

Experimentelle Analyse des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

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

von: Dipl.-Ing. Lars Kapitza
geb. am: 12.12.1973
in: Halle/S.

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr. Dominique Thévenin
Prof. Dr. Holger Theisel
Dr. Henry-Paul Bensler

eingereicht am: 30. November 2010
Promotionskolloquium am: 27. September 2011

*Man erwartet von uns, dass wir uns mit Dingen befassen,
die wir nicht verstehen. Wenn wir einfach nur herumsitzen,
bis wir etwas verstehen, kriegen wir nie etwas zustande.*

Mustrum Ridcully,
Erzkanzler der Unsichtbaren Universität in Ankh-Morpork

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Arbeit sind nicht notwendigerweise die
der Volkswagen AG.

Danksagung

Nun liegt meine Dissertation endlich vor mir und damit eine Dekade Arbeit hinter mir. Das wäre nicht möglich gewesen ohne die viele Menschen, die mich während dieser Zeit unterstützt haben. An erster Stelle möchte ich Prof. Dr. Dominique Thévenin nennen und mich ganz herzlich an dieser Stelle bei ihm bedanken, da er meine Arbeit entscheidend begleitet, ihr neuen Schwung und den nötigen Feinschliff gegeben hat, um sie schließlich sicher ins Ziel zu bringen. Mein Dank gilt auch Dr. Henry-Paul Bensler, der den Anstoß für diese Arbeit gab und abschließend als Gutachter fungierte. In diesem Zuge möchte ich mich herzlich bei Prof. Dr. Holger Theisel für seine Mitwirkung als Gutachter und Mitglied der Promotionskommission und bei Prof. Dr. Jürgen Schmidt in seiner Funktion als Vorsitzender der Promotionskommission bedanken. Ebenso danke ich Jorge Raposo und Dr. Maria-Teresa Abad Lozano, die neben Dr. Henry-Paul Bensler maßgeblichen Anteil am Fundament meiner Arbeit haben. Weiter möchte ich mich bei Knut Schmidt, Marco Gnauck, Markus Kobel und Holger Kunze für die Unterstützung bei den Aktivitäten rund um den Aktivkanalprüfstand bedanken, denn ohne sie hätte dieser wohl nicht das Licht der Welt erblickt und einen beträchtlichen Teil meiner Arbeit gäbe es nicht in seiner jetzigen Gestalt. Mein Dank gebührt ebenso meinen Freunden und Kollegen in der Volkswagen Antriebsforschung. Stellvertretend für sie seien Axel Winkler, Dr. Henrik Rusche, Uwe Reisch, Dr. Emanuela Montefrancesco und Frank Lange genannt, die jeder auf seine bzw. ihre Weise einen Beitrag zu meiner Dissertation geleistet haben. Meinen besonders herzlichen Dank gebührt Dr. Olivier Imberdis, der mir durch seine Arbeit wichtige Impulse für meine Dissertation gab und so ein Gelingen dieser erst ermöglichte. Nicht zuletzt ist es aber vor allem meiner Familie, meinen Eltern Christine und Klaus, meinem Bruder Arne, meiner Frau Conny und meiner Tochter Nele, zu verdanken, dass ich diese Worte nun verfassen kann. Danke, dass ihr immer an mich geglaubt habt!

Braunschweig, den 30. September 2011

Kurzfassung

Ein wesentliches Ziel bei der Brennverfahrensentwicklung ist es, die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung so zu gestalten, dass die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und die strömungsmechanischen Bedingungen im Brennraum zum Zündzeitpunkt bei Ottomotoren und zum Verbrennungsbeginn bei Dieselmotoren optimal an das Brennverfahren angepasst sind. Das Ziel dieser Arbeit ist es deshalb, ein besseres Verständnis für die Strömungsvorgänge im Zylinder zu erlangen und eine genauere Charakterisierung des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung zu ermöglichen. Dazu ist es notwendig, deren räumliche und zeitliche Struktur eingehend zu analysieren mit besonderem Augenmerk auf die deterministischen Anteile an den Schwankungen der Zylinderinnenströmung, womit die Anteile in der Strömung gemeint sind, die anders als die Turbulenz nicht auf kleinskalige Strömungsstrukturen zurückgeführt werden, sondern auf sogenannte kohärente Strukturen. Die dazu notwendige, zeitlich hochaufgelöste, messtechnische Erfassung der Zylinderinnenströmung erfolgt durch Hochgeschwindigkeits-PIV (HS-PIV) an eigens für diese Arbeit entwickelten Prüfständen, dem Aktivkanalprüfstand und dem Drall und Tumble Optischen Prüfstand (DOP/TOP). Für eine erste Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung werden eigene Kennzahlen, Stabilitätskriterien genannt, anhand von Ergebnissen aus Messungen am DOP/TOP eingeführt. Jedoch ist eine direkte Analyse der Strömungsfelder für die Untersuchung der tatsächlichen Strömungsstruktur verlässlicher. Zu dem Zweck der Reduktion von Messfehlern in den für die Analyse herangezogenen, instationären Geschwindigkeitsfeldern und weil dadurch eine kompakte und schnelle Auswertung relevanter Informationen zum transienten Verhalten der Zylinderinnenströmung möglich ist, wird ein Auswerteverfahren basierend auf der Karhunen-Loève-Zerlegung eingeführt. Anhand der Auswertung künstlich generierter Vektorfelder wird das Verfahren vorgestellt. Des Weiteren werden aus den Resultaten Erkenntnisse über das Auswerteverfahren und den Informationsgehalt der Ergebnisse gewonnen. Die Untersuchung der analytischen Strömungsfelder zeigt, dass alle durch die Modulation der Amplitude der Vektoren verursachten Frequenzen sowie die Frequenzen, die aus der später hinzugefügten Wirbelbewegung resultieren, aber auch harmonischen Oberfrequenzen und Frequenzen aus Seitenband-Amplitudenmodulation in einer Frequenzanalyse wiedergegeben werden. Messungen einer künstlich eingeleiteten Strömungsschwankung am Aktivkanalprüfstand dienen zur Absicherung der gewonnenen Erkenntnisse, die mittels Hitzdrahtanemometrie (CTA) und HS-PIV durchgeführt wurden. Die Untersuchung dieser realen, noch überschaubar komplexen Kanalströmung ergibt, dass es anhand von Daten aus CTA- und PIV-Messungen möglich ist, das instationäre Verhalten zu analysieren, Schwankungsphänomene zu identifizieren und teilwei-

se ihrem Ursprung zuzuordnen. Die Analyse des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung erfolgt an einem 1.6l Volkswagen FSI 4-Ventil-Zylinderkopf gemessen am DOP/TOP, wofür die tatsächliche, instationäre Zylinderinnenströmung rekonstruiert und qualitativ untersucht wird. Es zeigt sich, dass das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung bestimmt wird durch die Interaktion zwischen zwei Hauptströmungsstrukturen: Isolierte Wirbelstrukturen, die in ihrer Stärke und Position variieren und wellenförmige Fluktuationen von strahlförmigen Strömungsstrukturen, die im Besonderen an Wänden zu finden sind. Die anschließende quantitative Analyse der Schwankungen in der Zylinderinnenströmung erfolgt, indem die charakteristischen Frequenzen der wichtigsten Schwankungsphänomene identifiziert und deren Ursprung bestimmt werden. Dazu zählen die Wirbelablösung am Ventilschaft, die Scherschichtinstabilität des aus dem Ventilspalt austretenden, ringförmigen Freistrahls und die Scherschichtinstabilität im Nachlauf der Abrisskante der Ladungsbewegungsklappe (LBK). Als Fazit ergibt sich, dass beginnend mit der Verwendung von Stabilitätskriterien über eine detaillierte Untersuchung der in der Strömung enthaltenen Strukturen und ihrer zeitlichen Entwicklung bis hin zur Identifikation einzelner Strömungsschwankungen, ihrer charakteristischen Frequenzen und ihres Ursprungs ein immer besserer und detaillierter Einblick in das transiente Verhalten der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung gewonnen wird. Die Analyse der Zylinderinnenströmung in der vorgestellten Form erweist sich daher als ein geeignetes Werkzeug für zukünftige Anstrengungen bei der Erzeugung einer dem Brennverfahren angepassten Zylinderinnenströmung.

Abstract

An essential task in the combustion process development for reciprocating engines is to configure the intake port generated in-cylinder flow such that the preparation of the air fuel mixture and the fluid mechanical condition in the combustion chamber fit optimal the combustion process at ignition time for spark ignition engines and at start of combustion for compression ignition engines. Therefore, the objective of this thesis is to obtain a better understanding for flow phenomena inside the cylinder and to make possible a more accurate characterization of the time-dependent behaviour of intake port generated in-cylinder flow. For this purpose it is necessary to analyze the spatial and temporal structure of the flow intensely with particular attention to the deterministic components of the in-cylinder flow fluctuations, which refer unlike turbulence not to small-scale flow structures, but to so-called coherent structures. The required, highly time-resolved measurement acquisition of the in-cylinder flow takes place by Highspeed-PIV (HS-PIV) on test-beds, namely the Active Port Test Bed and the Swirl & Tumble Optical Rig (DOP/TOP), which are specially developed for that purpose. Classification numbers, so-called Stability Criteria, are introduced for a first analysis of the time-dependent behaviour of in-cylinder flows by means of measurements on the DOP/TOP. However, a direct analysis of the flow fields is more reliable for the investigation of the actual flow structures. Hence, this thesis presents a Karhunen-Loève decomposition based procedure in order to filter out measurement errors in the analysis of instantaneous velocity fields and to obtain compact and fast relevant information about the transient behaviour of in-cylinder flows. The procedure is introduced by considering generic vector fields. Furthermore, better insights into the procedure and the information content of the results are obtained by analyzing these. The investigation of the analytic flow fields shows that all frequencies caused by amplitude modulation of the vectors are reproduced in a frequency analysis as well as the frequencies, which result from the later added vortex movement, harmonic frequencies and frequencies related to side-band amplitude modulation. Measurements conducted using Constant Temperature Anemometry (CTA) and HS-PIV on the Active Port Test Bed of an artificially induced flow fluctuation are used to check the acquired. The investigation of this real, however manageable complex port flow shows that it is possible to analyse the transient behaviour, to identify fluctuation phenomena and to assign them partly to their origin on the basis of data of CTA and PIV measurements. The analysis of the time-dependent behaviour of intake port generated in-cylinder flow is carried out on a Volkswagen 1.6L FSI production engine cylinder-head, for which the actual, instantaneous flow fields are reconstructed and qualitatively investigated. It appears that the transient behaviour of in-cylinder flow is determined by the interaction between two

main flow structures: on one hand isolated vortices, varying in strength and position and on the other hand wavelike fluctuations of jet flows, in particular near the walls. The following quantitative analysis of the in-cylinder flow fluctuations takes place by identifying characteristic frequencies of main fluctuation phenomena and by determining their origin. The vortex shedding induced by the valve stem, the jet through the valve gap leading to shear layer instability and the shear layer downstream of the tumble flap tearing edge are important ones. To conclude, the described analysis starts with the use of Stability Criteria, continues with the detailed investigation of structures contained in the flow and their temporal development and ends with the identification of individual flow fluctuations, their characteristic frequencies and origin. Applying the above, a better and more detailed insight of the time-dependent behaviour of intake port generated in-cylinder flow is obtained. Thus, the analysis of the in-cylinder flow in the presented form proves to be an appropriate tool for future efforts generating an optimized in-cylinder flow which is adapted to the following combustion processes.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	V
Inhaltsverzeichnis	VIII
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XIII
Nomenklatur	XV
1 Einleitung	1
1.1 Zielsetzung der Arbeit	2
1.2 Gliederung der Arbeit	4
2 Zylinderinnenströmung	7
2.1 Ziele und Grenzen intensiver Zylinderinnenströmung	8
2.2 Gerichtete Zylinderinnenströmung	9
2.2.1 Drallströmung	9
2.2.2 Tumbleströmung	11
2.2.3 Kombination gerichteter Formen der Zylinderinnenströmung	13
2.3 Ungerichtete Zylinderinnenströmung	15
2.3.1 Turbulenz	16
2.3.2 Deterministische Schwankungsphänomene	18
3 Messung der Zylinderinnenströmung	21
3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung .	21
3.1.1 Druckbasierende Messverfahren	21
3.1.2 Wärmeübergangsbasierende Messverfahren	22
3.1.3 Das CTA-Messverfahren	24
3.1.4 Partikelbasierende Messverfahren	25
3.1.5 Das PIV-Messverfahren	31
3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung	36
3.2.1 Transientprüfstände	36

3.2.2	Stationärprüfstände	38
3.2.3	Drall und Tumble Optischer Prüfstand	41
3.2.4	Aktivkanalprüfstand	44
4	Analyse der Zylinderinnenströmung	47
4.1	Kennzahlen	48
4.1.1	Durchflussbeiwert α_k	48
4.1.2	Drall- und Tumblezahl	48
4.1.3	Korrelation mit DOP/TOP-Messungen	50
4.1.4	Stabilitätskriterien	53
4.1.5	Turbulenzintensität	59
4.1.6	Reynolds- und Strouhalzahl	60
4.2	Statistische Beschreibung	61
4.3	Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition	66
5	Untersuchung analytischer Strömungsfelder	75
5.1	Generierung künstlicher Vektorfelder	75
5.2	Analyse künstlich generierter Vektorfelder	77
6	Untersuchung realer Strömungen	87
6.1	Messung am Aktivkanalprüfstand	87
6.1.1	Experimenteller Aufbau	87
6.1.2	Erfassung von Strömungsschwankungen in der Kanalströmung mittels CTA	90
6.1.3	Erfassung von Strömungsschwankungen in der Kanalströmung mittels PIV	96
6.2	Messung am DOP/TOP	99
6.2.1	Experimenteller Aufbau	100
6.2.2	Rekonstruktion der instationären Zylinderinnenströmung	101
6.2.3	Transientes Verhalten der Strömungsstruktur	108
6.2.4	Charakteristische Frequenzen	111
7	Zusammenfassung	123
	Literaturverzeichnis	129

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schematische Darstellung einer Drallströmung [58]	9
2.2	Darstellung verschiedener Möglichkeiten zur Drallerzeugung [74]	10
2.3	Schematische Darstellung einer Tumbleströmung [58]	12
2.4	Darstellung der Generierung einer Tumbleströmung unter Verwendung einer LBK (gekennzeichnet durch den Pfeil) mit Unterstützung durch eine entsprechend geformte Kolbenmulde [12]	13
2.5	Visualisierung des Ω -Tumble in einem Wasseranalogprüfstand durch Farbeinjektion [168]	14
2.6	Schematische Darstellung einer Quetschströmung in einem Dieselmotor [114]	16
2.7	Beispiele für eine Kelvin-Helmholtz-Instabilität an einem künstlich erregten Freistrah [9] und Wirbelstrukturen hinter einer umströmten Platte [4]	19
3.1	Schematischer Aufbau und Diagramm zur Richtungsabhängigkeit eines Prandtlischen Staurohrs nach [163]	22
3.2	Schematischer Aufbau eines CTA-Messsystems	24
3.3	Ein-, Zwei- und Dreidrahtsonden für CTA-Messungen [2]	25
3.4	Betrag der Streuungsamplitude $ S $ in Abhängigkeit vom Streuungswinkel θ_S für einen Wassertropfen in Luft nach [163] (durchgezogene Linie: senkrechte Polarisation, gestrichelte Linie: parallele Polarisation)	27
3.5	Prinzipielle Funktionsweise des LDA-Messverfahrens am Beispiel des Vorwärts- bzw. Rückwärtsstreuungsaufbaus [163]	28
3.6	Prinzipielle Funktionsweise des LTV-Messverfahrens [163]	29
3.7	Prinzipielle Funktionsweise des DGV-Messverfahrens [173]	30
3.8	Prinzipielle Funktionsweise des PIV-Messverfahrens [57]	32
3.9	Schematische Darstellung der Anordnungsvarianten für Stereo-PIV [163]	34
3.10	Schematischer Aufbau eines Transparentmotorprüfstandes [70]	37
3.11	Schematische Darstellung des Aufbaus von Integralprüfständen	41
3.12	Beispiel einer Flowbox	42
3.13	Schematischer Aufbau des DOP/TOP	43
3.14	Aufbaus des Aktivkanalprüfstandes	44
3.15	Schematische Darstellung der Ansteuerung des Klappenschwingers	46

Abbildungsverzeichnis

4.1	Lineare Korrelation von Drall- bzw. Tumblekennzahlen ermittelt am DOP/TOP und an konventionellen Integralprüfständen	52
4.2	Referenzeinlasskanal mit eingebautem Strömungsleitblech	55
4.3	Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} für den Referenz- und den V-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung, SR-Saugrohr)	55
4.4	Räumliche Verteilung des Wirbelzentrums der dominanten Wirbelstruktur für den R-Kanal mit eingebautem Leitblech und Querschnittsverengung bei einem Ventilhub von 3 mm und 4 mm	56
4.5	Drall-Stabilitätskriterium S_D für den Referenz- und den V-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung, SR-Saugrohr)	57
4.6	Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} und Drall-Stabilitätskriterium S_D für den E-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung)	58
4.7	Strouhalzahl für die Umströmung eines kreisförmigen Querschnitts in Abhängigkeit von der Reynoldszahl [60].	61
5.1	Synthetische Vektorfelder $v_i(x)$ mit fester Wirbelposition	75
5.2	Räumliche Moden $\varphi_{v_i}(x)$ des Summenvektorfeldes $s(x, t)$ mit fester Wirbelposition	77
5.3	Normalisierte phaseninvariante POD-Moden $\varphi_i(x)$ $i = 1, 2, 3$ aus der Analyse einer Drallströmung [26]	78
5.4	FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Summenvektorfeldes $s(x, t)$ mit fester Wirbelposition	79
5.5	Synthetische Vektorfelder $v_{mi}(x, t)$ mit Wirbelbewegung (Die Wirbelbewegung $f(t)$ ist schematisch durch die grünen Pfeile dargestellt.)	80
5.6	FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Summenvektorfeldes $s_m(x, t)$ mit Wirbelbewegung	81
5.7	FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ mit Wirbelbewegung	82
5.8	Beispiel für harmonische Frequenzen auf der Basis der Oszillation im Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$	82
5.9	Beispiel für Zweiseitenband-Amplitudenmodulation auf Basis der Oszillation im Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$	83
5.10	Schematische Darstellung der Unterteilung des Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ in einzelne Zeitreihen	84
5.11	Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) im Bereich bis 1000 Hz (s. Kap. 6.2)	84
5.12	Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_{v1}(t)$ der SVD des bewegten Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ mit über die Zeit variierenden Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht)	85

