennfeld der Temperaturen ist für die Massen Zylinderkopfseite heiß 1 und 4 sowie Buchse 1 und 4 in der Abbildung 6-8 dargestellt. Der Temperaturanstieg vom ersten Zylinder, an dem das Kühlwasser in den Motor einströmt, zum vierten Zylinder ist für beide gezeigten Teile gut zu erkennen. Die Temperaturen in den beiden Kennfeldern des Zylinderkopfes, wie auch bei den Durchschnittswerten,

korrelieren mit dem Energieeintrag aus der Verbrennung, welcher mit zunehmender Leistung steigt. Die Leistungsparabeln aus dem Motorkennfeld sind an den Temperaturverlaufslinien wiederzufinden.



**Abbildung 6-8: 1D Temperaturkennfeld vom Zylinderkopf heiße Seite 1 und 4 sowie von der Buchse 1 und 4**

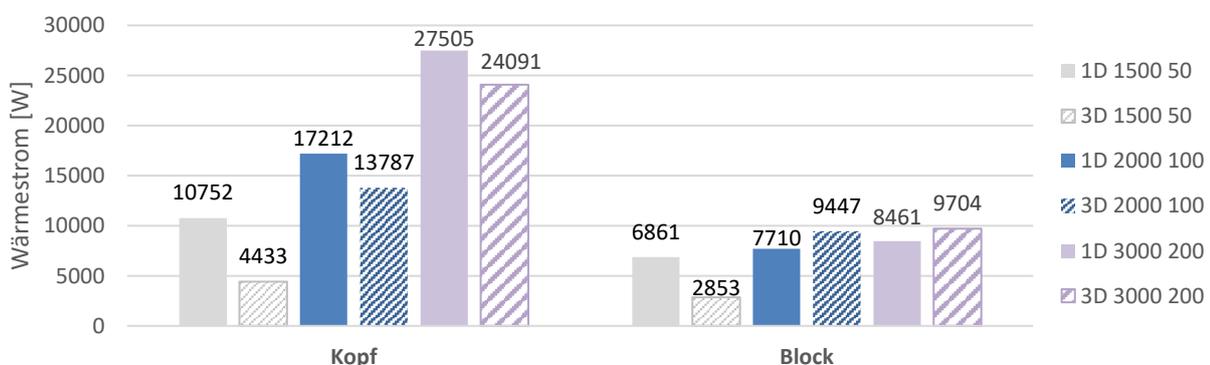
Direkt folgend ist das Diagramm der Temperaturverläufe der beiden Zylinderkopfseiten, des Zylinders und der Buchse über die Massepunkte entlang der Länge des Motors für Zylinder eins bis vier für den Betriebspunkt 2000 1/min 100 Nm dargestellt.



**Abbildung 6-9: Kopf heiß/kalt, Zylinder und Buchse 2000 1/min - 100 Nm**

Die Darstellungen zeigen anschaulich, dass der Motor von Zylinder eins, an dem das Kühlwasser einströmt, zu Zylinder vier deutlich wärmer wird. Dieser Effekt muss dem über die Länge des Motors wärmer werdenden Kühlwassers zugeschrieben werden, da die Wärmeeinträge in die jeweiligen Zylinder identisch sind. Das Kühlwasser teilt sich beim Einströmen in das Kurbelgehäuse in zwei Hauptströmungen auf, eine auf der heißen und eine auf der kalten Seite. Der Volumenstrom über die heiße Seite ist für alle Betriebspunkte deutlich größer. Zum einen fließt das Kühlwasser auf der heißen Seite, entlang der vier Zylinder, durchs Kurbelgehäuse, von dort gleichmäßig über alle Zylinder in den Zylinderkopf. Das Wasser nimmt also im Kurbelgehäuse thermische Energie auf um die Buchsen zu kühlen und fließt dann mit höherer Temperatur in den Kopf. Dieser Effekt führt zusätzlich zu einem stärkeren Erwärmen des Zylinderkopfes. Auf der kalten Seite des Kurbelgehäuses fließt nur sehr wenig Kühlwasser in den Zylinderkopf. Das meiste Kühlwasser auf dieser Seite fließt entlang der Buchsen und tritt am Ende des Kurbelgehäuses wieder aus dem Motor aus. Die Buchsen sind über das gesamte Kennfeld gut gekühlt, da hier zum einen das Kühlwasser noch relativ kühl ist und zum anderen sehr große Flächen für die Wärmeübertragung vorhanden sind. Über die Länge nimmt die Temperatur der Buchse um ca. 10 K und der restlichen Geometrie um ca. 6,5 K zu. Je nach Betriebspunkt unterscheiden sich die Temperaturdifferenzen etwas. Die Temperaturgradienten zwischen Kühlwasser und Wassermantelwand sind entscheidend für die Wärmeübertragung, da die Wärmeströme über Nusselt berechnet werden.

Die nächsten Diagramme zeigen die Wärmeströme des 1D - Modells im Vergleich zum 3D - CFD Modell. Im folgenden Diagramm sind die zusammengefassten Wärmeströme, welche vom Zylinderkopf und vom Kurbelgehäuse ins Kühlwasser abgegeben werden, dargestellt.



**Abbildung 6-10: Wärmeströme vom Zylinderkopf & Kurbelgehäuse in das Kühlwasser für 3 Betriebspunkte**

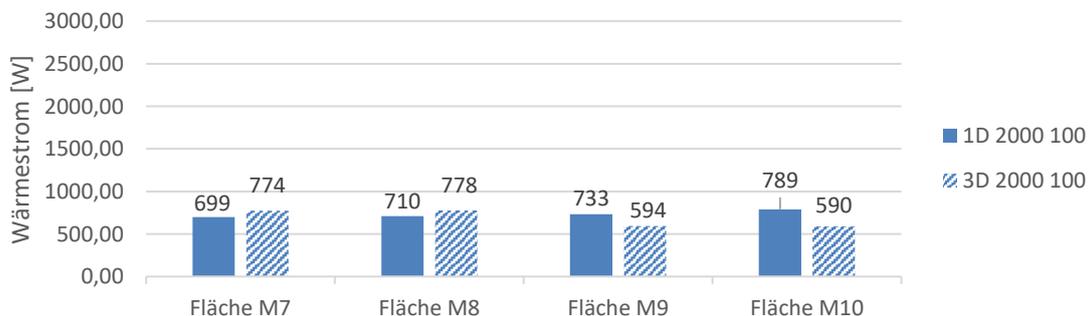
Im Diagramm sind drei Betriebspunkte, 1500 1/min bei 50 Nm; 2000 1/min bei 100 Nm und 3000 1/min bei 200 Nm, dargestellt. Damit ist jeweils ein Vertreter für einen niedrigen, einen

mittleren und einen hohen Lastpunkt abgebildet. Die Betriebspunkte sind jeweils farblich abgesetzt. Zu sehen ist, dass in der 1D - Simulation bei sehr niedriger Lasten ein zu großer Wärmestrom vorliegt, was auch in den Motorkennfelddarstellungen der Kühlwasseraustrittstemperaturen in Abbildung 6-19 und in Abbildung 6-20 zu sehen ist. Dieser Effekt liegt sowohl im Zylinderkopf als auch im Kurbelgehäuse vor, wobei die Ausprägung im Zylinderkopf größer ist.

Bei der mittleren Last von 2000 1/min und 100 Nm ist der Drift wesentlich kleiner ausgeprägt, er dreht sich beim Kurbelgehäuse sogar um. So ist im Zylinderkopf ein zu großer Wärmestrom und im Kurbelgehäuse ein zu kleiner, was sich in der Gesamtbilanz nahezu ausgleicht.

Im hohen Lastpunkt bei 3000 1/min und 200 Nm ist die prozentuale Abweichung für Zylinderkopf und Kurbelgehäuse noch kleiner im Vergleich zum mittleren Lastpunkt. Die Verteilung der Abweichung ist identisch zum mittleren Lastpunkt und wirkt sich ausgleichend auf die Gesamtbilanz aus.

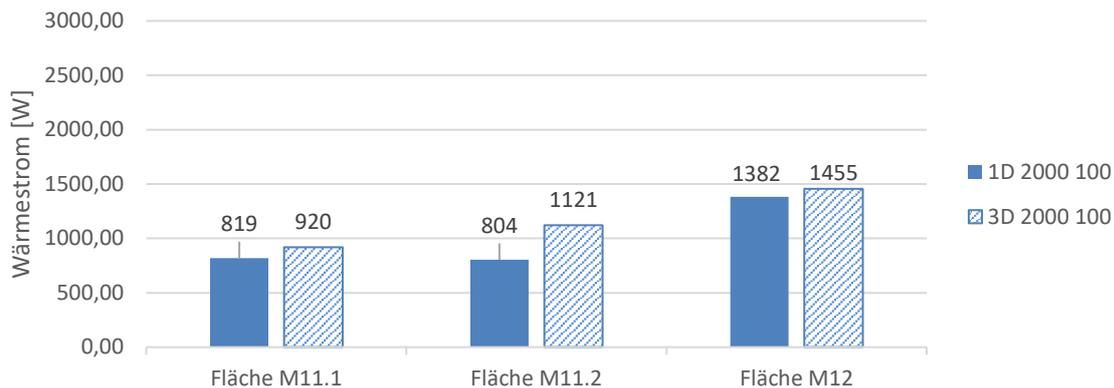
Die Abweichungen für den Zylinderkopf fallen durch das starke Abstrahieren der komplexen Zylinderkopfgeometrie erwartungsgemäß höher aus, als die Abweichungen beim Kurbelgehäuse. Die dargestellten Abweichungen sollen folglich im Detail analysiert werden, wobei die einzelnen modellierten Volumen vom Kurbelgehäuse und vom Zylinderkopf bei unterschiedlichen Betriebspunkten ausgewertet werden. Die Abweichungen der jeweiligen Volumen zeigen dann welche Volumen die Strömungseigenschaften des Wassermantels ungenau abbilden, sodass Tendenzen erarbeitet werden können um das 1D Modell zu verbessern. Die Diagramme der drei Betriebspunkte sind jeweils für die Vergleichbarkeit gleich skaliert.