5.13	Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_{v2}(t)$ der SVD des bewegten Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ mit über die Zeit variierenden Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht)	85
6.1	Schematische Darstellung der Positionierung der CTA-Sensoren und deren äquivalente Positionierung.	89
6.2	Turbulenzintensität σ_u bei Klappe in Ruhe und den Anregungsfrequenzen $f_{K1} = 300$ Hz und $f_{K2} = 250$ Hz	91
6.3	Turbulenzintensität σ_u an CTA-Position 1 bei einer Anregungsfrequenz von 300 Hz und unterschiedlich großen Klappenamplituden $s_{K2} = 1.00$ mm, $s_{K3} = 1.40$ mm und $s_{K4} = 1.64$ mm	91
6.4	Turbulenzintensität σ_u an den Positionen CTA 1, 2 und 3 bei einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz	92
6.5	Wasserfalldiagramm der Messungen an Position CTA 1 und Messstelle 3 bei einer Anregungsfrequenz $f_{K1} = 250$ Hz bzw. $f_{K2} = 300$ Hz (Wasserfalldiagramm Seitenansicht) 92	
6.6	Schematische Darstellung eines Gleitsinus	94
6.7	Wasserfalldiagramm der Messung an Position CTA 1 und Messstelle 3 bei einer Anregungsfrequenz f_{KG} von 295 Hz bis 305 Hz und einer Klappenamplitude s_{KG} von 1.40 mm (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)	95
6.8	Räumliche Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ der Messung mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz	97
6.9	Verläufe der Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ und $a_2(t)$ und räumliche Moden $\varphi_1(x)$ und $\varphi_2(x)$ der Axialgeschwindigkeit aus der Messung von Geschwindigkeitsfeldern eines Überschallstrahls durch Moreno <i>et al.</i> [115].	98
6.10	Zeitkoeffizientenverläufe $a_2(t)$ und $a_3(t)$ der Messung mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz	98
6.11	Wasserfalldiagramm der deterministischen Zeitkoeffizienten aus den Messungen mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz und $f_{K2} = 300$ Hz (Wasserfalldiagramm Seitenansicht)	99
6.12	Messebenen	101
6.13	Eigenwerte λ_i der Messung 50C9V (Massenstrom: 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Ventilebene)	104
6.14	Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t=250$ ms (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)	104
6.15	Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t = 260$ ms (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)	105

Abbildungsverzeichnis

6.16	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C3M zum Zeitpunkt $t_1 = 250$ ms und $t_2 = 260$ ms unter Verwendung der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ bzw. der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)	107
6.17	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t_1 = 250$ ms und $t_2 = 260$ ms unter Verwendung der deterministischer Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)	107
6.18	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C9M zu verschiedenen Zeitpunkten t_i unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene)	109
6.19	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messungen 100C3M und 100O3M zum Zeitpunkt $t = 260$ ms unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene und offene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)	109
6.20	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100O9M zu verschiedenen Zeitpunkten t_i unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, offene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene)	110
6.21	Rekonstruierte Strömungsfelder der Messungen 100C3M und 50C3M zum Zeitpunkt $t = 250$ ms unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 und 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)	110
6.22	Wasserfalldiagramm der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)	113
6.23	Wasserfalldiagramm der Messung 100C9M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)	114
6.24	Wasserfalldiagramm der Messung 50C3M (Massenstrom: 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)	115
6.25	Räumlichen Verteilung der Amplituden der Frequenzen 656 Hz, 1406 Hz und 1094 Hz unter den Messbedingungen 50C9, 100C3 bzw. 50C3 aus SAS durchgeführt von Imberdis [80]	116
6.26	Wasserfalldiagramm der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, LBK zu, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von harmonischen Frequenzen, ESB-AM und ZSB-AM unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)	120

Tabellenverzeichnis

5.1	Parameter des Summenvektorfeldes $s(x, t)$	76
5.2	Eigenwerte der SVD der Summenvektorfelder $s(x, t)$ und $s_m(x, t)$	83
6.1	Spezifikation der Frequenzen f_{Ki} und ihrer Amplituden s_{Ki} am Klappenschwinger für die Messungen am Aktivkanalprüfstand	89
6.2	Spezifikation des experimentellen Aufbaus	102
6.3	Vergleich der charakteristischen Frequenzen f_{VS} , f_F und f_{LBK} ermittelt aus PIV-Messung und SAS bzw. DES unter den Bedingungen 50C3, 50C9, 100C3 und 100C9 (Massenstrom von 50 und 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub von 3 und 9 mm)	119

Nomenklatur

Dimensionen und Einheiten sind entsprechend dem Internationale Einheitensystem (SI) angegeben: Masse (M) in Kilogramm (kg), Länge (L) in Metern (m), Zeit (T) in Sekunden (s), Temperature (Θ) in Kelvin (K) und elektrische Stromstärke (I) in Ampère (A).

Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
A	Fläche	L^2	m^2
A_V	Ventilquerschnittsfläche	L^2	m^2
A_{Zyl}	Zylinderkreisquerschnittsfläche	L^2	m^2
a	POD-Zeitkoeffizient	L/T	m/s
a_D	deterministischer Zeitkoeffizient	L/T	m/s
C	zeitliche Korrelationsmatrix	L^2/T^2	m^2/s^2
C_D	Durchflussbeiwert	-	-
c	Amplitudenfunktion	-	-
c_a	Axialgeschwindigkeit	L/T	m/s
c_u	Umfangsgeschwindigkeit	L/T	m/s
D	Drallzahl	-	-
D_{Ti}	Tippelmann-Drallzahl	-	-
D_{Th}	Thien-Drallzahl	-	-
\overline{D}_{Th}	zeitgemittelte Thien-Drallzahl	-	-
d	charakteristisches Längenmaß	L	m
d_{KL}	repräsentative Dimension	-	-
d_p	Partikeldurchmesser	L	m
d_{Zyl}	Zylinderinnendurchmesser	L	m
F	Fensterfunktion	-	-

Nomenklatur

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
f	Frequenz	$1/T$	Hz
f_D	Doppler-Frequenz	$1/T$	Hz
f_{ESB}	Frequenz einer ESB-AM	$1/T$	Hz
f_F	Freistrahlinduzierte Frequenz	$1/T$	Hz
f_H	Harmonische Oberfrequenz	$1/T$	Hz
f_K	Klappenanregungsfrequenz	$1/T$	Hz
f_{KG}	Gleitsinus-Klappenanregungsfrequenz	$1/T$	Hz
f_{LBK}	LBK-Nachlauf induzierte Frequenz	$1/T$	Hz
f_{MF}	Modulationsfrequenz der Frequenz f_F	$1/T$	Hz
f_P	Prüfstands-aufbau induzierte Frequenz	$1/T$	Hz
f_{VS}	Wirbelablösefrequenz am Ventilschaft	$1/T$	Hz
f_W	Wirbelablösefrequenz	$1/T$	Hz
G	Gebiet des Geschwindigkeitsfeldes	L^n	m^n
G_E	erweitertes Gebiet des Geschwindigkeitsfeldes	L^n	m^n
g	Verschiebungsfunktion	-	-
I	Abbildung	-	-
I_w	elektrischer Drahtstrom	I	A
K	Kreuzkorrelationsfunktion	-	-
M_{OP}	Drehmoment am DOP/TOP	$(ML^2)/T^2$	Nm
M_{Ti}	Drehmoment am Tippelmann-Prüfstand	$(ML^2)/T^2$	Nm
M_V	Drehmoment (Vectis)	$(ML^2)/T^2$	Nm
M_w^{CTA}	CTA-Systemzeitkonstante	T	s
m	Anzahl der Einzelmessungen	-	-
m_p	Anzahl der gemessenen Perioden	-	-
m_u	Anzahl der unabhängigen Messungen	-	-
\dot{m}	Massenstrom	M/T	kg/s
\dot{m}_{theo}	theoretischer Massenstrom	M/T	kg/s
n_F	Flügelraddrehzahl	$1/T$	s^{-1}
n_M	Motordrehzahl	$1/T$	min^{-1}
n_f	Fluidbrechungsindex	-	-
n_p	Partikelbrechungsindex	-	-

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
p	Druck	$M/(L T^2)$	Pa
p_{dyn}	dynamischer Druck	$M/(L T^2)$	Pa
p_{stat}	statischer Druck	$M/(L T^2)$	Pa
p_{tot}	Totaldruck	$M/(L T^2)$	Pa
p_{Zyl}	Zylinderdruck	$M/(L T^2)$	Pa
p_0	Ruhedruck	$M/(L T^2)$	Pa
R	räumliche Korrelationsmatrix	L^2/T^2	m^2/s^2
R_w	elektrischer Drahtwiderstand	$(M L^2)/(I^2 T^3)$	Ω
Re	Reynoldszahl	-	-
r_{DZ}	Distanz zw. Momentan- und mittlerem Wirbelzentrum	L	m
r_F	mittleren Flügelradradius	L	m
r_{Zyl}	Zylinderinnenradius	L	m
r_p	Partikelradius	L	m
$ S $	Betrag der Streuungsamplitude	L	m
S_D	Drall-Stabilitätskriterium	-	-
S_{DZ}	Drallzentrum-Stabilitätskriterium	L^2	m^2
S_T	Tumble-Stabilitätskriterium	-	-
S_{TZ}	Tumblezentrum-Stabilitätskriterium	L^2	m^2
Sr	Strouhalzahl	-	-
Sr_{nei}	Strouhalzahl für geneigte Kreiszyylinder	-	-
Sr_P	Strouhalzahl für dreieckige Prismen	-	-
St	Stokes-Zahl	-	-
s	Summenvektorfeld	-	-
s_K	Klappenamplitude	L	m
s_m	bewegte Summvektorfeld	-	-
T	Tumblezahl	-	-
T_{OP}	DOP/TOP-Tumblezahl	-	-
T_{FEV}	FEV-Tumblezahl	-	-
T_a	Drahttemperatur (unbeheizt)	Θ	K
T_w	Drahttemperatur (beheizt)	Θ	K
t	Zeit	T	s

Nomenklatur

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
U_w	elektrische Drahtspannung	$(ML^2)/(IT^3)$	V
u	Strömungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
$ u $	Betrag der Strömungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
\bar{u}	zeitgemittelte Strömungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
u'	ungeordnete Schwankungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
\tilde{u}	geordnete Schwankungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
u_{\perp}	Normale der Strömungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
u'_{HF}	hochfrequente Schwankungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
u'_{NF}	niedrigfrequente Schwankungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
u_p	Partikelgeschwindigkeit	L/T	m/s
$u_{p\perp}$	Normale der Partikelgeschwindigkeit	L/T	m/s
u_x	Geschwindigkeitskomponente in x-Richtung	L/T	m/s
u_y	Geschwindigkeitskomponente in y-Richtung	L/T	m/s
u_0	charakteristische Strömungsgeschwindigkeit	L/T	m/s
\dot{V}	Volumenstrom	L^3/T	m^3/s
v	Vektorfeld	-	-
W	Wichtungsmatrix	-	-
w	Wichtungsfaktor	-	-
x	x-Koordinate des Momentanwirbelzentrums	L	m
$ x $	Messpunktabstand x-Richtung	L	m
x_{mWZ}	x-Koordinate des gemittelten Wirbelzentrums	L	m
y	y-Koordinate des Momentanwirbelzentrums	L	m
$ y $	Messpunktabstand y-Richtung	L	m
y_{mWZ}	y-Koordinate des gemittelten Wirbelzentrums	L	m
z_V	Zellenanzahl	-	-

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Dimension	Einheit
α	SVD-Zeitkoeffizient	T/L	s/m
α_k	Durchflussbeiwert	-	-
β	Neigungswinkel	-	°
Δ	Differenz	-	-
δ	Kronecker-Delta	-	-
ϵ	Grenzkriterium	-	-
η_p	dynamische Partikelviskosität	M/(LT)	Pa s
θ	Phasenwinkel	-	°KW
θ_L	Winkel	-	°
θ_S	Streuungswinkel	-	°
κ	Isentropenexponent	-	-
Λ	Wellenlänge des Lichtes	L	m
λ	Eigenwert	L ² /T ²	m ² /s ²
λ_{SVD}	SVD-Eigenwert	-	-
ν	kinematischen Viskosität	M ² /T	m ² /s
ρ	Dichte	M/L ³	kg/m ³
ρ_{Zyl}	mittlere Dichte im Zylinder	M/L ³	kg/m ³
ρ_f	Fluiddichte	M/L ³	kg/m ³
ρ_p	Partikeldichte	M/L ³	kg/m ³
ρ_0	Dichte im Ruhezustand	M/L ³	kg/m ³
σ_u	Turbulenzintensität	L/T	m/s
$\sigma_{\omega_{ink}}$	Varianz der inkohärenten Vorticity ω_{ink}	1/T	1/s
τ	Periodendauer	T	s
τ_f	charakteristische Strömungszeitskala	T	s
τ_p	charakteristische Partikelreaktionszeit	T	s
Φ_{conv}	Funktion für die erzwungene Konvektion	-	-
φ	räumlicher Mode	-	-
ω	Wirbelstärke (Vorticity)	1/T	1/s

Abkürzungen

Symbol	Beschreibung
AGR	Abgasrückführung
CCA	Constant Current Anemometry
CCD	Charge Coupled Device
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFK	kohlefaserverstärkten Kunststoff
CMOS	Complementary Metal Oxide Semiconductor
CTA	Hitzdrahtanemometrie, Constant Temperature Anemometry
CVA	Constant Voltage Anemometry
CVE	Coherent Vortex Extraction
CVS	Coherent Vortex Simulation
DEHS	Di-2-Ethylhexyl-Sebacat
DES	Detached Eddy Simulation
DGV	Doppler Global Velocimetry
DOP/TOP	Drall und Tumble Optischen Prüfstand
DNS	Direkte Numerische Simulation
DWT	diskrete Wavelet-Transformation
ESB-AM	Einseitenband-Amplitudenmodulation
FEV	Forschungsgesellschaft für Energietechnik und Verbrennungsmotoren
FFT	Fast Fourier Transformation
FSI	Benzindirekteinspritzung
HS-PIV	Hochgeschwindigkeits-PIV
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LDA	Laser Doppler Anemometry
LES	Large Eddy Simulation
LIF	Laser Induced Fluorescence
LSE	Linear Stochastic Estimation
LTV	Laser Transit Velocimetry
L2F	Laser Two Focus Velocimetry
MOD	Most Observable Decomposition

Symbol	Beschreibung
MTV	Molecular Tagging Velocimetry
MRA	Multiresolution Analysis
ND	Neodym dotiert
PCA	Principal Component Analysis
PIV	Particle Image Velocimetry
POD	Proper Orthogonal Decomposition
PTV	Particle Tracking Velocimetry
RANS	Reynolds averaged Navier-Stokes
SAE	Society of Automotive Engineers
SAS	Scale Adaptive Simulation
SGS	Subgrid Scale
SRS	Spontaneous Raman Spectroscopy
SVD	Singular Value Decomposition
TRPIV	Time-Resolved PIV
WT	Wavelet-Transformation
YAG	Yttrium Aluminium Granat
YLF	Yttrium Lithium Fluorid
YVO ₄	Ytterbium Vanadat
ZSB-AM	Zweiseitenband-Amplitudenmodulation
1D	Eindimensional
2D	Zweidimensional
3D	Dreidimensional

1 Einleitung

Bei der Entwicklung neuer Verbrennungsmotoren zielen die Bemühungen der Automobilbauer auf die Steigerung der Effizienz der Motoren hinsichtlich des Verbrauchs - damit aktuell auf die Verringerung des CO₂-Ausstoßes - und der Leistung. Daneben sind sie bestrebt die Emissionen von unverbrannten Kohlenwasserstoffen, Stickoxiden, Kohlenmonoxid und Ruß weiter zu verringern. Das erstgenannte Ziel steht seit der Erfindung des Verbrennungsmotors durch Nicolaus August Otto vor über 130 Jahren im Fokus seiner Weiterentwicklung. Nach all dieser Zeit der intensiven Ingenieurstätigkeit im Bereich des Verbrennungsmotors ist eine Revolution auf diesem Gebiet nicht absehbar. Stattdessen ist man bestrebt den Verbrennungsmotor durch Evolution für die Anforderungen der Zukunft zu rüsten. Bei dem Vorhaben immer effizientere und schadstoffärmere Motoren zu entwickeln, kommt dem Brennverfahren eine Schlüsselposition zu und für die Optimierung moderner Brennverfahren spielt die Erzeugung einer passenden Zylinderinnenströmung eine entscheidende Rolle. Die Strömung im Zylinder wiederum ist wesentlich durch den Einströmvorgang geprägt.

Ein wesentliches Ziel bei der Brennverfahrensentwicklung ist es daher, die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung so zu gestalten, dass die Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches und die strömungsmechanischen Bedingungen im Brennraum zum Zündzeitpunkt bei Ottomotoren und zum Verbrennungsbeginn bei Dieselmotoren optimal an das Brennverfahren angepasst sind. Dadurch wird es möglich die Energieumsetzung während der Verbrennung zu maximieren und die Schadstoffentstehung zu minimieren.

Um dieses Ziel zu erreichen, wird sich im Allgemeinen für eine erste theoretische Analyse der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung dimensionsloser, integraler Kennzahlen bedient. Diese Kennzahlen basieren auf Messungen an Prüfständen unter stationären Bedingungen, Stationärprüfstände genannt, und sind aufgrund ihrer Einfachheit seit Langem in der Brennverfahrensentwicklung etabliert. Sie beschreiben die globale Durchflusscharakteristik der Einlasskanäle und die Intensität der Ladungsbewegung.

Für die Bestimmung der tatsächlichen Strömungsstruktur der Zylinderinnenströmung ist jedoch eine direkte Analyse des mehrdimensionalen Strömungsfeldes verlässlicher. Die Strömungsfelder lassen sich messtechnisch, z. B. durch die Verwendung der Particle Image Velocimetry (PIV) erfassen oder simulatorisch durch Computational Fluid Dynamics (CFD) ermitteln. Im Allgemeinen werden PIV-Messungen der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung an Stationärprüfständen durchgeführt, denn die sich dort ausbildende Strömung ist vergleichbar mit der während des Einlasstaktes am

1 Einleitung

Vollmotor. Darüber hinaus kommen Einzylinderprüfstände zum Einsatz, die auch den Einfluss der Kompression miteinbeziehen. In der Regel stellen diese Methoden lediglich zeit- oder phasengemittelte Ergebnisse bereit, denn die Verwendung einer Mittelung für die Auswertung von Messergebnissen ermöglicht es, Messfehler zu dämpfen und erleichtert die Analyse der Grundstruktur der Strömung. Jedoch gehen transiente Informationen, wie das Schwankungsverhalten der Zylinderinnenströmung, verloren.