**Abbildung 6-11: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse mittlerer Betriebspunkt**

In Abbildung 6-11 sind die Wärmeströme für die Bereiche M7 bis M10 dargestellt. Wie in Abbildung 6-1 zu sehen, zeichnen sich diese vier Bereiche durch eine gleichmäßige Geometrie aus, welche dem angenommenen Plattenmodell besonders ähnelt. Die Abweichungen der

Wärmeströme sind bei den Flächen der Volumen M7 und M8 besonders niedrig. Die Volumen M7 und M8 liegen auf der heißen Motorseite, bei diesen beiden wird der Wärmestrom etwas unterschätzt. Die Werte der Volumen M9 und M10 liegen leicht höher als die der gleichen 3D Bereiche und werden damit etwas überschätzt, wobei die Abweichungen klein ausfallen. Die beiden Bereiche M9 und M10, auf der kalten Motorseite, haben im Vergleich zur heißen Seite einen deutlich niedrigeren Kühlwassermassenstrom.

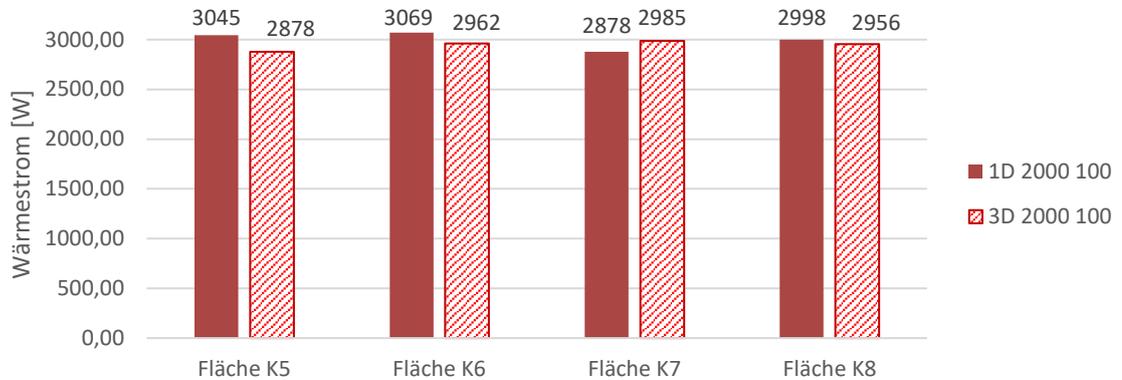


**Abbildung 6-12: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse mittlerer Betriebspunkt**

Die drei Volumen M11.1, M11.2 und M12 in Abbildung 6-12 weisen Besonderheiten im Strömungsfeld auf. Das Volumen mit der Fläche M11.1 liegt direkt an der Wasserpumpe mit der Eingangsströmungsrandbedingung und weist dadurch sehr hohe Turbulenzen auf, was in der 3D - CFD Simulation gezeigt wurde. Trotz dieser Besonderheit sind die Ergebnisse für diesen Bereich des Modells sehr gut in der 1D abgebildet. Das Volumen mit der Fläche M11.2 liegt direkt hinter dem Volumen M11.1 auf der heißen Motorseite. Dieses Volumen wird mit der turbulenten Strömung aus dem davorliegenden Volumen angeströmt, wodurch die Turbulenzen hier hoch sind. Auch dieser Teil des 1D - Modells berechnet gute Ergebnisse. Der Bereich M12 ist besonders durch seine runde Ausprägung um einen Großteil des Radius von Zylinder 4 charakterisiert. Außerdem liegt das Volumen an der Austrittsöffnung des Kurbelgehäuses, womit es sich von den restlichen Volumen unterscheidet. Durch seine Position am Ende der heißen Seite und den geringen Massenstrom sind gleichmäßige Strömungsbedingungen mit geringeren Turbulenzen vorhanden. Das Volumen zeigt für diesen Betriebspunkt sehr gute Ergebnisse. Die drei Volumen M11.1, M11.2 und M12 mit ihren Besonderheiten zeigen wie zu erwarten auch höhere Wärmeströme als die Volumen aus Abbildung 6-11, womit das 1D - Modell im gesamten Kurbelgehäuse gute Ergebnisse aufweist.

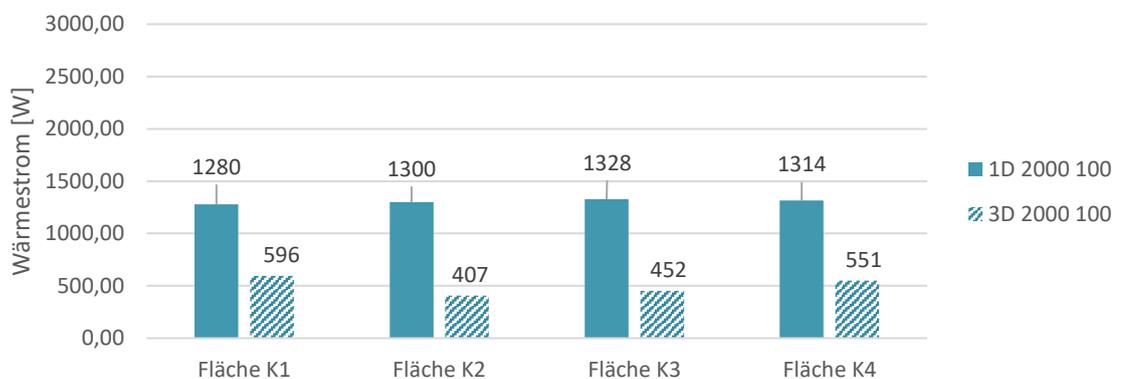
Für den Betriebspunkt werden im nächsten Schritt die Bereiche der kalten und der heißen Seite des Zylinderkopfes betrachtet. In Abbildung 6-13 sind die vier Volumen der heißen Seite des

Zylinderkopfs dargestellt. Es zeigt sich, dass die Ergebnisse der 1D- und 3D - Berechnung sehr gut korrelieren. Dieser Bereich des Modells funktioniert für den mittleren Betriebspunkt sehr gut, obwohl die Geometrie des Zylinderkopfes sehr stark abstrahiert ist.



**Abbildung 6-13: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf heiße Seite mittlerer Betriebspunkt**

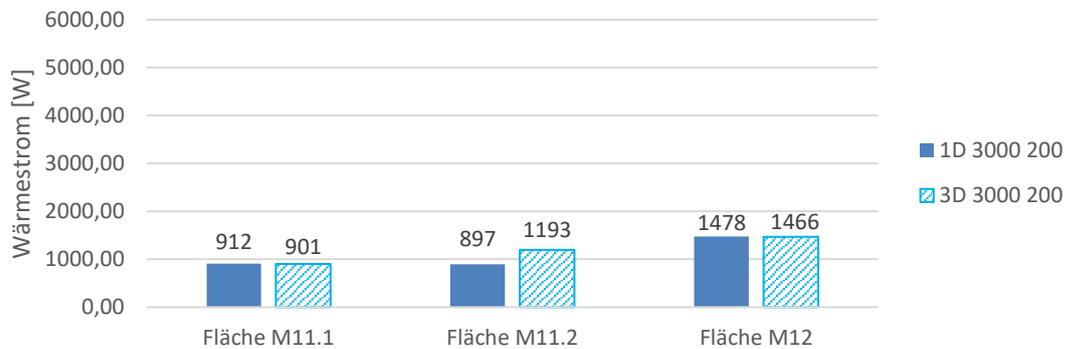
Nach der heißen soll nun die kalte Zylinderkopfseite analysiert werden. In Abbildung 6-14 sind die vier Teile der kalten Zylinderkopfseite dargestellt. Es ist gut zu erkennen, dass die Wärmeübertragung für die Volumen K1 bis K4 um ca. 50-60 % zu hoch berechnet wird. Insgesamt ist bei der 1D - Berechnung der absolute errechnete Wärmeübertragungswert auf der kalten Seite viel kleiner als auf der heißen Seite, was den Ergebnissen aus der 3D - CFD Simulation entspricht. Trotzdem sind die Ergebnisse der 1D - Simulation der kalten Seite zu groß.



**Abbildung 6-14: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf kalte Seite mittlerer Betriebspunkt**

Die Geometrie des Zylinderkopfes weist viele feine Querschnitte auf, welche sich auf der kalten Seite in einen Sammelbereich längs des Zylinderkopfes sammeln und gerichtet zum Zylinderkopfausgang strömen. Da die Oberfläche der beiden unterschiedlichen Bereiche der Geometrie zu vier Volumen zusammengefasst ist, scheint der Wärmestrom mit größeren Abweichungen berechnet zu werden. Dieses Verhalten des 1D - Modells zeigt sich auch bei den anderen zwei Betriebspunkten, der niedrigen Last 1500 1/min bei 50 Nm und der hohen Last 3000 1/min bei 200 Nm. Anhand der Ergebnisse zeigt sich ein Optimierungspotenzial.

Die nächsten drei Darstellungen, Abbildung 6-15, Abbildung 6-16 und Abbildung 6-17, zeigen den hohen Betriebspunkt. Im ersten Diagramm sind drei Volumen des Wassermantels, im zweiten sind vier Volumen der heißen Zylinderkopfseite und im dritten sind vier Volumen der kalten Zylinderkopfseite gezeigt.



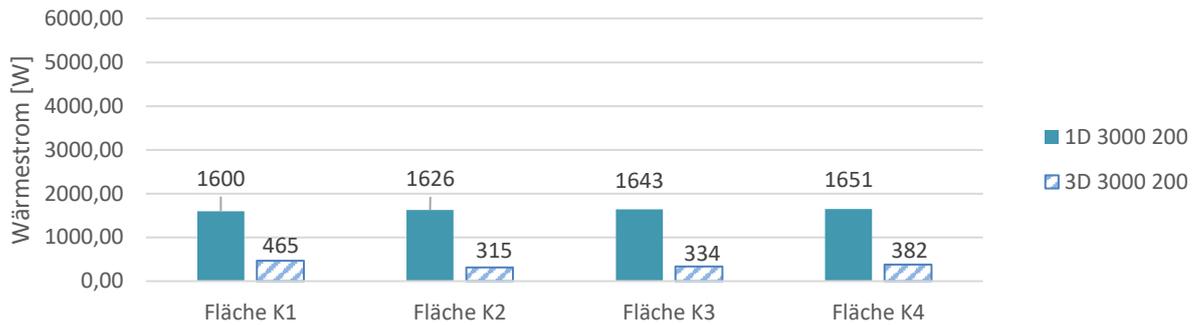
**Abbildung 6-15: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse hoher Betriebspunkt**

Die beiden ersten Diagramme zeigen, dass das 1D - Simulationsmodell, im Kurbelgehäuse und auf der heißen Zylinderkopfseite, bei der hohen Last sehr gut funktioniert. Im hohen Betriebspunkt sind der Volumenstrom und die damit verbundenen Turbulenzen in allen Bereichen größer. Durch den hochlastigen Betriebspunkt wird mehr Energie in die Motorstruktur eingeleitet und folglich vom Kühlwasser aufgenommen und abgeleitet. Die Wärmeströme sind im Zylinderkopf deutlich größer, im Kurbelgehäuse sind die Unterschiede minimal.



**Abbildung 6-16: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf heiße Seite hoher Betriebspunkt**

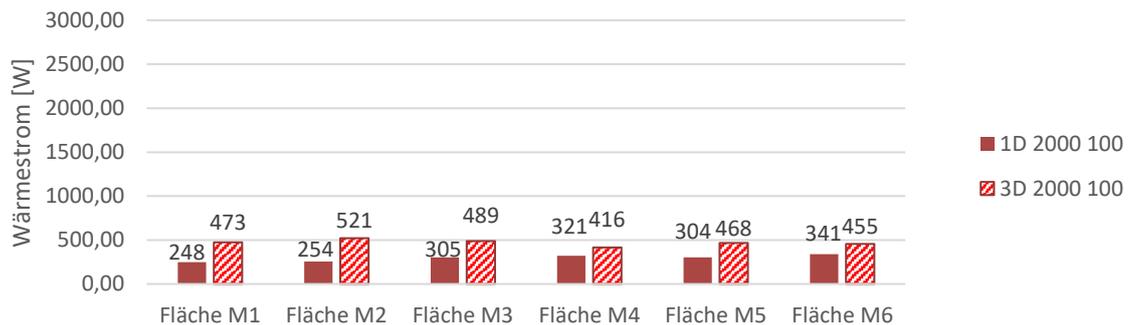
Das Kurbelgehäuse zeigt im 1D - Modell für die Betriebspunkte 2000 1/min bei 100 Nm und 3000 1/min bei 200 Nm sehr ähnliche Ergebnisse in den Beträgen der Wärmeübertragung, was aber von den Ergebnissen der 3D - Simulation bestätigt wird. Der Bereich der kalten Zylinderkopfseite ist im folgenden dritten Diagramm dargestellt. Die Ergebnisse zeigen durchweg zu hohe Wärmeströme im Vergleich zur 3D - CFD Simulation.



**Abbildung 6-17: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf kalte Seite hoher Betriebspunkt**

Diese Tendenz zeigt sich für die kalte Zylinderkopfseite für alle untersuchten Betriebspunkte. Das Modell weicht in diesem Bereich also Aufgrund der vorgenommen Diskretisierung und/oder der verwendeten Berechnungsvorschrift von den 3D - CFD Simulationen ab.

In Abbildung 6-18 sind beispielhaft im mittleren Betriebspunkt die Übergangsstücke des Kurbelgehäuse dargestellt, in denen die Strömung um 90° von einem zum nächsten Zylinder im Wassermantel umgelenkt wird.

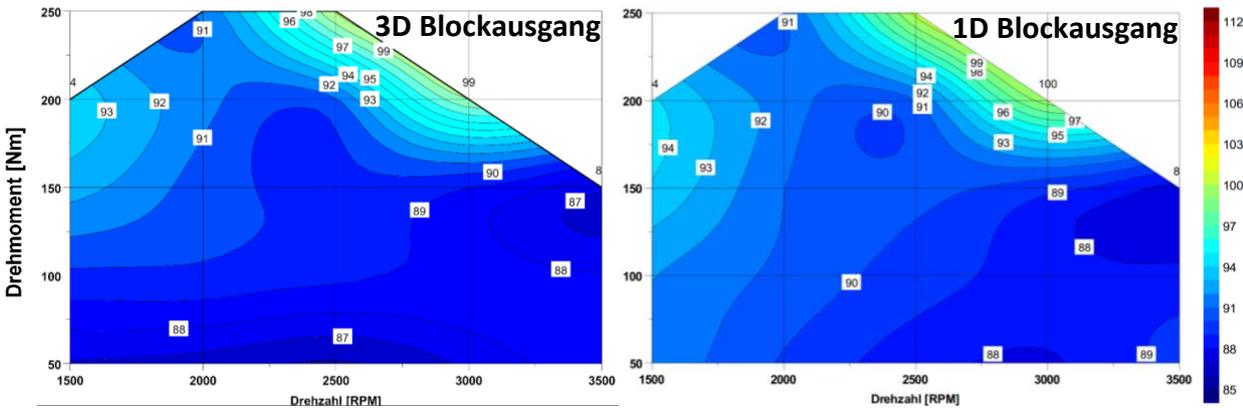


**Abbildung 6-18: Wärmeströme Übergangsstücke 90° beim mittleren Betriebspunkt**

Die für die Übergangsstücke gezeigten Ergebnisse sind qualitativ identisch mit den anderen Betriebspunkten, weshalb die Ergebnisse nur für diesen Betriebspunkt dargestellt werden. Die Ergebnisse zeigen, dass das Modell in diesem Bereich durchweg einen zu kleinen Wärmestrom berechnet. Die Diskretisierung ist in diesem Fall bereits sehr genau, weshalb die Abweichungen am Submodell oder den Einstellungen im Submodell liegen.

Nachdem die Wärmeströme der einzelnen Volumen, der gesamte Wärmestrom für die Bauteile und die jeweiligen Abweichungen analysiert wurden, sollen im Folgenden die Ergebnisse für die Kühlwassertemperaturen gezeigt werden. In Abbildung 6-19 wird als erstes das Temperaturkennfeld der Kühlwassers für den Kurbelgehäuseausgang gezeigt. Auf der linken Seite ist das Ergebnis der 3D - CFD Simulation und auf der rechten Seite das der 1D - Simulation dargestellt. Die Ergebnisse der beiden Simulation zeigen ein sehr ähnliches Verhalten über das

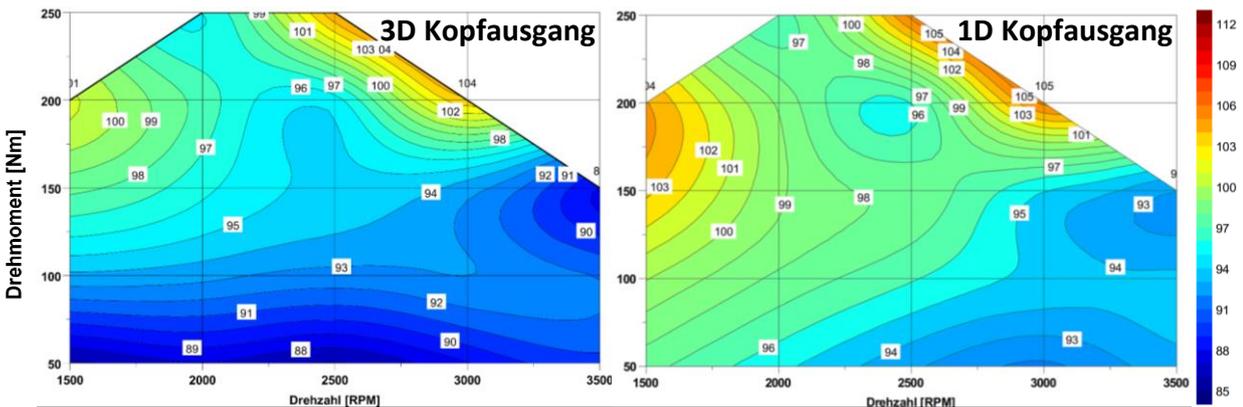
gesamte Kennfeld, die Absolutwerte der Temperaturen passen in allen Betriebspunkten sehr gut überein. Die Abweichungen der Temperaturen liegen bei 1 bis 2 K.