Messungen an Vollmotoren, als ein weiterer Schritt um die Zusammenhänge zwischen der Zylinderinnenströmung und dem Brennverfahren zu untersuchen, haben aber gezeigt, dass Strömungsschwankungen großen Einfluss auf die Verbrennung haben. So können solche Strömungsschwankungen z. B. die Qualität der Aufbereitung des Kraftstoff-Luft-Gemisches in direkteinspritzenden Ottomotoren derart reduzieren, dass es im Extremfall zu Zündaussetzern kommen kann. Allein dieses Beispiel zeigt die Notwendigkeit, das transiente Verhalten der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung bei der Erzeugung einer dem Brennverfahren angepassten Zylinderinnenströmung zu berücksichtigen. Außerdem ist es wichtig den Ursprung der Strömungsschwankungen zu identifizieren, um eine optimale Zylinderinnenströmung erzeugen zu können. Ein derartiger Einblick in das zeitabhängige Verhalten der Zylinderinnenströmung würde es ermöglichen ungewollte Strömungsschwankungen zu vermeiden und dadurch die Qualität der Gemischaufbereitung zu steigern, um beim gewählten Beispiel zu bleiben.

Es zeigt sich demnach, dass noch immer ein großes Potential existiert, die Zylinderinnenströmung besser an die Anforderungen des Brennverfahrens anzupassen.

1.1 Zielsetzung der Arbeit

Ziel dieser Arbeit ist es, ein besseres Verständnis für die Strömungsvorgänge im Zylinder zu erlangen und eine genauere Charakterisierung des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung zu ermöglichen. Dazu ist es notwendig, deren räumliche und zeitliche Struktur eingehend zu analysieren. Das besondere Augenmerk liegt hierbei auf den deterministischen Anteilen am Schwankungsverhalten der Zylinderinnenströmung. Damit sind die Anteile in der Strömung gemeint, die anders als die Turbulenz nicht auf kleinskalige Strömungsstrukturen zurückgeführt werden, sondern auf sogenannte kohärente Strukturen. Diese großskaligen Strömungsstrukturen bilden für eine endliche Lebensdauer zusammenhängende Strömungsgebiete mit bestimmten Eigenschaften. Daher handelt es sich nicht um rein chaotische Erscheinungen, sondern sie enthalten auch "organisierte", sprich deterministische Elemente.

Die Schwierigkeit, einen detaillierten Einblick in das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung zu erlangen, besteht zum einen in der Notwendigkeit, die Zylinderinnenströmung zeitlich hochaufgelöst, simulativ oder messtechnisch zu erfassen und zum anderen in der Analyse der gewonnenen

Daten. Auf dem Gebiet der Berechnung ermöglichen der Fortschritt in der Modellentwicklung und die Steigerung der Leistungsfähigkeit moderner Rechner den verstärkten Einsatz der Large Eddy Simulation und derer Derivate für die angestrebte Analyse. Dieses wird aber nicht in dieser Arbeit betrachtet. Der Grad des Einblickes in die Struktur und das Verhalten der Zylinderinnenströmung durch Messungen ist eng mit der Entwicklung der Geschwindigkeitsmesstechnik verknüpft und erst die Entwicklung der Hochgeschwindigkeits-PIV (HS-PIV) ermöglicht die zeitlich hochaufgelöste, messtechnische Erfassung der Zylinderinnenströmung. Die für diese Arbeit notwendigen Messungen werden an eigens dafür entwickelten Prüfständen, dem Aktivkanalprüfstand und dem Drall und Tumble Optischen Prüfstand (DOP/TOP), durchgeführt.

Der Aktivkanalprüfstand besteht aus einem Modellkanal, an dem eine vereinfachte Einlasskanalströmung abgebildet wird und die Auswirkungen von aktiv gesteuerten Einbauten auf eine gleichförmige oder pulsierende Kanalströmung untersucht werden können. Die Messungen mittels Hitzdrahtanemometrie (CTA) und HS-PIV dienen der Absicherung der Erkenntnisse über das eingeführte Analyseverfahren aus der vorangestellten theoretischen Untersuchung synthetischer Vektorfelder und als Vorstudie zur Messung der Zylinderinnenströmung am DOP/TOP. So wird am Aktivkanalprüfstand anhand einer künstlich eingeleiteten Strömungsschwankung untersucht, inwieweit deterministische Strömungsschwankungen messtechnisch erfassbar sind und ob sie von ihrem Entstehungsort entfernt nachgewiesen werden können.

Beim DOP/TOP handelt es sich um einen Stationärprüfstand mit voller optischer Zugänglichkeit für die Erfassung der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung. Die untersuchte Zylinderinnenströmung wird durch einen 4-Ventil-Zylinderkopf eines direkteinspritzenden Ottomotors (1.6l FSI von Volkswagen) erzeugt. Als Messaufbau wird ein Stationärprüfstand gewählt, weil die ansonsten in Frage kommenden Messungen an einem Einzylinderprüfstand oder gar an einem Transparentmotor zusätzliche Einflussfaktoren auf die Zylinderinnenströmung enthalten würden, die die Analyse der Daten weiter erschweren.

Die PIV-Messungen an den beiden Prüfständen ergeben eine enorme Menge an Feldinformationen, deren allumfassende Auswertung sehr zeitaufwendig und äußerst komplex ist. In einem ersten Schritt werden deshalb für die Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung eigene Kennzahlen, Stabilitätskriterien genannt, anhand von Ergebnissen aus Messungen am DOP/TOP eingeführt. Jedoch ist, wie bereits oben ausgeführt, eine direkte Analyse der Strömungsfelder für die Untersuchung der tatsächlichen Strömungsstruktur verlässlicher. Im Fall des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung müssen die instationären Geschwindigkeitsfelder für die Analyse herangezogen werden, denn hier ist eine Mittelung der Ergebnisse nicht zielführend, da der damit einhergehende Dämpfungseffekt zu einer Eliminierung der entscheidenden Informationen zum transienten Strömungsverhalten führen würde. Dadurch sind Fehler, die bei PIV-Messungen durch optische Reflexionen, Inhomogenitäten in der Partikeldichte oder durch den Korrelationsalgorithmus auftreten, viel schwerer zu korrigieren. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit eine andere Möglichkeit zu finden,

1 Einleitung

die Messfehler zu reduzieren, um so die wichtigen Informationen zum transienten Strömungsverhalten zu erhalten.

Zu diesem Zweck und weil dadurch eine kompakte und schnelle Auswertung relevanter Informationen zum transienten Verhalten der Zylinderinnenströmung möglich ist, wird ein Auswerteverfahren basierend auf der Karhunen-Loève-Zerlegung eingeführt. Deren Grundlagen wurden von Kosambi, Karhunen und Loève, sowie Pougachev und Obukhov unabhängig voneinander veröffentlicht. Lumley setzte die Karhunen-Loève-Zerlegung erstmals im Bereich der Strömungsmechanik unter der Bezeichnung Proper Orthogonal Decomposition (POD) ein. Das Prinzip der POD besteht darin ein gegebenes zeitabhängiges Vektorfeld $u(x, t)$ einer endlichen Zeit T in einem beschränkten Gebiet G in zeitunabhängige räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und korrespondierende ortsunabhängige Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zu zerlegen, die das Vektorfeld $u(x, t)$ zu jedem Zeitpunkt t "optimal" repräsentieren. Dieses Prinzip liegt auch der Singular Value Decomposition (SVD) zugrunde, die im Gegensatz zur POD eine direkte bi-orthogonale Zerlegung des Strömungsfeldes $u(x, t)$ ergibt, weshalb die SVD in dieser Arbeit zur Anwendung kommt.

Bei dem hier eingeführten Auswerteverfahren werden zuerst die analytischen bzw. gemessenen Strömungsfelder durch eine SVD in Eigenwerte λ_i , räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zerlegt. Anschließend werden die Zeitkoeffizienten auf ihre deterministischen Anteile reduziert. Darauf basierend erfolgt auf der einen Seite eine Rekonstruktion der gemessenen Strömungsfelder zur qualitativen Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung. Auf der anderen Seite wird eine Fast Fourier Transformation (FFT) der auf ihre deterministischen Anteile reduzierten Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ durchgeführt zur quantitativen Analyse von Schwankungsphänomenen mit großer Bedeutung für die Zylinderinnenströmung und der Bestimmung des Ursprungs dieser Strömungsschwankungen.

1.2 Gliederung der Arbeit

Nachdem in Kapitel 1 die Motivation zu dieser Arbeit, deren Zielsetzung und Gliederung vorgestellt wird, befasst sich Kapitel 2 mit der Zylinderinnenströmung, die aufgrund ihrer Bedeutung als einer der entscheidenden Einflussfaktoren auf das motorische Brennverfahren das zentrale Untersuchungsobjekt dieser Arbeit darstellt. Dazu werden in Kapitel 2 die gerichteten und ungerichteten Strömungsanteile der Zylinderinnenströmung, spezielle deterministische Schwankungsphänomene, betrachtet.

Es folgt in Kapitel 3 die Vorstellung der Möglichkeiten die Zylinderinnenströmung messtechnisch zu erfassen, wobei besonders auf das CTA- und das PIV-Messverfahren eingegangen wird, die bei den Messungen für diese Arbeit zum Einsatz kommen. Die Messungen erfolgen an den eigens dafür konzipierten Aktivkanalprüfstand und DOP/TOP. Neben den in dieser Arbeit verwendeten Prüfständen

wird außerdem in Kapitel 3 ein Überblick über weitere aktuell eingesetzte Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung gegeben.

Kapitel 4 befasst sich mit den Methoden zur Analyse der Zylinderinnenströmung angefangen bei der Bewertung derselben mittels Kennzahlen wie der Durchfluss-, der Drall- und Tumblezahl sowie der Bewertung ihres transienten Verhaltens durch die hier eingeführten Stabilitätskriterien über die statistische Beschreibung der Strömung bis hin zur Wavelet Analyse und der POD bzw. SVD, die in dieser Arbeit zur Anwendung kommt.

Nach der Vorstellung der SVD als zentrales Instrument für die Auswertung und Analyse in dieser Arbeit wird das darauf basierende Auswerteverfahren schrittweise anhand der Auswertung künstlich generierter Vektorfelder in Kapitel 5 eingeführt, angewendet und aus den Resultaten werden Erkenntnisse über das Auswerteverfahren und den Informationsgehalt der Ergebnisse gewonnen.

In Kapitel 6 werden diese Erkenntnisse durch Messungen einer künstlich eingeleiteten Strömungsschwankung am Aktivkanalprüfstand abgesichert. Diese Untersuchung dienen außerdem dazu sicherzustellen, dass deterministische Strömungsschwankungen durch PIV-Messungen erfassbar sind und dass diese entfernt von ihrem Entstehungsort nachgewiesen werden können. Die CTA-Messungen werden dazu als Vergleichsbasis eingesetzt. Anschließend erfolgt die Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung gemessen am DOP/TOP an einem 1.6l FSI 4-Ventil-Zylinderkopf. Wozu die tatsächliche, instationäre Zylinderinnenströmung rekonstruiert und qualitativ untersucht wird. Schließlich wird nach einer FFT der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ eine quantitative Analyse des Schwankungsverhaltens der Zylinderinnenströmung durchgeführt. Sie erfolgt, indem die charakteristischen Frequenzen der wichtigsten Schwankungsphänomene in der Zylinderinnenströmung identifiziert und deren Ursprung bestimmt werden.

Grundlegende Kenntnisse zum Thema Verbrennungsmotoren, wie dessen Aufbau und Arbeitsweise, werden vorausgesetzt. Wenn im Folgenden nicht anders erwähnt, liegt das 4-Takt Arbeitsverfahren alle Ausführungen dieser Arbeit zugrunde.

2 Zylinderinnenströmung

Als Zylinderinnenströmung wird die vorrangig während des Einlasstaktes erzeugte Ladungsbewegung im Zylinder bezeichnet. Eine Ausnahme bilden Quetschströmungen. Während des Einströmens im Ladungswechsel wird in der Strömung im Zylinder ein zusätzlicher Drehimpuls generiert, wobei zwischen gerichteten und ungerichteten Strömungsanteilen unterschieden wird. Für den Fall einer vorwiegend gerichteten Strömung im Zylinder wird der größte Anteil des eingebrachten Einlassimpulses zur Erzeugung von zwei grundsätzlichen Strömungsstrukturen verwendet: Dem Drall und dem Tumble. Die ungerichteten Strömungsanteile hingegen haben keine speziell vorherrschende Bewegungsrichtung. Sie werden im Folgenden in Turbulenz und deterministische Schwankungsphänomene unterteilt.

Eine Einteilung der Zylinderinnenströmung kann nicht nur nach ihrer Form vorgenommen werden, d. h. gerichtet oder ungerichtet, sondern auch nach dem Ort ihrer Entstehung. In diesem Fall erfolgt die Unterscheidung in einlassseitig generierte und brennraumseitig generierte Zylinderinnenströmung.

Für die gezielte Generierung einer Zylinderinnenströmung durch einlassseitige Maßnahmen sind vor allem ausschlaggebend: Form des Einlasskanals und dessen Winkel zum Ventil, symmetrisch oder asymmetrisch ausgeführte Unstetigkeiten in Saugrohr und Einlasskanal, Form des Einlassventils (z. B. Ausführung mit und ohne Maskierung), Ventilsitzgeometrie und Positionierung des Ventilsitzes sowie die Anzahl der Ventile. Variabilitäten in der Erzeugung einer einlassgenerierten Zylinderinnenströmung können durch Saugrohrenbauten (Klappen oder Schieber), Zusatzkanäle oder durch Variation des Einlassventilhubes realisiert werden.

Eine brennraumseitig generierte Zylinderinnenströmung kann u. a. durch Quetschspalte, Maßnahmen im Brennraumdach, wie Maskierungen am Ventilsitz, und durch spezielle Kolbengeometrien erzeugt werden. Diese Maßnahmen haben aber oft eine ungünstige Brennraumoberfläche zur Folge, die Ursache von Störungen im Verbrennungsablauf sein kann.

Mit Ausnahme der durch Quetschspalte und Kolbengeometrie erzeugten Anteile an der Zylinderinnenströmung wird die Gesamtheit während des Einlasstaktes erzeugte Ladungsbewegung auch als einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung bezeichnet, obwohl ihre Form, wie zuvor beschrieben, nicht ausschließlich durch die Geometrie des Einlasskanals bestimmt wird. Die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung ist Gegenstand der Untersuchungen dieser Arbeit.

2.1 Ziele und Grenzen intensiver Zylinderinnenströmung

Bei der Generierung der Zylinderinnenströmung werden die gerichteten Anteile verwendet, um eine definierte Struktur der selben zu erzeugen, z. B. für den Transport des Kraftstoff-Luft-Gemisches zur Zündkerze [34, 77, 155] oder für die Erzeugung einer Schichtladung [65]. Daneben spielt die Intensität der Zylinderinnenströmung eine wichtige Rolle. Eine intensive Zylinderinnenströmung dient zum einen zur Stabilisierung der Strömung [120], zum anderen soll durch eine intensive Zylinderinnenströmung eine Erhöhung des Turbulenzniveaus erreicht werden. Das geschieht, indem die Zylinderinnenströmung allmählich in turbulente Wirbelstrukturen zerfällt [175]. Die entstandenen Wirbelstrukturen tragen zu einem verbesserten Stoff- und Wärmetransport und damit zu einer Verbesserung der Zündbedingungen bei. Für direkt einspritzende Brennverfahren kommt zusätzlich die Förderung des Tropfenzerfalls hinzu, was zu einer weiteren Homogenisierung des Gemisches führt [34, 178] und somit zu einer Verkürzung der Entflammungsphase [38, 58, 93, 102].

Auch die sich an die Entflammungsphase anschließende Verbrennung läuft durch ein erhöhtes Turbulenzniveau schneller und stabiler ab [7, 38, 58, 64, 66, 93]. Die schnellere Verbrennung erfolgt aufgrund der Faltung der Flammenfront durch die turbulenten Wirbelstrukturen und der damit einhergehenden Vergrößerung der reaktiven Oberfläche der Flammenfront [34, 86, 175]. Des Weiteren wirkt sich eine schnellere Verbrennung positiv auf den thermischen Wirkungsgrad aus [48, 93]. Durch eine schnellere Kraftstoffumsetzung wird außerdem der Motorbetrieb mit hoher Ladungsverdünnung [176] und Abgasrückführung ermöglicht, was zu einem verbesserten Emissionsverhalten führt [38, 64, 93]. Die Vorteile beim Emissionsverhalten von Systemen mit intensiver Zylinderinnenströmung zeigen sich im Besonderen beim Kaltstart und während der Warmlaufphase [37].

Nachteil einer schnelleren Verbrennung und einer damit verbundenen kürzeren Brenndauer ist ein schnellerer Druckanstieg im Zylinder, was ein stärkeres Verbrennungsgeräusch zur Folge hat [37, 38]. Außerdem führt eine schnellere Verbrennung, besonders im Falle von Magerkonzepten, zu einem Anstieg der Stickoxid-Emissionen wegen des höheren Temperaturgradienten [77]. Des Weiteren muss der durch einlassseitige Maßnahmen veränderte Einstromvorgang zur Intensivierung der Zylinderinnenströmung so gestaltet werden, dass der Auftrag von Kraftstofftröpfchen auf die Wand und Zonen mit fettem Gemisch vermieden werden, weil sonst mit ansteigenden Kohlenwasserstoff-Emissionen zu rechnen ist [63]. Quetschflächen und sonstige zerklüftete Oberflächen als brennraumseitige Maßnahmen zur Erzeugung einer verstärkten Zylinderinnenströmung können sich ebenso negativ auf die Kohlenwasserstoff-Emissionen auswirken. Weiterhin muss beachtet werden, dass eine intensivierete Zylinderinnenströmung einen Anstieg der Drossel- und Wandwärmeübergangsverluste verursacht [63, 64, 93, 114] und die Generierung einer zu starken Zylinderinnenströmung zum Overswirl-Effekt führt, d. h. die bereits entzündete Flamme wird wieder ausgeblasen [7, 38]. Nicht zuletzt führt ein zu hohes Zylinderinnenströmungsniveau zu einem Anstieg der zyklischen Schwankung, womit sich die Wahrscheinlichkeit von Zündaussetzern erhöht und die Ladungsverdünnungstoleranz abnimmt [87, 93].

Die im unteren Last- und Drehzahlbereich eingesetzten einlassseitigen Maßnahmen zur Generierung einer stärkeren Drall- oder Tumbleströmung können bei hohen Last- und Drehzahlbereichen zu erheblichen Verlusten im Ladungswechsel führen, was eine Verschlechterung des Ladungswechselwirkungsgrades zur Folge hat. Dadurch ergibt sich ebenfalls eine Verschlechterung der Zylinderfüllung bei Volllast, sodass die Maßnahmen zur Beeinflussung der Zylinderinnenströmung nach Möglichkeit variabel ausgeführt werden sollten. Nur so kann die in der Volllast erforderliche Zylinderfüllung sichergestellt werden [63].

Generell sollte bei der Anhebung des Intensitätsniveaus der Zylinderinnenströmung beachtet werden, dass dieses nicht beliebig gesteigert werden kann. Für jeden Motor existiert ein Optimum für die Intensität der Zylinderinnenströmung [64, 93].

2.2 Gerichtete Zylinderinnenströmung

2.2.1 Drallströmung

Eine Drallströmung ist als Rotation der Zylinderladung um die Zylinderhochachse definiert, deren Form im Allgemeinen als die eines Festkörperwirbels angenommen wird [74]. Sie wird oft lediglich als Drall bezeichnet. Eine Drallströmung wird durch eine tangential zur Zylinderbohrung gerichtete Strömungskomponente und deren Ablenkung an der Zylinderwand (Abb. 2.1) erzeugt, wodurch sich eine schraubenförmige, nach unten bewegende Strömungsstruktur einstellt.

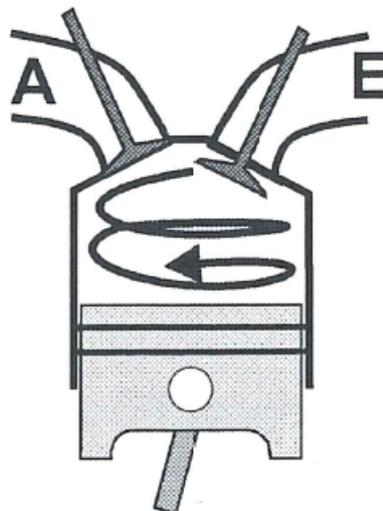


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung einer Drallströmung [58]

2 Zylinderinnenströmung

Eine Drallströmung wird verwendet, um die Gemischbildung in Diesel- und Benzindirekteinspritzern zu verbessern. Im Fall einer Dieseldirekteinspritzung wird die Verbesserung der Gemischbildung dadurch erreicht, dass der kompakte Kraftstoffstrahl aufgerissen wird und bei Mehrlochinjektoren die zwischen den Kraftstoffstrahlen liegenden Luftsektoren mit dem Kraftstoff vermischt werden [114]. Außerdem wird eine Drallströmung zur Erhöhung des Turbulenzniveaus im Zylinder eingesetzt um - wie beschrieben - die Verbrennung zu beschleunigen.

Die Drallströmung wird darüber hinaus für die Gewährleistung einer Schichtladung in Magermotoren verwendet und in 2-Takt Motoren dazu genutzt, den Spülvorgang zu intensivieren. In einigen Arten von Kammermotoren wird eine Zylinderinnenströmung rotierend um die Kammerachse generiert, die ebenfalls als Drall bezeichnet wird [93].

Nachteilig wirkt sich eine Drallströmung nicht nur, wie im vorherigen Kapitel 2.1 geschrieben, durch den Overswirl-Effekt aus, sondern auch, wenn es aufgrund der erhöhten Zentrifugalkräfte zu Entmischungsvorgängen kommt. Das geschieht, weil zu hohe Zentrifugalkräfte dazu führen, dass der schwere Kraftstoffnebel in den Wandbereich transportiert wird, was die Gefahr von erhöhten Kohlenwasserstoffemission birgt [34].

Die Erzeugung einer Drallströmung kann, wie bereits erläutert, durch einlassseitige und brennraumseitige Maßnahmen erfolgen. Eine der ältesten einlassseitigen Maßnahme zur Drallgenerierung ist der Einsatz eines Spiralkanals (Abb. 2.2(a)) [56, 74]. In einem Spiralkanal wird eine Drallströmung aufgrund der spiralförmigen Führung der Ladung im Einlasskanal erzeugt und damit ein Drehimpuls um die Zylinderhochachse generiert. Eine weitere Möglichkeit besteht in der tangentialen Anbindung des Einlasskanals. Durch diesen als Schräg- oder Tangentialkanal (Abb. 2.2(b)) bezeichnete Einlasskanal wird in Abhängigkeit vom realisierten Winkel zur Zylinderachse eine Drallströmung generiert [19, 74, 101].

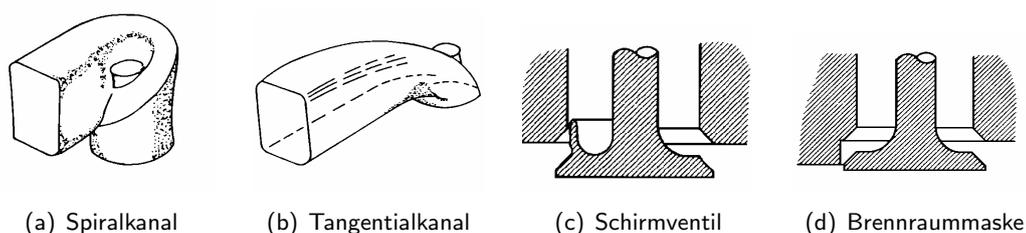


Abbildung 2.2: Darstellung verschiedener Möglichkeiten zur Drallerzeugung [74]

Bei Motorkonzepten mit zwei Einlasskanälen wird in der Regel ein Kanal als Drallkanal ausgeführt und der zweite als Tangentialkanal, um die bessere Drallgenerierung eines Spiralkanals mit dem besseren Füllungsverhalten eines Tangentialkanals zu kombinieren. Zusätzlich kann im Teillastbereich der Füllungskanal durch eine Klappe deaktiviert werden [56, 64, 109], wodurch die Drallströmung an den jeweiligen Betriebspunkt angepasst werden kann [112, 126]. Das Gleiche wird durch eine Kanalabschaltung erreicht, indem das Ventil am Tangentialkanal nicht angesteuert wird, wie es bei

Systemen mit vollvariablem Ventiltrieb möglich ist [177]. Die Vorgehensweise, die Querschnittsfläche der Einlasskanäle zu verringern, um eine stärker ausgeprägte Drallströmung zu generieren, findet bei Motoren mit einem Einlasskanal in Form eines schaltbaren Drallbleches Anwendung [13].

Weitere Möglichkeiten der Drallerzeugung stellen die Verwendung von zusätzlichen, seitlich gelagerten Klappen im Saugsystem [48, 93, 112, 161], Walzendrehschieber [63] und Zusatzkanalsysteme dar [141]. Außerdem kommen sogenannte Schirmventile (Abb. 2.2(c), Ventile mit Maskierungen) für die Drallgenerierung zum Einsatz [56, 67, 74, 87]. Eine vergleichbare Wirkung wie bei Schirmventilen kann als brennraumseitige Maßnahme durch eine Ventilsitzmaskierung erreicht werden [74, 86]. Sie wird ebenfalls als Brennraummaske, Sitzabschirmung oder Shroud bezeichnet (Abb. 2.2(d)) und kommt auch in Kombination mit variabler Ventilsteuerung zum Einsatz, die ohne Sitzabschirmung keine definierte Zylinderinnenströmung generiert [50, 128]. Nachteilig wirken sich bei der Verwendung von Abschirmungen am Ventil oder im Brennraum die bei Vollast erzeugten hohen Ladungswechselverluste aus.

Hinsichtlich der Realisierung von Einlasskanalmaßnahmen ist zu beachten, dass sich diese möglichst nahe am Einlassventil befinden. Je weiter die Maßnahme vom Einlassventil in Richtung Saugrohr verschoben wird, desto eher kann sich die Strömung wieder beruhigen, was eine geringere Drall erzeugende Wirkung zur Folge hat. Die Realisierung einer ventilt nahen Maßnahme ist jedoch meistens sehr aufwendig [93].

Zu den brennraumseitigen Maßnahmen für die Generierung einer Drallströmung zählen auch speziell geformte Kolbenmulden, die zu einer Unterstützung der einlassseitig generierten Drallströmung beitragen [51, 161], jedoch neigen diese zu höheren Kohlenwasserstoffemissionen [93]. Unterteilte Brennräume sind eine weitere Möglichkeit zur brennraumseitigen Drallerzeugung, wobei diese heutzutage nur noch eine untergeordnete Rolle spielen. Sie werden zur Unterstützung von Mager- und Schichtladungskonzepten eingesetzt. Durch den Ausströmvorgang aus den Nebenbrennräumen bzw. durch die Strömungserzeugung in ihnen wird eine Drallströmung generiert. Die damit verbundene zerklüftete Brennraumboberfläche führt zu erhöhten Wärmeübergangsverlusten und einer gestörten Flammenausbreitung [93].

2.2.2 Tumbleströmung

Eine Tumbleströmung ist als Rotation der Zylinderladung senkrecht zur Zylinderhochachse definiert, deren Form - wie bei der Drallströmung - als die eines Festkörperwirbels angenommen wird [74]. Sie wird oft auch nur als Tumble bezeichnet. Die Tumbleströmung entsteht dadurch, dass ein Großteil der einströmenden Zylinderladung über den oberen oder unteren Teil des Ventilsitzbereiches gelenkt wird. Auf diese Weise wird die tumble-typische walzenförmige Rotation der Zylinderinnenströmung erzeugt. Die durch das Einströmen über den oberen Ventilsitzbereich entstehende Strömung wird als Forward-Tumble (Abb. 2.3(a)) bezeichnet, bei der Einströmung über den unteren Bereich wird

2 Zylinderinnenströmung

von Reverse-Tumble (Abb. 2.3(b)) gesprochen. Die bewusste Erzeugung einer Tumbleströmung wird vor allem in benzindirekteinspritzenden Motoren für die Generierung eines gewünschten Turbulenzniveaus eingesetzt, aber auch zur Erzeugung einer Schichtladung durch die gezielte Führung des Kraftstoffstrahls zur Zündkerze [65, 155]. Aufgrund der höheren Turbulenzintensität, die durch eine Tumbleströmung erzeugt werden kann, hat sie im Gegensatz zur Drallströmung ein größeres Potential die Brenngeschwindigkeit zu steigern [93].

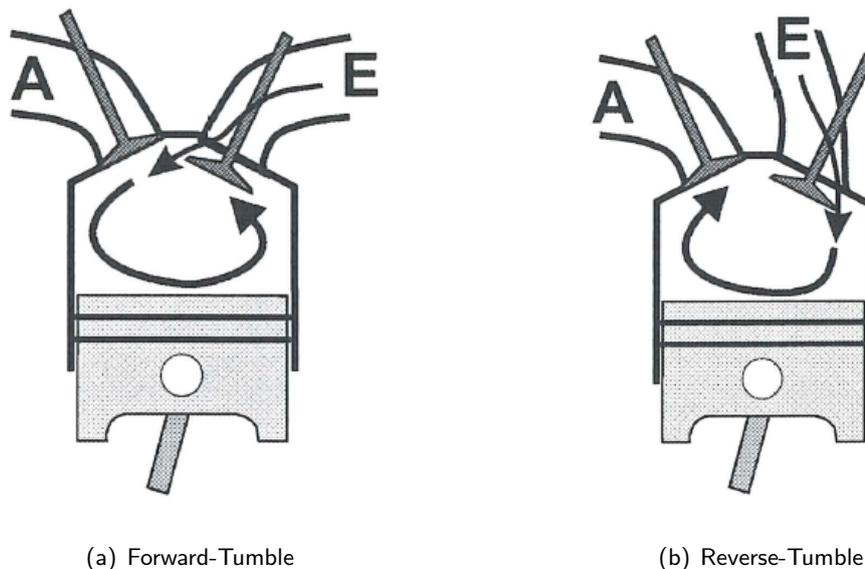


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung einer Tumbleströmung [58]

Wie bei der Erzeugung einer Drallströmung ist auch bei der Generierung einer Tumbleströmung die geometrische Gestaltung des Einlasskanals und des Brennraums maßgebend [93]. In der Regel werden für die Erzeugung einer Tumbleströmung zwei symmetrisch angeordnete Tangentialkanäle verwendet [172], wobei die Ausrichtung der Kanäle zur Zylindermittlebene entscheidend für die Ausbildung des Tumbles ist. Nur wenn die durch den Kanal erzeugte Hauptströmungsrichtung senkrecht zur Mittelebene verläuft, wird eine reine Tumbleströmung erzeugt. Ist der Winkel von 90° verschieden, wird auch eine Drallkomponente generiert bis hin zu einer voll ausgebildeten Drallströmung [101]. Ausschlaggebende Maßnahmen am Einlasskanal für die Stärke der Tumbleströmung sind dessen Neigung zur Zylinderhochachse [61], die Neigung des Ventils und die Gestaltung des Ventilsitzes [36], z. B. durch das Modellieren einer Abrisskante. Um einen Abriss der Strömung am unteren Teil des Ventilsitzes bewusst erzeugen zu können, werden außer der Definition einer Abrisskante auch Strömungsführungshülsen [6, 8, 79] und -rampen verwendet [96].

Neben einer entsprechenden Gestaltung der Einlasskanalgeometrie zur Erzeugung von Tumble werden auch Klappen (Abb. 2.4), die den unteren Teil des Kanalquerschnittes versperren, mit dem Ziel der Tumbleerzeugung eingesetzt [48]. Die im Einlasstrakt positionierten Klappen werden in der Re-

gel mit Leitblechen kombiniert, um dadurch eine gezielte Strömungsführung zu erreichen [94]. Die verwendeten Klappen, auch Ladungsbewegungsklappe (LBK) genannt, sind in der Regel variabel ausgeführt, um eine optimale Anpassung der Tumblestärke an die Erfordernisse des entsprechenden Betriebspunktes zu ermöglichen [119, 155]. Einen stabilisierenden und verstärkenden Effekt auf die Tumbleströmung haben nicht nur horizontal positionierte Strömungsleitbleche, auch vertikal eingebaute Leitbleche können eine solche Wirkung erzielen [96].



Abbildung 2.4: Darstellung der Generierung einer Tumbleströmung unter Verwendung einer LBK (gekennzeichnet durch den Pfeil) mit Unterstützung durch eine entsprechend geformte Kolbenmulde [12]

Brennraumseitig werden für die Tumbleerzeugung, wie für die Generierung von Drall, Schirmventile [56, 87] und Brennraummasken [102, 162] verwendet, auch in Kombination mit einer variablen Ventilsteuerung [128]. Zur Unterstützung der Generierung einer Tumbleströmung wird als weitere brennraumseitige Maßnahme die Kolbengeometrie verwendet [65, 77, 94, 155, 161] (Abb. 2.4).

2.2.3 Kombination gerichteter Formen der Zylinderinnenströmung

Bei der Generierung einer gerichteten Zylinderinnenströmung werden in der Regel keine reinen Formen von Drall oder Tumble erzeugt [32, 58]. Oft kommt es zu Überlagerungen der beiden Strömungsstrukturen. Im Fall von Tumbleströmungen tritt zusätzlich zur eigentlichen walzenförmigen Zylinderinnenströmung ein sogenannter Ω -Tumble auf, eine tumbleartige Strömungsstruktur, dessen

2 Zylinderinnenströmung

Rotationsachse im Vergleich zur herkömmlichen Tumbleströmung um 90° gedreht ist und oft aus zwei gegenläufigen Wirbelstrukturen besteht (Abb. 2.5).

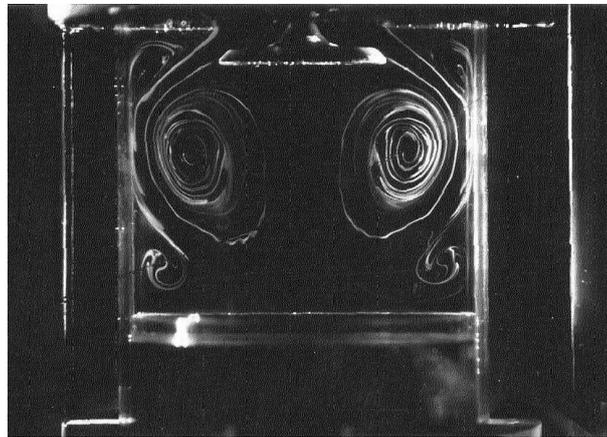


Abbildung 2.5: Visualisierung des Ω -Tumble in einem Wasseranalogprüfstand durch Farbeinjektion [168]

Im Gegensatz zum Ω -Tumble, der als unerwünschter Nebeneffekt bei der Erzeugung einer Tumbleströmung auftritt, wird die Überlagerung von Drall und Tumble bei der Generierung der Zylinderinnenströmung des Öfteren bewusst eingesetzt [56, 126, 138, 161, 162], denn eine Tumbleströmung erzeugt zwar eine hohe verbrennungsfördernde Turbulenz, aber gleichzeitig auch starke zyklische Schwankungen, welche die Verbrennungsstabilität beeinträchtigt. Diese zyklischen Schwankungen können durch eine zusätzliche Drallkomponente in der Zylinderinnenströmung verringert werden [165]. Es gibt unterschiedliche Angaben über das Niveau der Turbulenz, das bei Mischformen von Drall und Tumble im Zylinder vorliegt. Furuno *et al.* [56] stellen fest, dass das Turbulenzniveau resultierend aus der Kombination gerichteter Strömungsstrukturen immer größer ist als das der reinen Strömungsformen. Dagegen nimmt die Turbulenz bei Urushihara *et al.* [165] mit steigendem Drallanteil im Allgemeinen leicht ab. Die geringste Brenndauer wurde von Urushihara *et al.* für eine ausgeprägte Tumbleströmung gemessen. Im Gegensatz dazu zeigen Trigui *et al.* [162], dass durch bestimmte Mischformen der gerichteten Zylinderinnenströmung eine kürzere Brenndauer gegenüber einer reinen Tumbleströmung realisiert werden kann.