**Abbildung 6-19: Temperaturkennfeld Kurbelgehäuseausgang 3D & 1D**

Nicht nur die einzelnen Volumina des Wassermantels im Kurbelgehäuse liefern gute Ergebnisse, der gesamte Wassermantelmodell vom Kurbelgehäuse weist sehr gute Ergebnisse auf.

In Abbildung 6-20 werden die Ergebnisse des Zylinderkopfes dargestellt. Bei der Analyse der einzelnen Bereiche des Zylinderkopfes zeigte sich, dass die Volumina der heißen Seite gut zur 3D-Simulation, damit genaue Ergebnisse liefern. Die kalte Zylinderkopfseite lieferte tendenziell zu hohe Ergebnisse bei den Wärmeströmen, was sich in der Gesamtbilanz niederschlägt.



**Abbildung 6-20: Temperaturkennfeld vom Zylinderkopfausgang 3D & 1D**

Die Abbildung zeigt folgerichtig, dass die Kühlwasseraustrittstemperaturen des Zylinderkopfes im gesamten Kennfeld zu hoch liegen. Im unteren Kennfeldbereich von 50 bis 100 Nm Drehmoment fallen die Differenzen mit 5 bis 7 K am größten aus. Der mittlere bis hohe Kennfeldbereich ab 150 Nm Drehmoment liefert genauere Ergebnisse mit Abweichungen von 2 bis 3 K.

## 6.3 Geltungsbereich des 1D - Simulationsmodells

Das 1D - Simulationsmodell bietet viele Möglichkeiten bei der Simulation des thermischen Verhaltens eines Verbrennungsmotors, unterliegt jedoch aufgrund von der getroffenen Diskretisierung und den verwendeten Berechnungsmodellen gewissen Limitierungen. Allgemein lassen sich folgende Punkte im Modell als ausschlaggebend für den Geltungsbereich des Modells bezeichnen:

- Auflösung der Diskretisierung
- Motorstruktur in Punktmassen
- Fluidbereiche unterschiedlicher Charakteristik
- Wahl des Fluid - Submodells für die Berechnung
- Weglassen von Bauteilen: Kolben, Pleuel, Injektoren, Krümmer, Ölwanne, Nockenwellen, Zylinderkopfhaube, Pleuel, Injektoren, Krümmer, Ölkreislauf
- Aufteilung der Wärmestromrandbedingungen
- Keine externe Konvektion an der Oberfläche
- Reibung im Motor
- Modellanpassung auf fokussierten Bereich

Die Auflösung der Diskretisierung der Motorstruktur und der Fluidbereiche ist besonders diffizil, da die Einteilung sehr großen Einfluss auf die Ergebnisse hat. Je nachdem was untersucht werden soll, muss im Vorhinein festgelegt werden welche Bereiche wie umfassend modelliert werden. Auch die präzise Wahl der Submodelle ist fundamental, da sowohl die Qualität als auch die zur Verfügung stehenden Ergebnisse davon abhängen.

Allein die Aufteilung der Motorstruktur in Punktmassen führt allgemein zu starken Vereinfachungen. Es werden große Bereiche des Pleuelgehäuses und des Zylinderkopfes in Massepunkte zusammengefasst, da es in der 1D - Simulation keine räumlichen Massemodelle gibt und um den Diskretisierungsaufwand klein zu halten. Bei der Vereinfachung der realen Geometrie zum Berechnungsmodell gehen viele Informationen über lokale Temperaturen verloren. Das Pleuelgehäuse wird je Zylinder in die zwei Bereiche aufgeteilt, die Pleuel und die restliche Geometrie. Das ergibt für das Pleuelgehäuse acht Punktmassen. Die Geometrie der Pleuel beispielsweise, zeigt in der 3D - Simulation charakteristisch unterschiedliche Temperaturbereiche über die Pleuelhöhe, welche in der 1D - Diskretisierung nur mit hohem

Aufwand abgebildet werden können. Jede zusätzliche Punktmasse führt zu weiteren notwendigen Übergangs- und Randbedingungen. Die restliche Kurbelgehäusegeometrie, um die Buchse, ist zusammengefasst in einer Punktmasse, wodurch dieser Teil stark abstrahiert und vereinfacht wird. Zulässig sind solche starken Vereinfachungen, da die Motorstruktur nicht im Fokus der Untersuchung liegt, sondern die Wärmeübertragung im Wassermantel untersucht werden soll. Für die Berechnung der Wärmeübertragung im Wassermantel genügt es, dass die Wandtemperaturen der Struktur realitätsnahe in Abhängigkeit der Lastpunkte berechnet werden können. So stehen für die Berechnungsmodelle der Wärmeübertragung im Strömungsgebiet realistische Wandtemperaturen zur Verfügung.

Das Submodell TFC VINT für die hydraulische und thermische Berechnung der Fluidbereiche wurde aufgrund der guten Übereinstimmung der Theorie für das Zwei-Plattenmodell mit der Geometrie des Wassermantels verwendet. Der Zylinderkopf entspricht mit seinen feinen Kanälen um die Ladungswechselorgane und mit dem Sammlerbereich, auf der kalten Seite, nicht dem idealisierten Berechnungsmodell des TFC VINT Submodells für zwei Platten. Trotzdem ergeben sich physikalisch sinnvolle Lösungen für einzelne Bereiche des Zylinderkopfes. Die heiße Seite des Zylinderkopfes umfasst gleichmäßig feine Kanäle mit homogener Temperaturverteilung, womit bei der Diskretisierung charakteristisch ähnliche Strukturen zusammengefasst wurden. Es sind feine Kanäle die die Auslassventile und die Ladungswechselkanäle umschließen. Das TFC VINT Submodell funktioniert für den Bereich der heißen Zylinderkopfseite sehr gut und liefert im gesamten Kennfeld brauchbare Ergebnisse.

Auf der kalten Zylinderkopfseite stellt sich die Ergebnisse weniger gut. Die Wärmeströme werden für alle untersuchten Betriebspunkte tendenziell zu hoch berechnet. Die Zusammenfassung von zwei charakteristisch unterschiedlichen Geometrien liefert keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Die feinen Kanäle, von den Auslassventilen kommend und die Einlassventile umschließend, sowie der Rail-ähnlichen Sammlerbereich, in dem sich die komplette Kühlwasserströmung sammelt, sind je Zylinder in einem Subvolumen zusammengefasst. Der Sammlerbereich hat eine große Oberfläche, welche in einer sehr kühlen Region des Zylinderkopfes liegt. Zum einen ist der Volumenstrom des Kühlwassers groß und zum anderen sind die Einlasskanäle sehr kühl. Diese Aufteilung der Geometrie erweist sich als physikalisch nicht sinnvoll. Die feinen Kanäle und der Sammlerbereich müssen für bessere Ergebnisse einzeln modelliert werden und anschließend die Ergebnisse überprüft werden. Es ist zu erwarten, dass eine neue Diskretisierung dieses Bereiches eine wesentlich bessere Ergebnisqualität liefert.

Erwartungsgemäß funktioniert das Fluid-Submodell TFC VINT sehr gut mit den plattenähnlichen Geometrien im Kurbelgehäuse, welche anhand der entwickelten Methodik diskretisiert und parametrisiert wurden. Die Ergebnisse sind für alle Bereiche des Kennfeldes sehr gut und weichen nur minimal von den Referenz 3D - CFD Simulationen ab. Die kleinen Übergangsstücke, welche die 90°-Verbindung zwischen den Plattengeometrien der jeweiligen Zylinder darstellen, zeigen kleine Abweichungen bei der Berechnung der Wärmeströme, welche aber in der Gesamtbilanz nicht ausschlaggebend sind. Eine sinnvolle Anpassung der Wärmeübertragungsberechnung dieser Bereiche wird trotzdem empfohlen. In diesen Übergangsstücken findet eine 90° Strömungsumlenkung statt. Für die Wärmeübertragungsberechnung muss diese Umlenkung in die Turbulenzberechnung und damit in die Nusselt-Zahl Berechnung übernommen werden.

Bei der Diskretisierung des Motors wurde entschieden die Bauteile Kolben, Pleuel, Kurbelwelle, Nockenwellen, Zylinderkopfhäube, Ölwanne, Krümmer und den Ölkreislauf der Einfachheit halber wegzulassen. All diese Bauteile haben aber im realen Motor einen Effekt auf das thermische Verhalten und die stattfindenden Wärmeübertragungen. Der Kolben hat Einfluss auf die Übertragung der Brennraumwärme auf den Liner und über die Kolbenbodenkühlung ins Motoröl. Somit entstehen bei der Berechnung Differenzen zum realen Motor. Das Motoröl, welches als Fluid einen Kreislauf im Motor durchläuft und Wärme von den Bauteilen aufnimmt und im Öl-Wasser-Wärmetauscher wieder abgibt, wurde nicht berücksichtigt. Die Integrierung des Ölkreislaufes ins 1D - Simulationsmodell würde sich einfacher gestalten als im 3D - Modell, wurde aber der Vergleichbarkeit halber nicht durchgeführt. Auch die anderen nicht modellierten Bauteile tragen zur Wärmeübertragung bei. Bei der 3D - CFD Simulation ist es sehr aufwendig die fehlenden Bauteile im Modell zu integrieren, weshalb aus Gründen der Komplexität darauf verzichtet wurde. Das 1D - Modell wurde so gestaltet, dass eine möglichst große Übereinstimmung mit dem 3D - Modell vorliegt, um eine sehr gute Vergleichbarkeit zu schaffen.