Die Ursache für die kürzere Brenndauer liegt laut Neußer *et al.* [119] in dem schnelleren Flammentransport aufgrund der bis weit in den Kompressionstakt und darüber hinaus anhaltende, stabilisierend wirkende Drallbewegung in Kombination mit der erhöhten Umsatzrate durch die Turbulenzgenerierung des schneller dissipierenden Tumbles. Dagegen führen Philips *et al.* [126] die Beschleunigung der Verbrennung nicht auf den Einfluss der Überlagerung der gerichteten Strömungsanteile zurück, sondern auf Mikroturbulenz, die durch die Maßnahme zur Generierung der Mischform der Zylinderinnenströmung erzeugt wird. Eichlseder [34] unterscheidet zwei Mechanismen: Zum einen werden

günstige Entflammungsbedingungen durch hohe Turbulenz bei gleichzeitig niedriger Grundströmung im Bereich der Zündkerze generiert, zum anderen führt die stark ausgeprägte Grundströmung zu einem raschen symmetrischen Durchbrennen der Zylinderladung. Der auf diese Weise beschleunigte Verbrennungsablauf und die verbesserte Verbrennungsstabilität ergeben eine hohe Toleranz gegenüber Ladungsverdünnung, wodurch hohe Abgasrückführ(AGR)-Raten realisiert werden können, was zu einer Verbrauchsreduktion führt [34].

2.3 Ungerichtete Zylinderinnenströmung

Neben den gerichteten Formen der Zylinderinnenströmung existieren auch Strömungsstrukturen ohne definierte Bewegungsrichtung: Die ungerichtete Zylinderinnenströmung [93]. Unterschieden werden ungerichtete Strömungsanteile danach, ob sie neben einer vorherrschenden Zylinderinnenströmung in Form einer Drall- oder Tumbleströmung auftreten oder ob sie unstrukturiert erzeugt werden. Eine andere Art der Unterscheidung erfolgt nach ihrer Struktur, d. h. ob sie eine scheinbar zufällige bzw. ungeordnete Struktur aufweisen oder eine quasi organisierte. Alternativ werden die ungerichteten Anteile der Zylinderinnenströmung in Turbulenz und deterministische Strömungsphänomene unterschieden.

Wenn die ungerichteten Strömungsstrukturen neben einer definierten Hauptströmung vorliegen, dann in Form von kleinen Wirbelstrukturen [58]. Die Hauptursache für ihre Entstehung liegt in der Interaktion der einlassseitig generierten Strömung mit der vorhandenen Zylinderinnenströmung und der sich dadurch ausbildenden Scherschichten. Daneben kommt es aufgrund der geometrischen Gegebenheiten des Brennraumes zur Entstehung von ungeordneten Strömungsstrukturen, die unabhängig von einer strukturierten Zylinderinnenströmung existieren.

Liegt im Zylinder eine unstrukturierte Strömung vor, kann sie dennoch gezielt generiert worden sein, entweder durch Quetschflächen des Kolbens am Ende der Kompression [74] oder aufgrund des Ladungswechselkonzeptes unter Verwendung eines variablen Ventiltriebes [177]. Erstere wird Squish oder Quetschströmung genannt (s. Abb. 2.6). Sie wird vor allem in Dieselmotoren zur gezielten Beeinflussung der Zylinderinnenströmung erzeugt, aber sie generiert keine global gerichtete Zylinderinnenströmung. Ein System mit variablem Ventiltrieb wird verwendet, um einen Ottomotor ohne Drosselorgane betreiben zu können. Eine Drosselung findet nur noch am Ventil durch die Reduzierung des Ventilhubes statt. Der sich daraus ergebende Nebeneffekt von hohen Strömungsgeschwindigkeiten im Ventilschlitz führt zu einer intensiven, aber ungerichteten Zylinderinnenströmung [128, 177]. Das Ziel der Generierung eines bestimmten Turbulenzniveaus zum Zündzeitpunkt kann auch auf diese Weise erreicht werden [103].

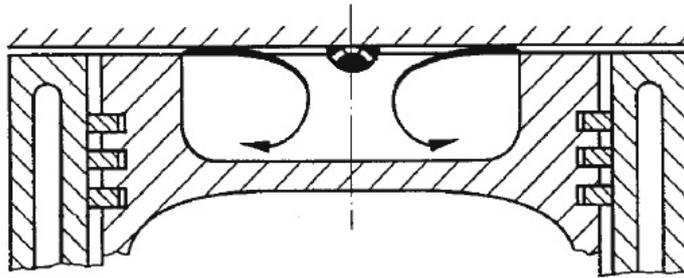


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung einer Quetschströmung in einem Dieselmotor [114]

2.3.1 Turbulenz

Der Begriff der Turbulenz steht, wie erwähnt, in dieser Arbeit für die ungerichteten Strömungsanteile, die einen scheinbar zufälligen bzw. ungeordneten Charakter aufweisen. Fiedler *et al.* [46] definieren Turbulenz als "eine Strömungseigenschaft, die sich oberhalb eines bestimmten kritischen Strömungsparameters (z. B. der Reynolds-Zahl) durch Instabilität ausbildet und dadurch gekennzeichnet ist, dass dreidimensionale stochastische Schwankungsbewegungen einer mittleren Strömungsbewegung überlagert gedacht werden können."

Im Fall einer einfachen Rohrströmung ergibt sich für die kritische Reynolds-Zahl Re_{krit} , ab der man von einer turbulenten Strömung spricht, ein Wert von 2300. Jedoch ist es möglich, bei einer besonders störungsfreien Zuströmung Werte von bis zu 40000 für die kritische Reynolds-Zahl zu erhalten [146, 152]. Als untere Grenze für Re_{krit} ergibt sich ein Wert von ungefähr 2000 [146].

Eine zweite Definition der Turbulenz von Fiedler *et al.* [46] lautet: Sie "ist eine dreidimensionale, zeitabhängige Bewegung, in der durch den Mechanismus der Wirbelstreckung Geschwindigkeitsfluktuationen über alle Wellenlängen verteilt werden. Dabei ist eine obere Grenze der Wellenlänge durch die äußeren Randbedingungen der Strömung und eine untere durch die Zähigkeit gegeben."

Ein weitere Definition von Turbulenz liefert Lesieur [99]. Für ihn definiert sich Turbulenz durch folgende Eigenschaften: Sie ist nicht vorhersagbar in dem Sinne, dass sich eine geringe Unsicherheit in der Kenntnis über den Zustand einer turbulenten Strömung derart verstärken kann, dass eine präzise, deterministische Vorhersage über ihre Entwicklung nicht möglich ist. Weiter verursacht sie eine schnellere Durchmischung von Transportgrößen als es allein durch den molekularen Diffusionsprozess möglich wäre und sie schließt einen großen Bereich an räumlichen Wellenlängen ein.

Die verschiedenen Definitionen zeigen, wie schwierig die Erfassung des Phänomens Turbulenz ist. Die Erforschung von turbulenten Vorgängen ist aufgrund ihrer hohen Komplexität ungeachtet jahrzehntelanger Bemühungen noch weit von einer echten Durchdringung des Problems entfernt [46]. Mit

anderen Worten: Die Schwankungsbewegung bzw. Turbulenz ist in ihren Einzelheiten so hoffnungslos kompliziert, dass ihre theoretische Berechnung noch aussichtslos erscheint [146].

Dennoch ist die Erfassung der Turbulenz wichtig, denn Messungen haben gezeigt, dass die turbulenten Schwankungen der Zylinderinnenströmung einen großen Einfluss auf den Ablauf des Gemischbildungs- und Verbrennungsprozess haben [11, 41, 47]. So können turbulente Strömungsschwankungen die Qualität der Gemischaufbereitung in direkteinspritzenden Ottomotoren negativ beeinflussen und im Extremfall zu Verbrennungsaussetzern führen. Andererseits fördert eine hohe Turbulenz den Tropfenzerfall bei der Zerstäubung des eingespritzten Kraftstoffes. Ebenso verbessert eine hohe Turbulenz die Luft-Kraftstoff-Vermischung durch einen erhöhten Stoff- und Wärmetransport, was zu einer größeren Homogenisierung des Gemisches im Zylinder und in Folge dessen zu einer stabileren Entflammung und Verbrennung führt [58]. Außerdem wird die Bildung der Flammenoberflächen durch Faltvorgänge beschleunigt sowie die Durchmischung und der Transport von reaktionsfreudigen Radikalen in der Flammenfront gefördert [34], wie in Kapitel 2.1 beschrieben. Auf das weitere Wachstum des Flammenkerns kann sich eine erhöhte Turbulenz hemmend auswirken, resultierend aus dem gesteigerten Wärmeübergang an die Zündkerzenoberfläche und den erhöhten Diffusionsverlusten in das umgebende unverbrannte Gas [34].

Die Bestimmung der Turbulenz in der Zylinderinnenströmung kann numerisch oder messtechnisch erfolgen. In der Numerik wird die Turbulenz durch das Lösen der Navier-Stokes-Gleichungen ermittelt, die entweder in Form einer Direkte Numerische Simulation (DNS), einer Large Eddy Simulation (LES) oder in der Reynolds-gemittelten Form unter Anwendung von verschiedenen Turbulenzmodellen gelöst werden [129]. Bei der DNS werden die Navier-Stokes-Gleichungen ohne zusätzliches Turbulenzmodell gelöst. Auf diese Weise wird die Turbulenz im gesamten Bereich der räumlichen und zeitlichen Skalen berechnet. Der Bereich der räumlichen Skalen muss dazu im Berechnungsgitter vollständig aufgelöst werden angefangen von der kleinsten Skala, der Mikroskala von Kolmogorov [127], bis hin zur größten, dem integralen Längenmaß [99]. Im Gegensatz dazu wird bei der LES nur der Teil der räumlichen Strukturen (Large Eddies) für die Berechnung der Turbulenz aufgelöst, der von der Geometrie abhängig ist. Nach der Theorie von Kolmogorov [88] zur lokalen Struktur von Turbulenz in einer inkompressiblen zähen Flüssigkeit bei sehr großen Reynoldsschen Zahlen besitzen die kleinen Turbulenzskalen einen universellen, Geometrie unabhängigen Charakter. Aus diesem Grund erfolgt die Modellierung der kleinen Turbulenzskalen, auch Sub-Grid-Skalen genannt, durch ein Subgrid Scale (SGS) Modell. In Bezug auf die Navier-Stokes-Gleichungen bedeutet LES, dass die Gleichungen in einer gefilterten Form mit einem zusätzlichen SGS-Schubspannungstensor gelöst werden [129]. Werden die Navier-Stokes-Gleichungen in der Reynolds-gemittelten Form gelöst, erfolgt die Bestimmung der Turbulenz in der Zylinderinnenströmung unter Verwendung von Turbulenzmodellen, denn mittels der Reynolds averaged Navier-Stokes (RANS) Gleichungen kann nur die zeitgemittelte Strömungsstruktur bestimmt werden. Die in den Gleichungen enthaltene Schubspannung - aufgrund der turbulenten Schwankungen der Zylinderinnenströmung - müssen mit Hilfe von Modellansätzen ermittelt werden.

2 Zylinderinnenströmung

Die Bestimmung der Turbulenz durch Messungen erfolgt über Kenngrößen wie die Turbulenzintensität (s. Kap. 4.1.5) und über statistische Ansätze zur Beschreibung der Strömungsgeschwindigkeit (s. Kap. 4.2). Im letzteren Fall wird ein Schwankungsterm $u'(x, t)$ der Geschwindigkeit ermittelt, der mit den kleinskaligen, zeitlich veränderlichen Strömungsanteilen, d. h. mit der Turbulenz in der Strömung, assoziiert wird [156]. Weitere Ausführungen dazu sind im Kapitel 4 zu finden.

2.3.2 Deterministische Schwankungsphänomene

Nicht alle turbulenten Schwankungen in der Zylinderinnenströmung können der Turbulenz zugeordnet werden. Ein Teil der ungerichteten Zylinderinnenströmung kann als deterministische Schwankungsphänomene identifiziert werden. Diese Strömungsschwankungen haben jedoch typischerweise einen nicht zu vernachlässigenden Anteil an dem durch Messungen erfassten Wert der Turbulenz [22, 29]. Anders als die Turbulenz werden diese Strömungsschwankungen nicht auf kleinskalige Strömungsstrukturen zurückgeführt, sondern auf sogenannte kohärente Strukturen, unter denen großskalige, quasi organisierten Strukturen in der Strömung verstanden werden, d. h. für eine endliche Lebensdauer zusammenhängende Strömungsgebiete mit bestimmten Eigenschaften. Aufgrund der Existenz dieser Strukturen lässt sich schlussfolgern, dass diese Strömungsschwankungen keine rein chaotischen Erscheinungen sind, sondern auch "organisierte" und somit deterministische Elemente enthalten [46].

Der Definition kohärenter Strukturen folgend sind auch die Wirbelstrukturen einer ausgebildeten Drall- oder Tumbleströmung zu diesen zu zählen. Einfluss auf die Schwankungen dieser Strömungsstrukturen, wie z. B. die Taumelbewegung der dazugehörigen Wirbelzentren, hat u. a. der Freistrahldurch den Ventilspalt [134]. Diese Strömung, durch den von den Einlassventilen freigegebenen Querschnitt, weist Variationen in seiner Strömungsrichtung auf, welche Einfluss auf das Schwankungsverhalten der gesamten Zylinderinnenströmung haben [75, 110] und damit auch auf die Taumelbewegung des Drall- bzw. Tumblewirbels. Als eine Ursache für dieses Phänomen, auch "Jet Flapping" genannt, wird der sich während des Einlasstaktes unterhalb des Einlassventils ausbildende Wirbel angesehen, der selbst Schwankungen unterworfen ist resultierend aus der Umströmung des Ventiltellers [117, 118]. Auch die Grenzschichtablösung hinter dem Ventilschaft wird mit "Jet Flapping" in Verbindung gebracht [22], ebenso die wechselseitige Beeinflussung der Strömung im Ventilspalt in einer Konfiguration mit zwei Einlasskanalen [22], die Imberdis *et al.* [81] dem "Jet Flapping" sogar direkt zuordnen. In so einem Fall kann es im Bereich zwischen den zwei Einlassventilen zum wechselseitigen Versperren des Ausströmquerschnittes kommen, was dann eine periodische Strömungsschwankung zur Folge hat.

Weitere Strömungsschwankungen, die durch die Strömung durch den Ventilspalt verursacht werden, sind Scherschichtinstabilitäten, die sich am Rand des Freistrahles durch den Ventilspalt ausbilden. Dieses als Kelvin-Helmholtz-Instabilität (Abb. 2.7(a)) bekannte Strömungsphänomen entsteht an

freien Scherschichten, die nach einer druckinduzierten Grenzschichtablösung entstehen und deren Strömungsprofil mindestens einen Wendepunkt enthält [9].

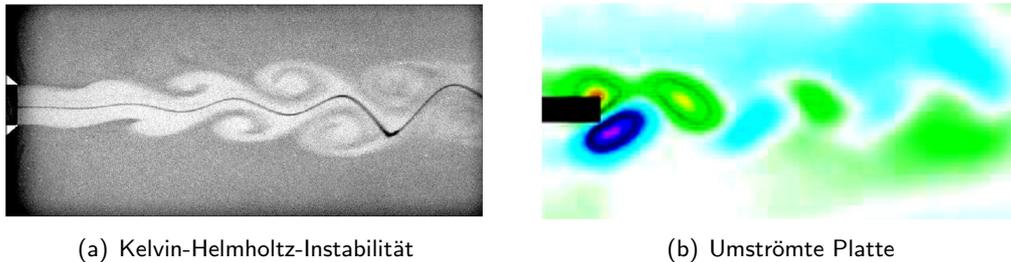


Abbildung 2.7: Beispiele für eine Kelvin-Helmholtz-Instabilität an einem künstlich erregten Freistrah [9] und Wirbelstrukturen hinter einer umströmten Platte [4]

Auch die Grenzschichtablösung selbst ist Ursprung von Strömungsschwankungen [146]. So bildet sich hinter umströmten Bauteilen, z. B. dem Ventilschaft [22] dem Ventilteller [117, 118] oder der LBK, durch das Abreißen der Strömung eine Wirbelschlepe analog zu einer Kármánschen Wirbelstraße aus, deren Wirbel sich mit einer bestimmten Frequenz bilden, ablösen und von der Strömung fortgetragen werden (Abb. 2.7(b)).

Das Ablösen von Wirbeln und der Abtransport durch die Strömung ereignet sich auch an Kanten oder starken Umlenkungen der Strömung in durchströmten Bauteilen wie denen im Ansaugtrakt. Die resultierende Strömungsschwankung kann ebenso periodisch auftreten. Zur Bestimmung der mit solchen Strömungsphänomenen einhergehenden Ablösefrequenzen wird die Strouhal-Zahl Sr als Kennzahl verwendet (s. 4.1.6).

Weitere Schwankungen in der Zylinderinnenströmung haben ihren Ursprung in den Variationen der Randbedingungen. In motorischen Anwendungen variieren diese von Zyklus zu Zyklus und werden unter dem Begriff zyklische Schwankungen zusammengefasst. Die zyklischen Schwankungen äußern sich in großskaligen Änderungen der Strömungsstruktur, betrachtet zum jeweils gleichen Zeitpunkt für verschiedene Zyklen [58]. Dieser Anteil an den Schwankungen der Zylinderinnenströmung wird im Weiteren nicht betrachtet, da es sich bei den Untersuchungen in dieser Arbeit um Messungen mit stationären Randbedingungen handelt. Es sei jedoch darauf verwiesen, dass es zum Thema zyklische Schwankungen inzwischen weit über 100 Veröffentlichungen allein in SAE Technical Paper Serie gibt. Einen schon etwas älteren, aber sehr ausführlichen Überblick zu der Thematik bietet die Literaturrecherche von Ozdor *et al.* [124].

Als eine zentrale Erkenntnis aus diesem und den vorangegangenen Kapiteln zur Zylinderinnenströmung ergibt sich, dass die Zylinderinnenströmung mit ihren gerichteten und ungerichteten Strömungsstrukturen einer der entscheidenden Einflussfaktoren auf das motorische Brennverfahren ist. Aufgrund dessen sind ein besseres Verständnis der Strömungsvorgänge im Zylinder und eine bessere Charakterisierung der Zylinderinnenströmung von entscheidender Bedeutung für die Entwicklung

2 Zylinderinnenströmung

zukünftiger Brennverfahren.

Deutlich wird auch, dass zur Analyse und zum Verständnis des Wirkens der gerichteten Anteile in der Strömung in der Vergangenheit große Anstrengungen unternommen wurden. Untersuchungen zum Komplex der ungerichteten Anteile in der Zylinderinnenströmung haben sich weitestgehend auf die Turbulenz und zyklischen Schwankungen beschränkt. Anhand der in diesem Kapitel zusammengetragenen Schwankungsphänomene wird jedoch deutlich, dass eine ganze Reihe von Strömungsschwankungen existieren, die Einfluss auf die Eigenschaften und Stabilität der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung haben und deterministischer Natur sind. Deren Bestimmung und Analyse, aber auch allgemeiner gefasst, die Charakterisierung des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung wurde bislang in die Brennverfahrensentwicklung noch zu wenig miteinbezogen. Daraus resultiert die Motivation dieser Arbeit, sich mit dem Thema intensiv auseinanderzusetzen.

3 Messung der Zylinderinnenströmung

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

Die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung kann auf unterschiedlichste Art und Weise charakterisiert werden. Dabei hat die Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes die größte Bedeutung erlangt, denn auf diese Weise sind eine quantitative und eine qualitative Beschreibung der Strömung und ihrer Strukturen möglich. Die Messverfahren, die dazu in der Lage sind, lassen sich entsprechend ihres Messprinzips in druckbasierende, wärmeübergangsbasierende und partikelbasierende Messverfahren unterteilen [163]. Darüber hinaus werden die bei den Messungen für diese Arbeit zum Einsatz kommenden Messverfahren, das wärmeübergangsbasierende CTA- und das partikelbasierende PIV-Messverfahren, gesondert betrachtet.

3.1.1 Druckbasierende Messverfahren

Die Messung des Drucks im Fluid stellt eine einfache Möglichkeit dar, die Strömungsgeschwindigkeit zu ermitteln, genau genommen handelt es sich dabei um den Betrag der Strömungsgeschwindigkeit. Dazu werden Messsonden verwendet, wie dem Pitotrohr oder Kielrohr, die den Totaldruck p_{tot} erfassen. Bei der Verwendung der genannten Messsonden muss an der selben Stelle auch der statische Druck p_{stat} für die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit gemessen werden. Das ist beim Prandtl'schen Staurohr nicht notwendig (Abb. 3.1(a)), da es die für die Geschwindigkeitsermittlung benötigte Differenz aus Totaldruck p_{tot} und statischen Druck p_{stat} , d. h. den dynamischen Druck p_{dyn} misst. Unter Verwendung der Bernoulli-Gleichung (Gln. 3.1) in ihrer inkompressiblen Form, gültig entlang einer Stromlinie in einer stationären, reibungsfreien Strömung,

$$p_{tot} - p_{stat} = p_{dyn} = \frac{1}{2} \rho |u|^2 \quad (3.1)$$

kann der Betrag der Strömungsgeschwindigkeit $|u|$ an der Messstelle bestimmt werden, wenn die Dichte ρ_f des Fluids bekannt ist.

3 Messung der Zylinderinnenströmung

Abgesehen von den Annahmen für die Gültigkeit der Bestimmungsgleichung gibt es noch weitere Dinge bei dieser Art der Geschwindigkeitsmessung zu berücksichtigen. So muss darauf geachtet werden, dass die eingesetzte Messsonde geringe Abmaße hat, um den intrusiven Charakter dieses Messverfahrens so gering wie möglich zu halten. Dazu zählt, dass die Größe der Messfläche vernachlässigbar klein gegenüber der Längsskalen der Strömung sein muss, denn nur so kann gewährleistet werden, dass der Druck über die Messfläche betrachtet den gleichen Wert besitzt. Im Umkehrschluss bedeutet dieses, dass der Messwert eine über die Sensorfläche gemittelte Größe darstellt. Des Weiteren kann mit dieser Form der Geschwindigkeitsmessung nur ein über die Messzeit gemittelter Wert erfasst werden. Auch die Strömungsrichtung muss bekannt sein und der Sensor danach ausgerichtet werden (Abb. 3.1(b)). Die Verwendung von Mehrlochsonden stellt eine Möglichkeit dar, die Messung an einer Stelle vorzunehmen, an der die Strömungsrichtung nicht bekannt ist.

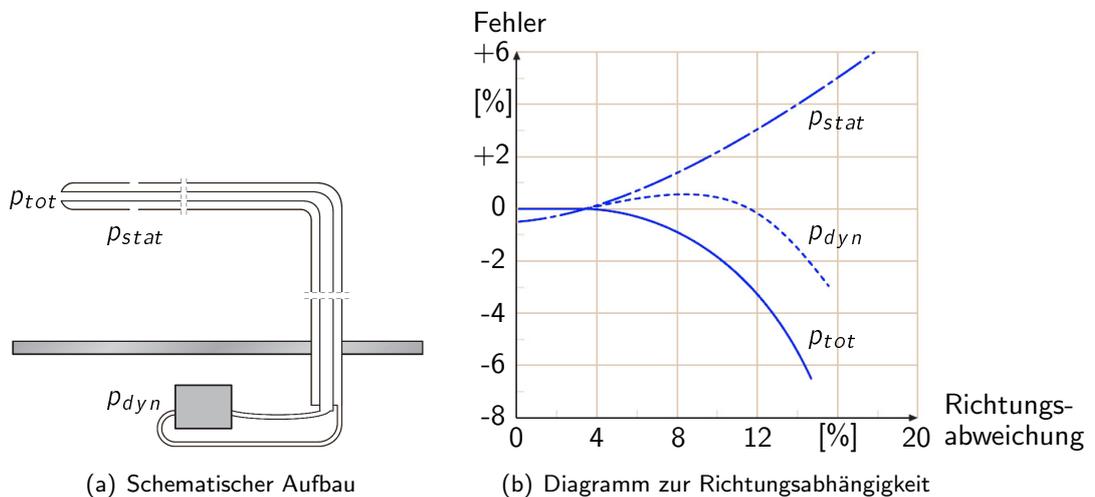


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau und Diagramm zur Richtungsabhängigkeit eines Prandtlischen Staurohrs nach [163]

Allen Messsonden gemein ist, dass sie die Strömungsgeschwindigkeit nur an einer Stelle im Strömungsfeld messen können. Um das gesamte Strömungsfeld erfassen zu können, ist folglich eine große Anzahl von Messungen notwendig.

3.1.2 Wärmeübergangsbasierende Messverfahren

Es werden drei Verfahren bei der Messung der Strömungsgeschwindigkeit unter Ausnutzung der Änderung des Wärmeübergangs eines Messsensors unterschieden: Constant Current Anemometry (CCA), Constant Temperature Anemometry (CTA) und Constant Voltage Anemometry (CVA). Neben dem Begriff der thermischen Geschwindigkeitsmessung werden die genannten Messverfahren auch als Hitzdraht-Geschwindigkeitsmessung oder Hitzdraht-Anemometrie zusammengefasst. Der Begriff

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

Hitzdraht bezieht sich auf die Form der Sensoren, die für dieses Messverfahren am häufigsten eingesetzt werden und die in diesen Fällen aus einem oder mehreren beheizten Drähten bestehen. Alternativ finden auch dünne Folien Verwendung. Drahtdurchmesser bzw. Folienhöhe dieser Sensorelemente betragen wenige μm . Im Weiteren wird im Zusammenhang mit den Messsonden nur noch von Drähten gesprochen.

Das Messprinzip beruht auf der Erfassung der elektrischen Größen und deren Änderungen in dem am Sensor angeschlossenen, elektrischen Schaltkreis aufgrund des sich ändernden Wärmeübergangs am Hitzdraht. Der Wärmeübergang am Sensordraht ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit und der Temperatur im Fluid. Für eine stationäre Strömung gilt für alle drei Messverfahren die Bestimmungsgleichung:

$$R_w I_w^2 = (T_w - T_a) \Phi_{conv}(u_{\perp}). \quad (3.2)$$

Die linke Seite der Gleichung stellt die Heizrate des Messsystems dar mit dem elektrischen Widerstand des Drahtes R_w und dem Strom I_w , der zum Beheizen des Sensordrahtes notwendig ist. Die rechte Seite entspricht der Kühlrate des strömenden Fluids. Diese ergibt sich aus der Differenz der Temperatur des Drahtes T_w und der Temperatur des unbeheizten Drahtes T_a und der Funktion für die erzwungene Konvektion Φ_{conv} . Die letztgenannte Temperatur entspricht bei Flüssigkeiten und mit geringem Unterschall strömenden Gasen der Umgebungstemperatur. Letztere ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit u_{\perp} normal zum Messdraht.

Bei der Betrachtung der einzelnen Messverfahren wird bei der CCA, wie der Name sagt, der Strom konstant gehalten und die sich ergebende Größe des Widerstandes R_w ist ein Maß für die Strömungsgeschwindigkeit u_{\perp} unter der Voraussetzung, dass die Temperatur im Fluid T_a konstant bleibt. Diese Voraussetzung gilt genauso für CTA und CVA für eine reine Geschwindigkeitsmessung mittels Hitzdraht-Anemometrie. Bei der CTA wird die Temperatur des Hitzdrahtes T_w über die Regulierung des Stromes I_w konstant gehalten und die Größe des Stromes I_w dient in diesem Fall als Maß für die Strömungsgeschwindigkeit u_{\perp} . Wird die Spannung $U_w = R_w I_w$ konstant gehalten, spricht man von der CVA. Auch hier ist dazu die Regulierung des Stromes I_w notwendig, was wiederum als Signal für die Bestimmung der Strömungsgeschwindigkeit genutzt wird.

Im Gegensatz zu den zeitgemittelten Messwerten bei einem druckbasierenden Messverfahren ist die zeitliche Auflösung der wärmeübergangsbasierten Messverfahren sehr hoch. Die gute zeitliche Auflösung der Hitzdraht-Anemometrie ermöglicht die genaue Erfassung turbulenter Strömungsschwankungen. Zurückzuführen ist diese Eigenschaft auf die geringe thermische Trägheit der Messsonden, die maßgeblich durch die Länge des Hitzdrahtes bestimmt wird. Sie stellt aber gleichzeitig auch das Maß für die Grenze der Erfassung kleinster turbulenter Skalen dar, denn abhängig von der Länge des Sensors können die hochfrequenten turbulenten Strömungsschwankungen drastisch geglättet werden [163].

3 Messung der Zylinderinnenströmung

Aufgrund der geringen Größe des Sensordrahtes ist auch die räumliche Auflösung bei diesen Messverfahren sehr hoch. Aber natürlich gilt für die Hitzdraht-Anemometrie genauso wie für druckbasierende Messverfahren, dass der Messwert eine gemittelte Größe über die Sensorfläche darstellt. Ebenso kann die Strömungsgeschwindigkeit nur an einer Stelle in der Strömung gemessen werden und für eine Auflösung des Strömungsfeldes ist wiederum eine große Anzahl an Messungen erforderlich.

3.1.3 Das CTA-Messverfahren

Das CTA-Messverfahren gehört, wie im vorherigen Kapitel erläutert, zu den wärmeübergangsbasierenden Messverfahren. Da die CTA in der vorliegenden Arbeit für Messungen eingesetzt wird (s. Kap. 6.1.2), soll im Folgenden vertiefend auf dieses Verfahren eingegangen werden.

Die CTA ist von den vorgestellten wärmeübergangsbasierenden Messverfahren, das am häufigsten verwendete. Neben dem Hitzdrahtsensor besteht ein CTA-Messsystem in der Regel aus einer Wheatstone-Brücke und einem Rückkopplungsverstärker (Abb. 3.2).

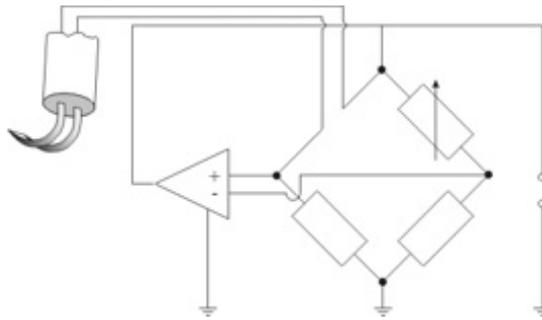


Abbildung 3.2: Schematischer Aufbau eines CTA-Messsystems

Hitzdrahtsonden gibt es in unterschiedlichen Varianten, wobei die in dieser Arbeit verwendete Ergebnisse aus Messungen stammen, bei denen ein Einfachdrahtsensor verwendet wurde. Auf diese Weise wird die Geschwindigkeitskomponente normal zum Messdraht gemessen. Neben den Einfachdrahtsensoren gibt es Zwei- und Dreidrahtsonden, mit denen es möglich ist zwei bzw. drei Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit zu erfassen (Abb. 3.3).

Wie im vorherigen Kapitel zu lesen, beruht die CTA darauf, dass die Temperatur des Hitzdrahtsensors T_w konstant gehalten wird. Bei anfänglich abgeglichenen Wheatstone-Brücke, d. h. es fließt ein konstanter Heizstrom I_w , wird der Hitzdraht im Fall einer steigenden Strömungsgeschwindigkeit abgekühlt und die Temperaturdifferenz $T_w - T_a$ verringert sich, wodurch sich ein geringerer Widerstand des Hitzdrahtes R_w ergibt. Das hat zur Folge, dass die Wheatstone-Brücke aus dem abgeglichenen Zustand gerät. Der Rückkopplungsverstärker erhält am Eingang ein entsprechendes Spannungssignal und erzeugt eine daraus resultierende veränderte Ausgangsspannung. Daraufhin stellt sich ein veränderter Heizstrom I_w ein, was eine erhöhte Hitzdrahttemperatur T_w nach sich zieht. Schließlich stellt

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

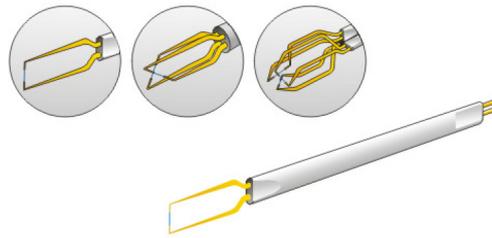


Abbildung 3.3: Ein-, Zwei- und Dreidrahtsonden für CTA-Messungen [2]

sich wieder die vorgegebene Temperaturdifferenz $T_w - T_a$ zwischen Draht und umgebendem Medium ein. Der für den Heizvorgang notwendige Strom I_w dient dabei als Maß für die Strömungsgeschwindigkeit u_{\perp} des Fluids.

Die Bandbreite, mit der turbulente Schwankungen mittels CTA erfasst werden können, ist neben den geometrischen Abmaßen des Sensors auch von den Eigenschaften der Verstärkerschaltung abhängig. Daraus ergibt sich ein Vorteil des CTA-Messprinzips gegenüber z. B. der CCA, denn Ersteres hat bei hochfrequenten Strömungsschwankungen ein noch besseres Ansprechverhalten aufgrund der geringeren Systemzeitkonstante M_w^{CTA} , die bei einer symmetrischen Brückenschaltung ihren geringsten Wert annimmt [163]. Somit können mit dem in dieser Arbeit verwendeten CTA-System Schwankungen der Strömungsgeschwindigkeit bis 10 kHz erfasst werden. Ein weiterer Vorteil ergibt sich aus der verwendeten elektrischen Schaltung in Form einer Wheatstoneschen Brückenschaltung. Deren Aufbau ermöglicht die Kompensation der thermische Trägheit des Hitzdrahtes während der Messung.

Zusätzliche Informationen zur CTA und anderen wärmeübergangsbasierenden Messverfahren sind in Tropea [163] und Bruun [20] zu finden.

3.1.4 Partikelbasierende Messverfahren

Im Gegensatz zu den vorgestellten wärmeübergangsbasierenden Messverfahren haben die partikelbasierenden Messverfahren einen nicht-intrusiven Charakter und sind generell in der Lage, neben dem Betrag der Geschwindigkeit auch die Strömungsrichtung zu erfassen. Die verschiedenen partikelbasierenden Messverfahren beruhen auf unterschiedlichen Prinzipien zur Messung der Strömungsgeschwindigkeit. So nutzen die Laser Doppler Anemometry (LDA) und die Doppler Global Velocimetry (DGV), die durch den Doppler-Effekt verursachte Frequenzverschiebung von Licht, welches von Partikeln in der Strömung gestreut wird. Bei der Particle Tracking Velocimetry (PTV) und Particle Image Velocimetry (PIV) wird das von den Partikeln gestreute Licht verwendet, um die Partikelverschiebung innerhalb eines definierten Zeitintervalls zu bestimmen. Schließlich wird bei der Laser Transit Velocimetry (LTV) mit Hilfe des von den Partikeln gestreuten Lichts das Zeitintervall gemessen, das ein

3 Messung der Zylinderinnenströmung

Partikel für den durch die Messsonde festgelegten Weg benötigt. Gemeinsam haben alle genannten Verfahren, die Notwendigkeit dem strömenden Fluid Partikeln zuzusetzen.

Diese zugesetzten Partikeln müssen bestimmte Kriterien erfüllen, um zum einen den prinzipiell nicht-intrusiven Charakter der partikelbasierenden Messverfahren zu erhalten und zum anderen die tatsächliche Strömungsgeschwindigkeit zu ermitteln. So kann eine zu hohe Partikeldichte zu einer Veränderung der Viskosität des strömenden Fluids führen und die Lichtdurchlässigkeit verringern, was zu Abschattungen im Messgebiet führen kann. Sind die Partikeln zu schwer, kann es sein, dass sie der Strömung nicht mehr exakt, d. h. ohne Schlupf folgen können. Ob dieses der Fall ist, lässt sich mittels der Differenz zwischen der Partikelgeschwindigkeit u_p und der Geschwindigkeit des umgebenden Fluids u , genannt Schlupfgeschwindigkeit, wie folgt bestimmen:

$$u_p - u = \tau_p \frac{du_p}{dt} \quad (3.3)$$

mit der charakteristischen Reaktionszeit der Partikeln τ_p :

$$\tau_p = \frac{2}{9} r_p^2 \frac{\rho_p - \rho_f}{\eta}. \quad (3.4)$$

Die Dichte der Partikeln ρ_p , deren Größe (Radius r_p) und die dynamische Viskosität η des Fluids sind hierbei die bestimmenden Faktoren. Für die Messung der Strömungsgeschwindigkeit in Flüssigkeiten lässt sich ein schlupfloses Folgen der Partikeln dadurch realisieren, dass die Dichte der Partikeln ρ_p so gewählt wird, dass sie mit der Dichte des Fluids ρ_f übereinstimmt. Bei Messungen in Gasen besteht diese Möglichkeit nicht, da die Dichte der Partikel, auch Tracer genannt, drei Zehnerpotenzen größer ist als die Dichte von Gasen. In diesem Fall dient die Stokes-Zahl St als Maß für die Fähigkeit der Partikeln, der Strömung zu folgen. Die Stokes-Zahl St (Gln. 3.5) wird aus dem Verhältnis der charakteristischen Reaktionszeit der Partikeln τ_p (Gln. 3.4) und der charakteristischen Strömungszeitskala τ_f gebildet:

$$St = \tau_p / \tau_f. \quad (3.5)$$

Für einen Wert von $St < 0.1$ ergibt sich ein Folgevermögen der Tracer in der Strömung mit einem Fehler von unter 1 % [163].