Je komplexer das Modell aufgebaut ist, je komplizierter wird die Aufteilung sowie die Definition der Randbedingungen. Es muss in jedem Fall eine sinnvolle Diskretisierung gewählt werden, sodass für die vorliegenden Randbedingungen wie Wärmeströme, Volumenströme und Temperaturen Möglichkeiten vorliegen, um diese im Modell zu definieren. Es ist zielführend bei der Aufteilung der Massen und Fluidvolumen ähnlich vorzugehen, da dann die Übergangsbedingungen auch ähnlich sind. So sollte die Oberfläche der Buchse und des

Fluidvolumens identisch definiert werden, sodass der Wärmestrom eine definierte Fläche für die Berechnung aufweist.

Die Konvektion mit der Umgebung wurde im 1D - Modell nicht berücksichtigt, sodass die Vergleichbarkeit mit dem 3D - CFD Modell beibehalten werden kann. Über entsprechende Submodelle wäre eine Integration der Konvektion möglich, es müssen dafür aber die Randbedingungen mit der Umgebung definiert werden. Sinnvoll wäre die Messung am Prüfstand, wobei sich eine Bilanzierung des Wärmestroms über die Motoroberfläche nur extrem aufwendig bestimmen lässt. Zusätzlich ist beim realen Motor der Wärmestrom auf der Motoroberfläche extrem von den Umgebungsrandbedingungen, der Fahrgeschwindigkeit und dem Wetter, abhängig.

Ein im Modell integrierter Ölkreislauf würde die Möglichkeit bieten die Reibung in den Gleitlagern und zwischen der Kolben-Zylinder-Paarung zu berechnen, da hierfür die Öltemperatur notwendig ist.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die optischen Messungen am Kurbelgehäuse haben sehr gute Ergebnisse geliefert. Der Vergleich mit den 3D - CFD Simulationen hat gute bis sehr gute Übereinstimmungen der Messungen und Simulationen bestätigt. Die Vernetzung des Modells, das Turbulenzmodell und die Randbedingungen arbeiten somit sehr gut und resultieren in einem gut abgestimmten und kalibrierten Strömungsmodell.

Es wurden Prüfstandsmessungen an einem 2l Vierzylinder PKW - Dieselmotor durchgeführt. Dabei wurden Größen wie Zylinderdrücke, Temperaturen, Durchflüsse und Verbrauch gemessen. Anhand der Messdaten wurde gezeigt, dass die Ergebnisse durchweg plausible Werte zeigen, womit diese für den Messungs-Simulationsvergleich nutzbar sind, was für die Methodikentwicklung von großer Bedeutung ist. Der Fokus liegt hier auf den thermischen Größen.

Der Wassermantel des Motors wurde mittels 3D - CFD Simulationen untersucht. Es wurden die Bereiche Wassermantel, Kurbelgehäuse, Zylinderkopf, Zylinderkopfdichtung und Pumpeneintritt modelliert. Besonderes Augenmerk lag auf der Diskretisierung des Wassermantels. Das finale Modell wurde mit acht Prismenschichten als Randschichtvernetzung und mit Tetraedern vernetzt. Der Wassermantel ist in Summe mit 21,2 Mio. Volumenelementen vernetzt. Als Turbulenzmodell wurde das  $k - \omega - SST$  Modell verwendet. Es werden für die Zylinderlaufbahn, das Brennraumdach und den Kolben Wärmestromrandbedingungen von einem kalibrierten 1D - Verbrennungsmodell verwendet. Für die Einlassrandbedingung des Pumpenrads wurde ein spezielles Vektorfeld verwendet. Das gemessene Motorkennfeld wurde in 3D simuliert und die Simulationen mittels Messdaten validiert. Zur Vereinfachung der Simulationen waren folgende Bestandteile nicht Teil der Simulation: Kolben, Kurbelwelle, Ölwanne, Nockenwellen, Zylinderkopfhaube, Pleuel, Injektoren, Krümmer, der Fluidkreislauf des Motoröls, Reibung im Motor, keine Konvektion an die Umgebung, Pumpe rotierendes Bauteil, Sieden des Kühlwassers. Die 3D - CFD Simulationen haben gute bis sehr gute Ergebnisse geliefert, was der Messungs-Simulations-Vergleich gezeigt hat. Die Temperaturen im Wassermantel haben besonders gute Ergebnisse gezeigt.

Der Stand der Technik des Prozesses der simulationsseitigen Wassermantel-Entwicklung ließ sich zusammenfassend als sehr interaktiv beschreiben. Referenzen aus der 3D-CFD, sowie

Messungen, wurden zur zeitaufwendigen Kalibrierung für die Vorhersagefähigkeit von 1D - Simulationen unbedingt benötigt. Die fehlende Autonomie, aufgrund mangelhafter Diskretisierungsmethodik, sowie fehlerbehafteter Berechnung des Wärmeübergangs, machten den Entwicklungsprozess langwierig und setzten gebündelte Kompetenzen aus 1D, 3D-CFD und Messungen voraus. Die Ergebnisgüte hängt durch fehlende Automatisierung sehr stark vom bearbeitenden Ingenieur ab. Die Entwicklung des 1D - Simulationsmodells hat auf Grundlage der Untersuchungen am Prüfstand und der 3D - CFD Modelle stattgefunden. Das 1D - Modell bildet in seiner Gesamtheit die thermischen und hydraulischen Vorgänge im Wassermantel ab. Für die Wassermantelsimulation wurden keine Wandtemperaturen im Wassermantel oder auf den Motorstrukturen vorgegeben. Durch die verwendeten Wärmestromrandbedingungen iteriert sich das Modell während der Berechnung in einen Gleichgewichtszustand aus zugeführter und abgeführter Energie. Der Vorteil ist, dass die resultierenden Bauteiltemperaturen der Massepunkte zu realistischen und lastpunktabhängigen Wandtemperaturen führen. Die Diskretisierung ist ein Kompromiss aus Auflösung des Untersuchungsgebiets mit einer benötigten Anzahl an Submodellen und aus folglich zu definierenden Eigenschaften sowie Rand- und Übergangsbedingungen für die Volumen. Mithilfe der erarbeiteten neuen Methodik werden für den Aufbau des 1D - Simulationsmodells keine Messungen mehr benötigt. Es wird nur ein einfaches isothermes 3D - CFD Modell benötigt um die Einteilung der Volumen anhand der Strömungscharakteristiken vorzunehmen. Die betriebspunktabhängigen Wärmestromrandbedingungen lieferte ein kalibriertes phänomenologisches 1D - Verbrennungsmodell.

Bei den Untersuchungen mittels 1D - und 3D - CFD Simulationen haben sich mehrere Möglichkeiten für Weiterentwicklungen aufgezeigt. Begonnen bei den getroffenen Vereinfachungen in der 3D - Simulation. So könnten am zielführendsten die Bauteile Kolben, Ölwanne, Zylinderkopfhäube, Pleuellwelle, Pleuellwellen und Pleuellkrümmer im Modell integriert werden, welche die Wärmeleitung beeinflussen. Im nächsten Schritt könnte aufwendig der Ölkreislauf im Motor und die extern stattfindende Konvektion im Modell modelliert werden. Die 3D - CFD Simulationen haben gezeigt, dass eine Aufteilung der Pleuell in 1D über die Höhe in mehrere Punktmassen physikalisch zielführend wäre. Das 1D - Simulationsmodell sollte im nächsten Schritt dynamischen Untersuchungen unterzogen werden, bei denen Zyklen wie NEFZ, WLTP und RDE getestet werden sollten. Eine Kopplung des Ölkreislaufs in der 1D wäre sinnvoll, so könnten die Reibung in Lagern und der thermische Einfluss des Öls berücksichtigt werden. Die Wärmestromrandbedingungen in den Einlass- und Auslasskanälen könnten mit den Berechnungen des Verbrennungsmodells und der Ladungswechselorgane gekoppelt werden.

## Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die Hilfe eines kommerziellen Promotionsberaters habe ich nicht in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar, noch mittelbar, geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen. Verwendete fremde und eigene Quellen sind als solche kenntlich gemacht.

Ich habe insbesondere nicht wissentlich:

- Ergebnisse erfunden oder widersprüchliche Ergebnisse verschwiegen,
- statistische Verfahren absichtlich missbraucht, um Daten in ungerechtfertigter Weise zu interpretieren,
- fremde Ergebnisse oder Veröffentlichungen plagiiert,
- fremde Forschungsergebnisse verzerrt wiedergegeben.

Mir ist bekannt, dass Verstöße gegen das Urheberrecht Unterlassungs- und Schadensersatzansprüche des Urhebers sowie eine strafrechtliche Ahndung durch die Strafverfolgungsbehörden begründen kann.