Der Effekt, der es partikelbasierenden Messverfahren erst ermöglicht die Frequenzverschiebung durch den Dopplereffekt bzw. die Partikelverschiebung innerhalb eines definierten Zeitintervalls zu bestimmen, ist der Mie-Streulicht-Effekt. Als Mie-Streuung wird die Streuung von Licht an sphärischen Objekten bezeichnet, deren Durchmesser in etwa der Wellenlänge der Strahlung entspricht. Sie ist abhängig von dem Partikeldurchmesser d_p bzw. der Streufläche d_p^2 , der Wellenlänge des Lichtes λ und dem Brechungsindex der Partikeln n_p (im Verhältnis zum Brechungsindex des umgebenden Fluids n_f).

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

Außerdem ist die Stärke des gestreuten Lichts abhängig vom Streuwinkel θ_S (Abb. 3.4), wobei das meiste Licht in Vorwärtsrichtung abgestrahlt wird, aber auch rückwärts hat die Stärke des reflektierten Lichtes eine nennenswerte Größe. Die Abhängigkeit der Lichtstärke vom Streuwinkel θ_S wird bei der LDA für den Messaufbau in Form des Vorwärts- bzw. Rückwärtsstreuungsaufbaus ausgenutzt [142] (Abb. 3.5). Die Beobachtungsebene bei anderen partikelbasierenden Messverfahren befindet sich dagegen seitlich von der Beleuchtungsebene, weshalb für diese Messverfahren eine höhere Lichtintensität zur Beleuchtung der Partikeln benötigt wird.

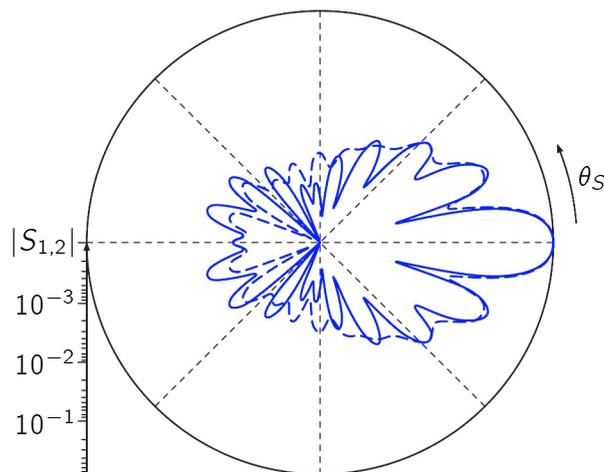


Abbildung 3.4: Betrag der Streuungsamplitude $|S|$ in Abhängigkeit vom Streuwinkel θ_S für einen Wassertropfen in Luft nach [163] (durchgezogene Linie: senkrechte Polarisation, gestrichelte Linie: parallele Polarisation)

Neben der Art der Unterteilung der partikelbasierenden Messverfahren nach dem zugrundeliegenden Messprinzip (Doppler-Effekt bzw. Partikelverschiebung) können sie auch danach unterschieden werden, ob sie die Strömungsgeschwindigkeit an einem oder mehreren Punkten, z. B. in einer Ebene bzw. in einem Volumen, erfassen können. Die LDA und die LTV sind unter den partikelbasierenden Messverfahren diejenigen, welche die Strömungsgeschwindigkeit punktuell erfassen. Damit geht, wie bei den druckbasierenden und den wärmeübergangsbasierenden Messverfahren einher, dass mehrere LDA- bzw. LTV-Messungen notwendig sind, um ein Strömungsfeld zu erfassen.

Das LDA-Messverfahren

Die Basis heutiger LDA-Systeme ist die Dual-Strahl-Konfiguration, die aus zwei monochromatischen und kohärenten Lichtstrahlen besteht, welche sich unter einem feststehenden Winkel kreuzen. An der Stelle, wo die Lichtstrahlen aufeinandertreffen, formen sie das Messvolumen. Das dort gestreute Licht der beiden Lichtstrahlen wird durch einen Empfänger detektiert (Abb. 3.5).

Wenn ein Partikel das Messvolumen durchquert, kommt es zu einer Frequenzverschiebung aufgrund des Doppler-Effektes und die sogenannte Doppler-Frequenz f_D wird erfasst. Die Doppler-Frequenz f_D

3 Messung der Zylinderinnenströmung

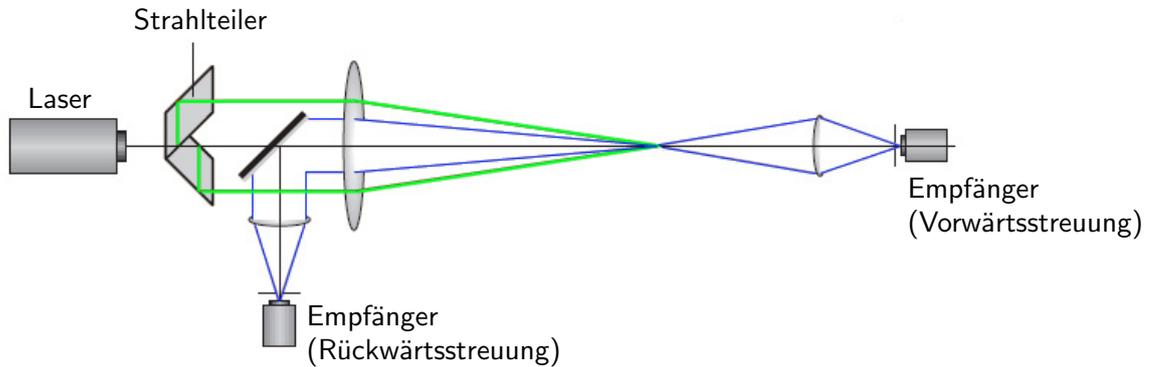


Abbildung 3.5: Prinzipielle Funktionsweise des LDA-Messverfahrens am Beispiel des Vorwärts- bzw. Rückwärtsstreuungsaufbaus [163]

ist linear abhängig von der Partikelgeschwindigkeitskomponente $u_{p\perp}$ rechtwinklig zur Winkelhalbierenden des Winkels θ_L , unter dem sich die Strahlen schneiden, aber unabhängig von der Position des Empfängers. Außerdem lassen sich der Winkel θ_L und die Wellenlänge λ sehr genau bestimmen, was eine Kalibrierung des optischen Aufbaus unnötig macht. Somit ergibt sich ein direkter Zusammenhang zwischen der gemessenen Lichtintensität am Empfänger und der betrachteten Geschwindigkeitskomponente der Strömung.

Alternativ lässt sich das Messprinzip mit Hilfe der Bildung von Interferenzstreifenmustern durch die beiden sich überlagernden kohärenten Lichtstrahlen erklären: Die das Messvolumen durchquerenden Partikel streuen das modulierte Licht entsprechend der Interferenzstreifen, die sie überqueren. Am Empfänger lässt sich daraus die Doppler-Frequenz f_D bestimmen.

Das für die LDA benötigte monochromatische und kohärente Licht wird in der Regel von einem Laser erzeugt und mittels Strahlteiler in zwei Strahlen aufgeteilt. Für die gleichzeitige Messung mehrerer Geschwindigkeitskomponenten werden Argon-Ionen-Laser verwendet, die Laserlicht mit unterschiedlicher Wellenlänge im Bereich von 351 nm bis 528.7 nm generieren.

Eine zeitliche Auflösung von LDA-Messungen kann erst durch eine Bearbeitung der Messdaten erfolgen, denn die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit geschieht unregelmäßig in Abhängigkeit von der Häufigkeit, mit der Partikel das Messvolumen durchqueren. Für die Generierung einer zeitlichen Auflösung werden zwei Verfahren unterschieden: Die Slot-Korrelation und die Rekonstruktion mittels FFT [163].

Das LTV-Messverfahren

Das zweite partikelbasierende Messverfahren, das die Strömungsgeschwindigkeit nur in einem Punkt gleichzeitig erfassen kann, ist die LTV, auch Laser Two Focus Velocimetry (L2F) genannt. Das Messprinzip beruht auf der Messung der Zeit, die ein Partikel benötigt, zwei in der Hauptströmungsrichtung hintereinander, parallel zueinander positionierte und fokussierte Laserstrahlen zu durchqueren.

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

Das von dem Partikel beim Durchqueren der Laserstrahlen gestreute Licht wird durch Photoelektronenvervielfacher erfasst und als elektrisches Signal weiter verarbeitet, z. B. als Anzeige auf einem Oszilloskop (Abb. 3.6).

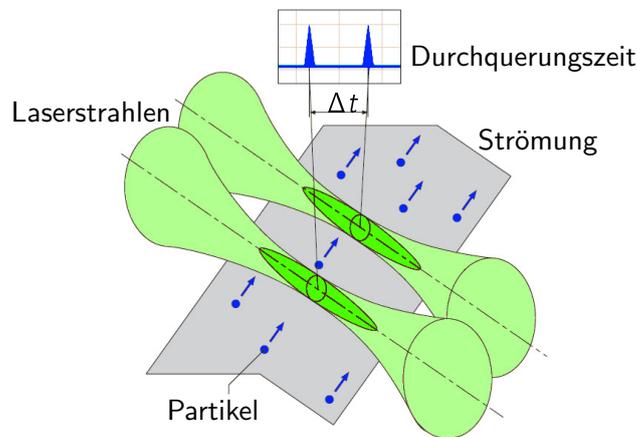


Abbildung 3.6: Prinzipielle Funktionsweise des LTV-Messverfahrens [163]

Durch das Kippen der Messebene unter einen bestimmten Winkel kann neben der Geschwindigkeitskomponente in Hauptströmungsrichtung auch die Komponente rechtwinklig dazu bestimmt werden. Für die Erfassung von drei Strömungskomponenten werden entweder 2 LTV-Systeme verwendet oder ein LTV- und ein DGV-System. Letztere Kombination wird 3C-Doppler-L2F genannt [54].

Die Vorteile der LTV gegenüber der LDA sind der einfachere optische Aufbau und die einfachere Datenverarbeitung. Des Weiteren kann ein Laser mit niedrigerer Leistung in der Größenordnung 0.5 W bei einer Partikelgröße von $d_p = 0.5 - 1 \mu\text{m}$ verwendet werden. Das Messverfahren weist sich auch durch ein hohes Signal-Rausch-Verhältnis aus, dessen Ursache in den stark fokussierten Laserstrahlen liegt. Die Messmethode ist aber für Turbulenzgrade von mehr als 30 % nicht geeignet. Andererseits beträgt der Messfehler des Geschwindigkeitsbetrages bei einer Turbulenzintensität unter 5 % weniger als 1 %, und der Messfehler bezüglich Strömungsrichtung ist geringer als 0.2 %. Das sind Werte, die mittels LDA nicht erreicht werden können.

Die LTV ist ein ergänzendes Messverfahren zur LDA für spezielle Anwendungen wie Strömungen mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten, bei einer begrenzten, optischen Zugänglichkeit und im Fall von einem Rückwärtsstreuungsaufbau mit geringer Signalstärke sowie in engen Strömungskanälen, bei denen die Reduktion von Hintergrundflackern eine wichtige Rolle spielt.

Das DGV-Messverfahren

Wie oben schon erwähnt, machen sich die DGV ebenso wie die LDA den Doppler-Effekt zu Nutzen für die Bestimmung der Geschwindigkeit in der Strömung. Im Gegensatz zur LDA können die Strömungsgeschwindigkeiten mit der DGV jedoch in mehr als einem Punkt gleichzeitig erfasst werden, wozu der Strahl eines Lasers nicht geteilt und in einem Messvolumen fokussiert, sondern flächig zu

3 Messung der Zylinderinnenströmung

einer dünnen Lichtschnittebene aufgeweitet wird. Die Partikeln in der Strömung streuen das Licht beim Durchqueren des Lichtschnittes. In Abhängigkeit von der Partikelgeschwindigkeit ändert sich dabei die Wellenlänge des gestreuten Lichtes, welches in einem Molekularfilter, der Ioddampf enthält, absorbiert wird (Abb. 3.7). Der Ioddampf wiederum emittiert Licht mit unterschiedlicher Intensität abhängig von der Frequenz des absorbierten Lichtes. Auf diese Weise ergibt sich ein Zusammenhang zwischen Lichtintensität und Strömungsgeschwindigkeit.

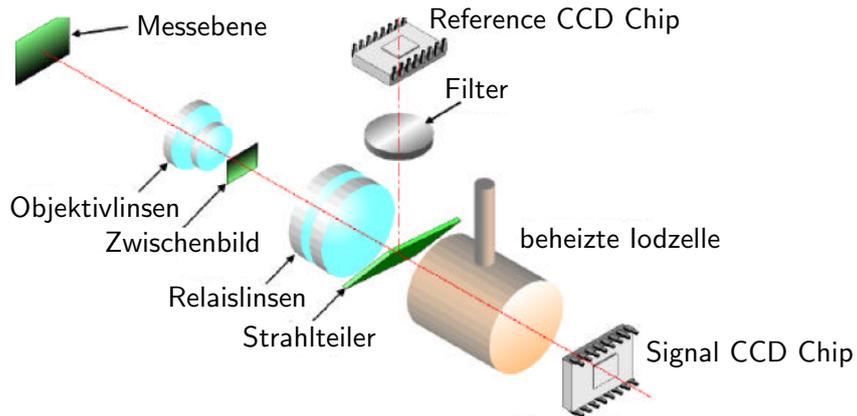


Abbildung 3.7: Prinzipielle Funktionsweise des DGV-Messverfahrens [173]

Bei der gemessenen Geschwindigkeitskomponente handelt es sich um den Anteil der Strömungsgeschwindigkeit entlang der Normalen der Winkelhalbierenden zwischen Beleuchtungs- und Beobachtungsebene. Eine digitale Kamera erfasst die zweidimensionale Information der Iodzelle, wobei deren Pixelanzahl die Auflösung des Strömungsfeldes bestimmt. Die Aufnahme eines Referenzbildes durch eine zweite Kamera, das nicht mittels Iodzelle konvertiert wird, hilft Intensitätsschwankungen und Schwankungen in der Laserlichtintensität zu kompensieren und damit die Genauigkeit der Messung zu erhöhen.

Die benötigte Signalstärke wird durch eine im Vergleich mit anderen partikelbasierenden Messverfahren längere Belichtungszeit erreicht. Zwar wird durch eine vergleichsweise lange Belichtungszeit die DGV auf gemittelte oder phasenstarre Messungen beschränkt, bei denen instationäre Messungen trotzdem möglich sind. Die Wahrscheinlichkeit ist aber hoch, dass die Messergebnisse aufgrund eines unzureichenden Signal-Rausch-Verhältnisses mit hohen Messfehlern behaftet sind. Eine Ausnahme bilden jedoch Punktmessungen, bei denen keine Kamera, sondern Hochgeschwindigkeitsdigitalisierer verwendet werden.

Eine weitere Einflussgröße auf die Signalstärke ist die Anzahl an Partikeln in der Strömung, weshalb für die DGV eine vergleichsweise große Anzahl an Partikeln verwendet wird. Diese ist auch deshalb notwendig, weil bei der DGV verhältnismäßig kleine Partikeln eingesetzt werden. Das wiederum ist möglich, weil eine individuelle Verfolgung einzelner Partikeln aufgrund des Messprinzips unnötig ist und auf diese Weise sichergestellt wird, dass die Partikel der Strömung ohne Schlupf folgen.

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

Eine Erfassung unterschiedlicher Geschwindigkeitskomponenten zum selben Zeitpunkt ist im Gegensatz zu anderen Messverfahren mit der DGV nicht möglich. Zwar können in Abhängigkeit der Beleuchtungsrichtung des Messbereiches die unterschiedlichen Komponenten der Strömungsgeschwindigkeit bestimmt werden, jedoch kann die Beleuchtung nur nacheinander erfolgen [31], sodass sich auch dadurch eine gewisse zeitliche Mittelung ergibt. Durch die Kombination der DGV mit der 2D-PIV ist es möglich alle drei Geschwindigkeitskomponenten gleichzeitig zu erfassen [169]. Das Gleiche ist für Punktmessungen durch die Kombination der DGV mit der LTV möglich [54]. Für die innermotorische Anwendung wird die DGV an unterschiedlichen Prüfständen eingesetzt [30, 31, 148].

Das MTV-Messverfahren

Bevor sich das folgende Kapitel näher mit dem PIV-Messverfahren befasst, soll nicht unerwähnt bleiben, dass abweichend von den bisher vorgestellten Messprinzipien ein weiteres Messverfahren, die Molecular Tagging Velocimetry (MTV) existiert. Dieses Messprinzip beruht auf der Anregung von bestimmten, in der Strömung transportierten Molekülen, was gewöhnlich durch gepulstes Laserlicht erfolgt. Bei der Rückkehr der Moleküle aus dem angeregten Zustand in ihren Grundzustand entsteht Lumineszenz, die als Fluoreszenz oder Phosphoreszenz auftreten kann. Diese Eigenschaft der Moleküle ermöglicht ihren Einsatz als Tracer in der Strömung. Neben der Geschwindigkeitsmessung ist es möglich mit der MTV gleichzeitig auch Skalare wie die Temperatur und die Konzentration zu erfassen. Darüber hinaus ist es in jüngster Zeit mittels MTV gelungen, die dynamische Entwicklung von Skalarfeldern und Mischungsvorgänge zu untersuchen.

3.1.5 Das PIV-Messverfahren

Das PIV-Messverfahren gehört zu den im vorherigen Kapitel vorgestellten partikelbasierenden Messverfahren. Da die PIV ebenso wie die CTA in der vorliegenden Arbeit für Strömungsmessungen Verwendung findet (s. Kap. 6.1.3 und 6.2), wird im Folgenden vertiefend auf das PIV-Messverfahren eingegangen.

Das Prinzip der PIV basiert auf der Messung der Verschiebung von in der Strömung transportierter Partikeln innerhalb eines bestimmten Zeitintervalls. Diese Verschiebung wird anhand des an den Partikeln gestreuten Lichts erfasst. Die Beleuchtung erfolgt in einer Ebene durch einen lasergenerierten Doppelpuls. Das gestreute Licht wiederum wird in Form von Bildpaaren mit Hilfe von Bildsensoren aufgenommen. Anhand der Zeitdifferenz zwischen den Lichtpulsen und der durch Korrelationsalgorithmen aus den Bildpaaren bestimmten Partikelverschiebung wird die Strömungsgeschwindigkeit bestimmt (Abb. 3.8). Für typische Anwendungen der PIV kann eine Genauigkeit von 0.1 Pixel erreicht werden, mit der die Partikelverschiebung bestimmt wird [153]. Tropea *et al.* [163] geben an, dass eine derartiger Wert einer Messgenauigkeit von ca. 1 % entspricht. Außerdem ermöglicht die PIV, genauso wie die DGV, eine große Anzahl lokaler Strömungsgeschwindigkeiten zum gleichen Zeitpunkt

3 Messung der Zylinderinnenströmung

zu bestimmen abhängig von der bei der Auswertung vorgenommenen Unterteilung der Messebene in kleine Teilbereiche.