Ich erkläre mich damit einverstanden, dass die Dissertation ggf. mit Mitteln der elektronischen Datenverarbeitung auf Plagiate überprüft werden kann.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland, noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Datum: 03.09.2019

---

Unterschrift des Verfassers der Doktorarbeit

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] International council on clean transport: Grenzwerte für den CO<sub>2</sub>-Flottenausstoß bei Neuwagen von Automobilherstellern, 2018. <https://www.iwd.de/artikel/co2-grenzwerte-allein-reichen-nicht-391751/>
- [2] Nicolas Schwendemann: sauber-autofahren, Internetangebot von BÜNDNIS 90/DIE GRÜNEN 2019. <https://www.gruene.de/themen/sauber-autofahren>, abgerufen am: 01.06.2019
- [3] Winner, H. u. Wiedemann, J.: Positionspapier der Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik e.V. (WKM). Wissenschaftlichen Gesellschaft für Kraftfahrzeug- und Motorentechnik e.V. (WKM) 2017
- [4] Koch, F. u. Haubner, F.-G.: Entwicklung und Optimierung von Kühlsystemen mit Hilfe von Messungen und Berechnungen. Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs - Entwicklungsmethoden und Bauteile der Kfz- und Nfz-Wärmetechnik. Renningen-Malmsheim 1998
- [5] Menne, R. J. u. Rechs, M.: Optimierte Prozesse für die Großserie – Reduzierte Entwicklungszeiten bei Verbrennungsmotoren. Berlin 1999
- [6] Spicher, U.: Analyse der Effizienz zukünftiger Antriebsysteme für die individuelle Mobilität. In: MTZ
- [7] Braess, H.-H. u. Seiffert, U.: Handbuch Kraftfahrzeugtechnik. Wiesbaden: Vieweg 2013
- [8] Klopstein, S., Haubner, F.-G. u. Koch, F.: Detaillierte Untersuchung der Wärmeströme im Verbrennungsmotor und im Öl- und Kühlmittelkreislauf. FEV Motorentechnik. Haus der Technik Fachbuch Band 19. Renningen: Expert Verlag 2002
- [9] Ghebru, D.: Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug, KIT Dissertation. KIT 2013
- [10] Weinrich, M., Genger, M. u. Bargende, M.: Optimiertes Thermomanagement. FVV-Vorhaben 854. In: FVV Tagung
- [11] Mohammadi, A. u. Yaghoubi, M.: Two Phase Flow Simulation for Subcooled Nucleat Boiling Heat Transfer Calculation in Water Jacket of Diesel Engine. In: The Journal of Engine Research
- [12] Zeitz, V., Varga, P., Tschöke, H. u. Schmidt, J.: Simulation des Wärmetransportes in Verbrennungsmotoren unter Warmlaufbedingungen. In: Magdeburger Maschinenbau-Tage

- [13] LMS Imagine: LMS AMESim Userguide. 2013
- [14] Kay, W.: Convective Heat and Mass Transfer. New York: McGraw-Hill 1993
- [15] Donn, C., Zulehner, W., Ghebru, D. u. Spicher: Experimental Heat Flux Analysis of an Automotive Diesel Engine in Steady State Operation and During Warm Up. In: SAE Paper
- [16] Gamma Technologies: GT-Suite Userguide. 2014
- [17] VW AG: ETKA 12.0. VW Werkstatt Software. VW AG 2010
- [18] Mollenhauer, K. u. Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren. Springer Verlag 2007
- [19] Zeitz, V.: Experimentelle und simulative Untersuchung von Thermomanagementmaßnahmen in der Motorwarmlaufphase, Otto-von-Guericke Universität Magdeburg Dissertation. Magdeburg 2016
- [20] Bonfig, K.: Technische Durchflussmessung: unter besonderer Berücksichtigung neuartiger Durchflussmessverfahren. Essen: Vulkan-Verlag 2002
- [21] GREISINGER electronic GmbH: Grundlagen zur Präzisions-Temperaturmessung mit Pt100-Sensoren
- [22] Kistler Group: Piezoresistive Absolute Pressure Sensors. Universal Precision Pressure Sensors, Type 4043A..., 4045A..., 4073A..., 4075A... Kistler Group 2009
- [23] Schuth, M. u. Buerakov, W.: Handbuch Optische Messtechnik: Praktische Anwendungen für Entwicklung, Versuch, Fertigung und Qualitätssicherung. Carl Hanser Verlag GmbH 2017
- [24] Böckh, P.: Fluidmechanik. Einführendes Lehrbuch. Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2013
- [25] Krause, N.: Untersuchung der Laufradströmung einer Kreiselpumpe unter Teillastbedingungen mit Hilfe der zeitaufgelösten Particle Image Velocimetry, Otto-von-Guericke-Universität Dissertation. Magdeburg 2009
- [26] Dr.rer.nat. Schröder, A.: Untersuchung der Strukturen von künstlich angeregten transitionellen Plattengrenzschichtströmungen mit Hilfe der Stereo und Multiplane Particle Image Velocimetry, Universität Göttingen Dissertation. Göttingen 2001
- [27] Herwig, H.: Strömungsmechanik A-Z: Eine systematische Einordnung von Begriffen und Konzepten der Strömungsmechanik. Wiesbaden: Vieweg 2004
- [28] Hazrat Ali, M., Hassan, M., Kalam, M., Pang, S. C., Memon, L. u. Magami, I.: Determination of Time Variant 1D-3D Temperature and Heat Transfer Distribution Inside the Cooling Jacket of a SI Engine Cooling System after Key-Off. In: SAE Paper

- [29] Wu, M., Pei, Y., Qin, J., Li, X., Zhou, J., Zhan, Z. S., Guo, Q.-Y., Liu, B. u. Hu, T. G.: Study on Methods of Coupling Numerical Simulation of Conjugate Heat Transfer and In-Cylinder Combustion Process in GDI Engine. In: SAE Paper
- [30] Romanov, V. A. u. Khozeniuk, N. A.: Experience of the Diesel Engine Cooling System Simulation. In: International Conference on Industrial Engineering
- [31] Patil, M. M., Pise, A. u. Gokhale, N.: Simulation of Conjugate Heat Transfer (CHT) Between Engine Head and Cooling Medium of Diesel Engine. In: SAE Paper
- [32] Kale, V., Raju, B. D. u. Dhiman, V.: Cooling System Optimization for a 3 Cylinder Naturally Aspirated Inline Diesel Engine. In: SAE Paper
- [33] You-chang, L., Xiao-hong, G. u. Dan, C.: Research on cooling system for 4-cylinder diesel engine. In: SAE Paper
- [34] Karras, N.: Optimierung der Wärmeabfuhr eines Fahrzeug-Elektromotors und Auswirkungen auf den Gesamtkühlkreislauf, Universität Stuttgart Dissertation. Stuttgart
- [35] Kessler, M. P., Kruger, M., Ataídes, R., de la Rosa Siqueira, C., Argachoy, C. u. Mendes, A. S.: Numerical Analysis of Flow at Water Jacket of an Internal Combustion Engine. In: SAE Paper
- [36] Fontanesi, S., Cicalese, G. u. Giacomini, M.: Multiphase CFD-CHT Analysis and Optimization of the Cooling Jacket in a V6 Diesel Engine. In: SAE Paper
- [37] Jahangirian, S., Srivastava, A., S, Ballard, S., Wu, N. u. Kiedaisch, J.: A Multi Physics 3D Modeling Methodology for Multi-Cylinder Diesel Engine Thermal Management and Fatigue Life Prediction. In: SAE Paper
- [38] Cheng, X., Wang, X., Ming, Y., Hongfei, Z. u. Gao, R.: Thermal-Mechanical Fatigue Analysis of Diesel Engine Cylinder Head Based on Fluid-Structure Interaction. In: SAE Paper
- [39] Dharan, B. R., Goud, R. R., Manoharan, R. u. Dhiman, V.: Design and Development of Cylinder Block for High Power Density Diesel Engine using CAE/CFD Tools for a Tractor Engine with Integrated Approach. In: SAE Paper
- [40] Fontanesi, S., Carpentiero, Malaguti, S., Giacomini, M. u. Margini, S.: A New Decoupled CFD and FEM Methodology for the Fatigue Strength Assessment of an Engine Head
- [41] Böckh, P.: Wärmeübertragung – Grundlagen und Praxis. Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2006
- [42] Baehr, H. D. u. Stephan, K.: Wärme- und Stoffübertragung. Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2010
- [43] Kneer, R.: Wärme - und Stoffübertragung. Skript zur Vorlesung. 2007

- [44] Limbach, S.: Multi-Dimensional Computation of Transient Convective Heat Transfer: Application to a Reciprocating Engine, TU Graz Dissertation. Graz 1997
- [45] Chiodi, M.: An innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines, Universität Stuttgart Dissertation. Stuttgart 2010
- [46] Polifke, W.: Wärmeübertragung: Grundlagen, analytische und numerische Methoden. München: Kösel Verlag 2009
- [47] Surek, D. u. Stempin, S.: Angewandte Strömungsmechanik für Praxis und Studium. Teubner Verlag 2007
- [48] Oertel, H., Böhle, M., Ehrhard, P., Etling, D., Müller, M.M Riedel, U. u. Sreenivasan, K. R.: Prandtl – Führer durch die Strömungslehre: Grundlagen und Phänomene, Bd. 13. Springer Verlag 2012
- [49] Brußies, E.: Simulation der Zylinderinnenströmung eines Zweiventil-Dieselmotors mit einem skalenauflösenden Turbulenzmodell, TU Darmstadt Dissertation. Darmstadt
- [50] Pope, S. B.: Turbulent Flows, Cambridge University Cambridge University Press. Cambridge
- [51] Frederich, O.: Numerische Simulation und Analyse turbulenter Strömungen am Beispiel der Umströmung eines Zylinderstumpfes mit Endscheibe, Technischen Universität Berlin Dissertation. Berlin 2010
- [52] Sigloch, H.: Technische Fluidmechanik. Berlin: Springer Verlag 2014
- [53] Truckenbrodt, E.: Elementare Strömungsvorgänge dichteveränderlicher Fluide sowie Potential- und Grenzschichtströmungen. Berlin: Springer Verlag 1998
- [54] Schlichting, H. u. Gersten, K.: Grenzschicht-Theorie. Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2006
- [55] Ferziger, J., H. u. Peric, M.: Numerische Strömungsmechanik. Berlin Heidelberg: Springer Verlag 2008
- [56] Paschedag, A. R.: CFD in der Verfahrenstechnik : allgemeine Grundlagen und mehrphasige Anwendungen. WILEY-VCH Verlag GmbH & Co 2004
- [57] Fröhlich, J.: Large Eddy Simulation turbulenter Strömungen. Teubner Verlag 2006
- [58] Reynolds, O.: On the dynamical theory of incompressible viscous fluids and the determination of the criterion. Series A 1861. Philosophical Transactions of the Royal Society. 1895
- [59] ANSYS: ANSYS CFX-Solver Modeling Guide. Release 15.0. 2013
- [60] ANSYS: ANSYS CFX-Solver Theory Guide. Release 15.0. 2013
- [61] ANSYS: ANSYS ICEM CFD Help Manual. Release 15.0. 2013

- [62] ANSYS: ANSYS CFD-Post User's Guide. Release 15.0. 2013
- [63] Ghare, P. P., Khalane, H., Wakhure, U., Khobragade, T., Chaudhari, S. u. Jahirabadkar, A.: Improving Heat Transfer in Single Cylinder DI Engine through Optimization of Coolant Flow Distribution. In: SAE Paper
- [64] Mulemane, A. u. Soman, R.: CFD Based Complete Engine Cooling Jacket Development and Analysis. In: SAE Paper
- [65] Petutschning, H.: Berechnung des wasserseitigen Wandwärmeübergangs in einem 6-Zylinder direkteinspritzenden Dieselmotor, Technische Universität Graz Diplomarbeit. Graz 2000
- [66] Zapf, H.: Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor. In: MTZ, S. 461–465
- [67] Barba, C., Burkhardt, C., Boulouchos, K. u. Bargende, M.: A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection. In: SAE Paper
- [68] Barba, C.: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufes bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung., ETH Zürich Dissertation. Zürich
- [69] Merker, G., Schwarz, C. u. Teichmann, R.: Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik. Wiesbaden: Vieweg + Teubner 2012

## Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1: Grenzwerte für den CO <sub>2</sub> -Flottenausstoß bei Neuwagen von Automobilherstellern [1].....	1
Abbildung 2-1: Methodikplan der Teilziele .....	6
Abbildung 3-1: Versuchsträger .....	8
Abbildung 3-2: Motoraufbau in der Prüfkabine mit Montagewagen .....	9
Abbildung 3-3: Schema des Prüfstandsbaus mit allen externen Messstellen .....	10
Abbildung 3-4: Am Versuchsträger applizierte Pt-100 Temperaturmessstellen .....	11
Abbildung 3-5: Niederdruckindizierung des Krümmers und der Airbox .....	12
Abbildung 3-6: Fenster 1: Zugang für PIV-Messungen.....	12
Abbildung 3-7: Fenster 2: Zugang für PIV-Messungen.....	13
Abbildung 3-8: Zugang für Kalibrierplatten aus Plexiglas.....	13
Abbildung 3-9: Aufbau der PIV- Strömungsmessungen Fenster 1.....	14
Abbildung 3-10: Betriebspunkte der stationären Untersuchungen.....	15
Abbildung 3-11: links der Ultraschalldurchflusssensor Typ DUK und Messprinzip der Ultraschalldurchflusssensoren .....	17
Abbildung 3-12: PiezoSmart® Type 4045A [22].....	19
Abbildung 3-13: PIV-Messung: Kamera (1), Laser (2), Streuscheibe (3) Versuchsträger (4)....	20
Abbildung 3-14: Verbrennungsspitzen drücke .....	21
Abbildung 3-15: Airbox- und Abgasgegendruck vor Turbolader.....	22
Abbildung 3-16: indizierter Mitteldruck.....	23
Abbildung 3-17: Wirkungsgradkennfeld des Motors .....	23
Abbildung 3-18: Der Volumenstrom des Kühlwassers durch den Block .....	24
Abbildung 3-19: Der Volumenstrom des Innenraumwärmetauschers .....	25
Abbildung 3-20: Der Volumenstrom über den Hauptwasserkühler und den AGR - Kühler....	26
Abbildung 3-21: Die Kühlwassertemperatur am Einlass der Wasserpumpe .....	26
Abbildung 3-22: Die Differenztemperatur von Eingang zu Ausgang Zylinderkopf.....	27
Abbildung 3-23: Die Differenztemperatur von Eingang zu Ausgang Kurbelgehäuse.....	27
Abbildung 3-24: Bilanzierung der Energiemengen für 2000 1/min bei 100 Nm.....	28
Abbildung 3-25: Fenster 1: 0,4 l/min-60 1/min; 13,2 l/min-1000 1/min; 18 l/min-1350 1/min	29
Abbildung 3-26: Fenster 2: 0,4 l/min-60 1/min; 13,2 l/min-1000 1/min; 18 l/min-1350 1/min	30
Abbildung 3-27: Fenster 1 - 18 l/min bei 1350 1/min - Einzelaufnahmen .....	30
Abbildung 4-1: Universelle Verteilungen von $u^+(y^+)$ in der Wandschicht (glatte Wand) [54]	36
Abbildung 4-2: Eingesetzte Schnittflächen und Linien bei der Auswertung .....	41
Abbildung 4-3: Geschwindigkeit auf der Schnittfläche 1 bei Variation der Turbulenzmodelle	42
Abbildung 4-4: Geschwindigkeitsprofil entlang Linie 1 bei Variation der Turbulenzmodelle..	42
Abbildung 4-5: Geschwindigkeit auf der Schnittfläche 2 bei Variation der Turbulenzmodelle	43
Abbildung 4-6: Geschwindigkeitsprofil entlang Linie 2 bei Variation der Turbulenzmodelle..	43
Abbildung 4-7: Strukturiertes O-Gitter (oben); Blockstrukturiertes Gitter (unten).....	45

Abbildung 4-8: Unstrukturiertes Tetraeder-Gitter (links); Polyeder-Gitter (rechts).....	46
Abbildung 4-9: Gitterqualitätskriterien nach [59]: (a) Gitterorthogonalität; (b) Seitenverhältnis; (c) Volumenänderungsrate .....	47
Abbildung 4-10: Gittermodell 1 bis 6 in der Detailansicht .....	48
Abbildung 4-11: Geschwindigkeiten in Schnittfläche 1 der Gitterunabhängigkeitsstudie.....	49
Abbildung 4-12: Geschwindigkeitsprofile Linie 1 der Gitterunabhängigkeitsstudie.....	50
Abbildung 4-13: Geschwindigkeiten in Schnittfläche 2 der Gitterunabhängigkeitsstudie.....	50
Abbildung 4-14: Geschwindigkeitsprofile Linie 2 der Gitterunabhängigkeitsstudie.....	51
Abbildung 4-15: 8 Prismenschichten der Randschichtvernetzung und Tetraederelemente ...	52
Abbildung 4-16: Ausgabe der $y^+$ Werte für 3000 1/min bei 250 Nm für Front- (oben) und innere Rückansicht (unten) .....	53
Abbildung 4-17: Vernetzte Bauteile: Zylinderkopf, Kopfdichtung, Kurbelgehäuse .....	54
Abbildung 4-18: Detailansicht der Kurbelgehäusevernetzung.....	54
Abbildung 4-19: Quellen der verwendeten Randbedingungen.....	55
Abbildung 4-20: Foto der Wasserpumpe und Zeichnungen mit Abmaßen.....	55
Abbildung 4-21: Resultierende Vektoren und Stromlinien an der Wasserpumpe.....	56
Abbildung 4-22: Definition der Randbedingungen in Zonen aufgeteilt .....	57
Abbildung 4-23: Flächen für die Studiaauswertung .....	60
Abbildung 4-24: Stromlinien heiße Seite (oben) und kalte Seite (unten) .....	62
Abbildung 4-25: Fenster 2 bei 0,4 l/min und 60 1/min – laminar Messung (links), Simulation (Mitte, rechts).....	63
Abbildung 4-26: Fenster 2 bei 13,2 l/min und 1000 1/min - turbulent Messung (links), Simulation (Mitte, rechts) .....	64
Abbildung 4-27: Fenster 2 bei 18,0 l/min und 1350 1/min - turbulent Messung (links), Simulation (Mitte, rechts) .....	64
Abbildung 4-28: Umströmter Pt100 Temperatursensor im Kühlwassermantel .....	65
Abbildung 4-29: Kühlwassertemperatur Block Ausgang .....	66
Abbildung 4-30: Kühlwassertemperatur Kopf Ausgang .....	67
Abbildung 4-31: Kühlwassertemperatur Punkt 1 .....	68
Abbildung 4-32: Kühlwassertemperatur Punkt 3 .....	69
Abbildung 4-33: Positionen der Sensoren am Zylinder 4 Abgasseite.....	70
Abbildung 4-34: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 4 mm Höhe .....	70
Abbildung 4-35: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 40 mm Höhe .....	71
Abbildung 4-36: Temperatur Kurbelgehäuse Zylinder 4 Abgasseite 130 mm Höhe.....	72
Abbildung 4-37: Temperatur Kurbelgehäuse zwischen Zylinder 2 und 3 in 16,5 mm Höhe....	73
Abbildung 4-38: Temperatur Kurbelgehäuse zwischen Zylinder 2 und 3 in 92 mm Höhe.....	74
Abbildung 4-39: Temperatur des Zylinderkopfs zwischen Auslassventilen .....	75
Abbildung 4-40: Temperatur des Zylinderkopfs zwischen Einlassventilen .....	76
Abbildung 5-1: Strömung im Kurbelgehäuse eines Pkw-Motors für einen Bereich.....	81
Abbildung 5-2: geometrische 1D Diskretisierung eines Wassermantels.....	82
Abbildung 5-3: Zylinderkopf Wärmestromdichte & Strömungsrichtung 2500 1/min bei 250 Nm .....	83

Abbildung 5-4: Einteilung Zylinderkopf nach der physikalischen Analyse .....	84
Abbildung 5-5: Strömung (oben) und Einteilung des Wassermantels (unten) im Kurbelgehäuse .....	85
Abbildung 5-6: Submodell TFC000 - thermisch hydraulisches Volumen .....	87
Abbildung 5-7: Submodell TF CFD PIPE TH - thermisch - hydraulisches 1D – CFD Rohr .....	88
Abbildung 5-8: Submodell TFC VINT - reibungsbehaftete Strömung mit Wärmeübertragung zwischen zwei Platten .....	89
Abbildung 5-9: Durchflusszahl in Abhängigkeit der Strömungszahl für eine kritische Strömungszahl von 800 .....	92
Abbildung 5-10: Submodell TFORF - reibungsbehaftete Drosselblende.....	92
Abbildung 5-11: Beispiele für die Aufteilung der Motorstruktur in 1, 2, 8 oder 16 Massen ...	94
Abbildung 5-12: Aufteilung der Massen des Kurbelgehäuses in acht einzelne Punktmassen.	95
Abbildung 5-13: Submodell der Punktemasse THC000 und Übergabevariablen.....	96
Abbildung 5-14: Submodell des Kopplungselement THCD00 und Übergabevariablen .....	97
Abbildung 6-1: Volumen und Verbindungsöffnungen für den Wassermantel im Kurbelgehäuse .....	99
Abbildung 6-2: Volumen und Verbindungsöffnungen für den Wassermantel im Zylinderkopf .....	100
Abbildung 6-3: Volumens der Zylinderbuchse .....	101
Abbildung 6-4: 1D Modell eines Zylinders des Verbrennungsmotors .....	102
Abbildung 6-5: TFC VINT Submodell Übergabevariablen.....	103
Abbildung 6-6: 1D Temperaturkennfeld vom Zylinderkopf heiße und kalte Seite (Durchschnitt) .....	104
Abbildung 6-7: 1D Temperaturkennfeld von den Kurbelgehäuseteilen (Durchschnitt) .....	104
Abbildung 6-8: 1D Temperaturkennfeld vom Zylinderkopf heiße Seite 1 und 4 sowie von der Buchse 1 und 4 .....	105
Abbildung 6-9: Kopf heiß/kalt, Zylinder und Buchse 2000 1/min - 100 Nm .....	105
Abbildung 6-10: Wärmeströme vom Zylinderkopf & Kurbelgehäuse in das Kühlwasser für 3 Betriebspunkte .....	106
Abbildung 6-11: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse mittlerer Betriebspunkt .....	107
Abbildung 6-12: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse mittlerer Betriebspunkt .....	108
Abbildung 6-13: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf heiße Seite mittlerer Betriebspunkt .....	109
Abbildung 6-14: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf kalte Seite mittlerer Betriebspunkt .....	109
Abbildung 6-15: Wärmeströme Teilflächen Kurbelgehäuse hoher Betriebspunkt.....	110
Abbildung 6-16: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf heiße Seite hoher Betriebspunkt.	110
Abbildung 6-17: Wärmeströme Teilflächen Zylinderkopf kalte Seite hoher Betriebspunkt..	111
Abbildung 6-18: Wärmeströme Übergangsstücke 90° beim mittleren Betriebspunkt.....	111
Abbildung 6-19: Temperaturkennfeld Kurbelgehäuseausgang 3D & 1D .....	112
Abbildung 6-20: Temperaturkennfeld vom Zylinderkopfausgang 3D & 1D.....	112

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 3-1: Daten VW Motor EA189 [17] .....	8
Tabelle 3-2: Daten Ultraschalldurchflusssensor DUK .....	17
Tabelle 3-3: Daten der Thermoelemente und Widerstandsthermometer .....	18
Tabelle 4-1: Eigenschaften der Gittermodelle .....	48
Tabelle 6-1: Daten der Volumen und Strömungsöffnungen am Kurbelgehäuse .....	100

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Formelzeichen

Formelzeichen	Bedeutung	Einheit
$A$	Querschnittsfläche	m <sup>2</sup>
$area$	Schnittfläche	m <sup>2</sup>
$cdim_i$	charakteristische Länge der Platte	m
$c_q$	Durchflusskoeffizient	m <sup>3</sup> /h
$D_{EK}$	Durchmesser des Einlasskanals	m
$D_h$	hydraulischer Durchmesser	m
$D_i$	innere Ventilsitzdurchmesser	m
$h$	Enthalpie	J
$h_V$	Ventilhub	m
$\dot{h}$	Enthalpiestrom	J/s
$k$	turbulente kinetische Energie	-
$\kappa_k$	Kármán-Konstanten	-
$L$	charakteristische Länge	m
$length$	durchströmte Länge	m
$\dot{M}_{B,i}$	Einspritzverläufe	-
$\dot{m}$	Massenstrom	kg/s
$Nu$	Nusselt-Zahl	-
$Nu_{i-forced}$	erzwungenen Konvektion	-
$Nu_{i-free}$	freien Konvektion	-
$U$	Flächenumfang	m
$P_k$	Produktionsrate d. turbulenten kinetischen Energie	-
$p_{Rail,i}$	Raildruck	bar
$\Delta p$	Druckdifferenz	bar
$\dot{Q}$	Wärmestrom	Watt
$\dot{q}_i$	Wärmestromdichte	W/qm
$Re$	Reynolds-Zahl	-
$S$	Deformationstensor	-
$SOI_i$	Beginn der Einspritzungen	s
$T$	Temperatur	K
$t$	Zeit	s
$\Delta t_{inj,i}$	Dauer der Einspritzungen	s
$u$	charakteristisches Geschwindigkeitsmaß	-
$u_T$	Wandschubspannungsgeschwindigkeit	-
$u+$	dimensionslose mittlere Geschwindigkeit	-

$\bar{u}$	zeitliche gemittelte Geschwindigkeit	m/s
$x_j$	Raumkoordinate in j-Richtung	-
$y$	Wandabstand	-
$y^+$	dimensionsloser Wandabstand	-
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	W/qm K
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	W/m K
$\lambda_{krit}$	kritischen Strömungszahl	-
$\delta_{ij}$	Kronecker-Delta	-
$\varepsilon$	Dissipationsrate	-
$\mu$	dynamische Viskosität	Pa s
$\rho$	Dichte	kg/m <sup>3</sup>
$\tau_w$	Wandschubspannung	N/m <sup>2</sup>
$\hat{\varphi}$	fluktuierenden Anteil	-
$\bar{\varphi}$	mittleren Anteil	-
$\omega$	charakteristische turbulente Frequenz	Hz
$\nu$	kinematische Viskosität	m <sup>2</sup> /s
%	Prozent	-

## Abkürzungen und Indizes

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
AG	Aktiengesellschaft
AGR	Abgasrückführung
bspw.	beispielsweise
bzw.	Beziehungsweise
CAD	computer-aided design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
cm	Zentimeter
DNS	Direkte Numerische-Simulation
DOE	Design of Experiments
ECU	Electronic Control Unit
FDM	Finite-Differenzen-Methode
FEM	Finite - Elemente - Methode
FVM	Finite-Volumen-Methode
GM	Gittermodell
IR	Infrarot Messtechnik
k	Kilo
kW	Kilowatt
l/min	Liter pro Minute
LES	Large-Eddy-Simulation
m/s	Meter pro Sekunde
Mio.	Millionen
mm	Millimeter
NEFZ	Neuer europäischer Fahrzyklus
Nm	Newtonmeter
nm	Nanometer
Nr.	Nummer
OBD	On-Board-Daten
PID	Proportional-Integral-Differential
PIV	Particle Image Velocimetry
PKW	Personenkraftwagen
qm	Quadratmeter
RANS	Reynolds-Average-Navier-Stokes-Simulation
RMS	root mean square
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
µm	Micrometer
1/min	Umdrehungen pro Minute