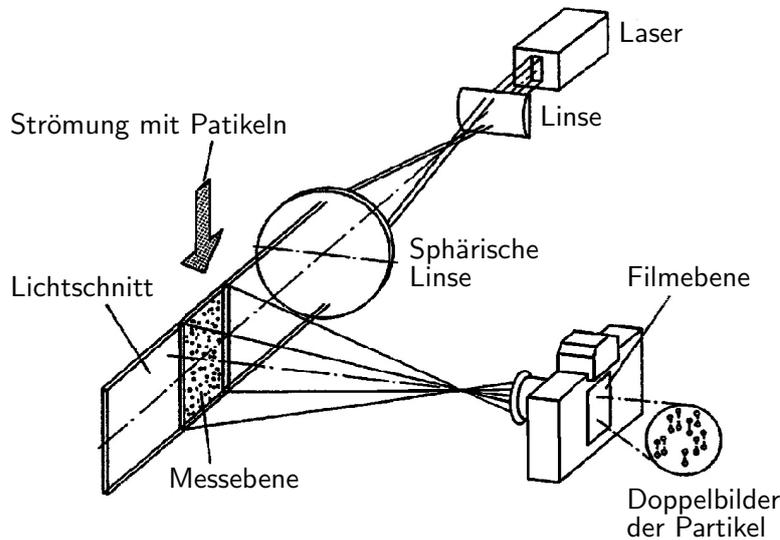


Abbildung 3.8: Prinzipielle Funktionsweise des PIV-Messverfahrens [57]

Das gleiche Messprinzip liegt auch der PTV zugrunde. Der Unterschied zwischen PIV und PTV zeigt sich in der Partikeldichte im strömenden Fluid und der damit verbundenen Verarbeitung der durch die Bildsensoren aufgenommenen Bilder. Bei der PTV ist die Partikeldichte sehr gering, d. h. der Abstand zwischen den einzelnen Partikeln ist viel größer als die Verschiebung während eines Zeitintervalls. Aufgrund dessen ist es möglich, die miteinander korrelierenden Abbildungen der einzelnen Partikeln zu ermitteln, um so die Verschiebung der Partikeln in der Strömung zu bestimmen. Daraus resultiert eine räumliche Verteilung der ermittelten Geschwindigkeitsvektoren, die abhängig von der Position der einzelnen Partikeln in der Messebene ist.

Im Gegensatz dazu ist bei der PIV die Partikeldichte sehr hoch und die Verschiebung der Partikeln während des Doppelpulses größer als der Abstand der Partikel untereinander. Eine direkte Bestimmung der Verschiebung einzelner Partikeln ist aufgrund dessen nicht mehr möglich, sodass statistische Verfahren verwendet werden, um die wahrscheinlichste Verschiebung aller in einem bestimmten Teilgebiet der Messebene enthaltenen Partikeln zu ermitteln. Stand der Technik ist dabei die Verwendung von Algorithmen auf Basis der räumlichen Kreuzkorrelationsfunktion $K(s)$ (Gln. 3.6):

$$K(s) = \int_A F_1(x) I_1(x) F_2(x+s) I_2(x+s) dx. \quad (3.6)$$

Die Korrelation erfolgt zwischen den Grauwerten der Auswertebereiche in den aufeinander folgenden Abbildungen I_1 und I_2 des vollständigen Messbereiches. Die Auswertebereiche sind durch die Fensterfunktionen F_1 und F_2 definiert. Die ermittelte Verschiebung wird als mittlere Verschiebung

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

aller in diesem Auswertebereich enthaltenen Partikeln dem geometrischen Zentrum des Teilgebietes zugeordnet. Durch die Unterteilung der Messebene in gleichgroße Analysebereiche ergeben sich aus der Auswertung Geschwindigkeitsvektoren, die in einem regelmäßigen Gitter angeordnet sind.

Eine Korrelation kann natürlich nur dann erfolgreich sein, wenn der korrekte Wert aller möglichen Korrelationen höher ist als der höchste Wert der zufälligen Korrelationen. Die Güte der Korrelation erhöht sich durch eine geringere Bewegung der Partikel aus der Messebene hinaus, eine größere Anzahl an Partikeln innerhalb des Analysebereiches, eine geringere Partikelverschiebung und einem kleineren Geschwindigkeitsgradienten innerhalb des Analysebereiches. Die Bewegung aus der Messebene hinaus, stellt den am stärksten limitierenden Faktor für PIV-Messungen dar.

Fehler bei der Ermittlung der tatsächlichen Strömungsgeschwindigkeit können noch weitere Ursachen haben, welche in einer ungleichförmigen Verteilung der Partikel in der Strömung, einer Intensitätsverteilung des Laserlichts, die nicht der Gauß-Verteilung entspricht, einer unvollständigen Parallelisierung des Lichtschnittes (was zu Unterschieden in der Beleuchtungsintensität führt), Abschattungen im Messgebiet, und im Fall von Versuchen an Transparentmotorprüfständen (s. Kap 3.2.1) in Verschmutzungen durch Kraftstoff- oder Rußablagerungen auf den optischen Zugängen zu suchen sind. Einige Ursachen für Messfehler - wie perspektivische Verzerrung und Unschärfen in den Bildern - können durch eine digitale Bildbearbeitung kompensiert werden. Das gilt auch für einen geringen Kontrast und unerwünschte Hintergrundreflexionen in den Bildern.

Für die Erzeugung der benötigten Lichtschnittebene wird, wie für alle partikelbasierenden Messverfahren, in der Regel ein Laser mit monochromatischem, kohärentem und für diese Anwendung gepulstem Licht eingesetzt. In der Mehrheit werden dafür frequenzverdoppelte ND:YAG (Neodym dotierter Yttrium Aluminium Granat) Laser verwendet, die Licht mit einer Wellenlänge von 532 nm emittieren, d. h. Licht im sichtbaren Spektrum der Farbe Grün. Diese Art Laser erzeugt eine Pulsenergie von 10 mJ bis 1 J bei einer Pulsdauer von 5 bis 15 ns und einer Wiederholrate von 10 bis 50 Hz. Bei diesen Wiederholraten wird von Standard-PIV gesprochen im Gegensatz zu zeitlich hochauflösender PIV, die auch als Highspeed- bzw. Hochgeschwindigkeits-PIV (HS-PIV) oder Time-Resolved PIV (TRPIV) bezeichnet wird. Für die Erzeugung der höheren Wiederholrate, die für diese Art der PIV charakteristisch ist, kommen aktuell frequenzverdoppelte, diodengepumpte ND:YLF (Neodym dotierter Yttrium Lithium Fluorid) Laser, z. B. bei Kapitza *et al.* [84], oder ND:YVO₄ (Neodym dotierter Ytterbium Vanadat) Laser, z. B. bei Gleißner *et al.* [59], zum Einsatz. Auch in diesem Fall sind Laser am gebräuchlichsten, die grünes Licht emittieren. Abweichend von den anderen beiden vorgestellten Lasertypen beträgt die Wellenlänge des Lichtes eines ND:YLF-Laser 527 nm. ND:YLF-Laser erzeugen Pulse mit einer Energie von 10 mJ bis 50 mJ und einer Wiederholrate von 1 bis 10 kHz bei einer ungefähr zehnmal so langen Pulsdauer im Vergleich mit ND:YAG-Laser. ND:YVO₄-Laser erreichen bei gleicher Wiederholrate wie die von ND:YLF-Lasern geringere Pulsenergien, bei Pulsdauern vergleichbar mit den von ND:YAG-Lasern.

Zweite wichtige Komponente bei einem PIV-Messsystem ist die Kamera mit integriertem Bildsen-

3 Messung der Zylinderinnenströmung

sorchip. Für Messungen mit Standard-PIV handelt es sich in der Regel um Kameras mit Charge Coupled Device (CCD) Chips. In neueren Systemen werden auch Complementary Metal Oxide Semiconductor (CMOS) Chips eingesetzt. Diese sind in den meisten Fällen erforderlich, wenn es sich um HS-PIV handelt. Der Grund für den Einsatz von CMOS Chips ist die hohen Aufnahme Frequenz von mehr als 10 kHz, die bei dieser Art von Bildsensoren möglich ist. CCD Chips sind dagegen in ihrer Aufnahme Frequenz bei 1 kHz begrenzt [133].

Im Bezug auf die Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit ist bislang 2D-PIV, hier werden die beiden Geschwindigkeitskomponenten in der Beleuchtungsebene ermittelt, noch immer der Stand der Technik. Dafür wird die Kamera rechtwinklig zur Beleuchtungsebene angeordnet. Im zunehmenden Maße werden PIV-Messungen aber in Form von Stereo-PIV durchgeführt. Mit dieser Erweiterung des 2D-PIV-Messverfahrens ist es möglich, alle drei Geschwindigkeitskomponenten in einer Messebene zu erfassen. Dafür ist es notwendig, die Messung mit zwei Kameras durchzuführen. Es gibt zwei Arten des Aufbaus Stereo-PIV zu realisieren: Zum einen die Winkelanordnung, zum anderen die Parallelanordnung (Abb. 3.9). Erstere ermöglicht einen größeren Messbereich, der erfasst werden kann bei gleichem Abstand der verwendeten Kameras untereinander. Nachteilig wirkt sich bei der Winkelanordnung aus, dass der Abstand der Bildsensoren zur Lichtschnittebene nicht konstant ist und es deswegen zu perspektivischen Verzerrungen und zu Unterschieden in der Bildauflösung kommt. Zur Kompensierung dieser Effekte kommen heutzutage Methoden zur Rekonstruktion des unverzerrten Bildes mit hoher Genauigkeit zum Einsatz. Darüber hinaus werden sogenannte Scheimpflugadapter verwendet, die bewirken, dass die Messebene auch bei der Winkelanordnung der Kameras scharf abgebildet wird. In dieser Arbeit wird für die in Kapitel 6.2 dargestellten Messungen ein zeitlich hochauflösendes Stereo-PIV-System in Winkelanordnung verwendet.

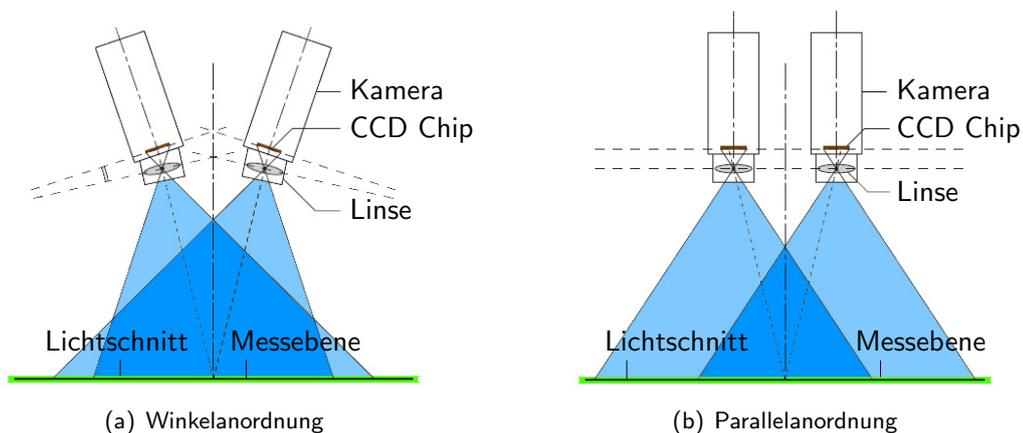


Abbildung 3.9: Schematische Darstellung der Anordnungsvarianten für Stereo-PIV [163]

Eine Erfassung aller drei Geschwindigkeitskomponenten in einer Messebene kann auch durch die Kombination der DGV mit einem 2D-PIV-System erreicht werden [169], wie schon bei den Ausführungen zur DGV vorgestellt. Der nächste Schritt ist die volumetrische Erfassung aller drei Geschwin-

3.1 Messverfahren zur Erfassung des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderinnenströmung

digkeitskomponenten, wofür es mittlerweile verschiedene Ansätze gibt: Scanning Stereo-PIV [17], holographische PIV [76] und tomographische PIV [35].

Die Eigenschaften und Möglichkeiten der PIV bei der Erfassung der Strömungsgeschwindigkeit führen dazu, dass sie sehr vielfältig eingesetzt werden kann. So reichen die Anwendungsgebiete der PIV von großskaligen Überschallströmungen [68] bis hin zu mikroskaligen Niedriggeschwindigkeitsströmungen [111]. Messungen in lebenden Organismen sind ebenso möglich [167] wie die Untersuchung von Mehrphasenströmungen [55].

Die PIV hat sich auch deshalb zu einer der meistverwendeten Messverfahren im Bereich der Strömungsmessung entwickelt, weil sie in der Lage ist eine räumliche Zeithistorie zu erfassen, im Gegensatz zu anderen Messverfahren, die nur an einem Punkt im Raum die Strömungsgeschwindigkeit bestimmen können, wie beispielsweise LDA, LTV oder CTA. Aus diesen Gründen wurden PTV und PIV schon sehr bald nach ihrer Entwicklung als Forschungswerkzeuge im Bereich der Erfassung der Zylinderinnenströmung eingesetzt. Anfänglich dienten die Messverfahren lediglich zur Visualisierung der Struktur der Zylinderinnenströmung [72, 143] oder um Ergebnisse aus LDA-Messungen mit großskaligen Wirbelstrukturen in Verbindung zu bringen [6]. Zur quantitativen Bestimmung der Zylinderinnenströmung wurde PIV erstmals von Reuss *et al.* [137] verwendet. In den folgenden Jahren entwickelte sich die PIV zum Werkzeug für die Brennverfahrensentwicklung weiter [52], sodass Messungen mit PIV in Kombination mit 3D-CFD ein wichtiger Baustein bei der Entwicklung von Motoren mit Benzindirekteinspritzung waren [69]. Heute ist die PIV Stand der Technik bei der Erfassung von Strömungsgeschwindigkeit im Brennraum [70]. Für die volumetrische Erfassung der Zylinderinnenströmung gibt es einzelne Anwendungsbeispiele, wozu Brückner [18] zählt, der Scanning Stereo-PIV einsetzte und Coupland *et al.* [27], die holographische PIV verwendeten.

Für aktuelle Untersuchungen der Zylinderinnenströmung wird auch immer öfter HS-PIV eingesetzt. Den Begriff HS-PIV verwendeten Freek *et al.* [52] schon 1998 für ihre Untersuchung einer Tumbleströmung, gemessen an einem Transparentmotorprüfstand (s. Kap. 3.2.1). Es handelte sich damals um ein PIV-System mit Kupferdampflaser und einer Wiederholfrequenz von 8 kHz, was auch der Aufnahme Frequenz für die Strömungsbilder entsprach. Der Nachteil von Kupferdampflaser besteht in ihrer geringen Pulsenergie, jedoch standen schnelle ND:YLF-Lasern noch nicht zur Verfügung. Bei den Messungen wurden keine Bildpaare aufgenommen, sodass stattdessen jeweils zwei der zeitlich äquidistanten Bilder miteinander korreliert wurden. Das daraus resultierende Geschwindigkeitsfeld bestand aus 24×30 Vektoren. 1999 führten Reeves *et al.* [135] vergleichbare Messungen auch unter dem Begriff HS-PIV durch. Bei jenen Messungen handelte es sich um die Untersuchung einer Drallströmung auch an einem Transparentmotorprüfstand. Sie verwendeten ebenso wie Freek *et al.* einen Kupferdampflaser (Pulsenergie 2-3 mJ), jedoch bei einer Wiederhol- bzw. Aufnahme Frequenz von 9 kHz. Die Auswertung der Strömungsbilder wurde auf die gleiche Weise durchgeführt und ergab in diesem Fall Geschwindigkeitsfelder mit einer räumlichen Auflösung von 16×16 Vektoren. In dieser Arbeit werden Ergebnisse aus HS-PIV Messungen mit einem ND:YLF-Laser bei einer Doppelbildauf-

3 Messung der Zylinderinnenströmung

nahmefrequenz von 10 kHz verwendet. Die daraus resultierenden Geschwindigkeitsfelder haben eine räumliche Auflösung von 73×28 Vektoren.

Die hohe zeitliche Auflösung ist der Grund dafür, dass HS-PIV-Systeme vermehrt eingesetzt werden, denn dadurch wird es möglich instationäre Strömungsvorgänge, wie Strömungsschwankungen und deren zeitliche Entwicklung, detailliert zu erfassen und den Ursprung instationärer Strömungsphänomene zu ermitteln. Anhand der älteren Messungen mit HS-PIV, im Vergleich mit denen für diese Arbeit durchgeführten, lässt sich erkennen, dass HS-PIV-Messungen schnell in das Spannungsfeld zwischen zeitlicher und räumlicher Auflösung führen. Ziel dieser Arbeit ist es, bei einer möglichst hohen räumlichen Auflösung für die Erfassung kohärenter Strömungsstrukturen, die zeitliche Entwicklung dieser Strukturen in Form von Strömungsschwankungen zu erfassen.

Grundlegende Ausführungen zur Theorie der PIV sind bei Adrian [5] und Westerweel [170, 171] zu finden. Tropea *et al.* [163] und Raffel *et al.* [133] bieten weitere Einblicke zum Thema PIV.

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

Mit einer Vielzahl an Prüfständen kann die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung erfasst werden. Dabei werden im Folgenden Transient- und Stationärprüfstände unterschieden. Erstere führen die Messungen bei zeitlich veränderlichen Randbedingungen wie im realen Motorbetrieb durch, d.h. mit bewegtem Kolben und bewegten Ventilen, letztere dagegen bei stationären Randbedingungen.

Ein weiteres Unterscheidungsmerkmal für die Prüfstände ist, wie genau an einem solchen Prüfstand die tatsächlichen Verhältnisse eines realen Motorbetriebes abgebildet werden können. Das Maß, mit dem die am Prüfstand erzeugte Zylinderinnenströmung der tatsächlichen Zylinderinnenströmung während des realen Motorbetriebes nahekommt, geht einher mit der Komplexität des Prüfstandsaufbaus und des daran eingesetzten Messverfahrens.

3.2.1 Transientprüfstände

Das höchste Maß an Nähe zum realen Motorbetrieb weisen Transparentmotorprüfstände auf. Es handelt sich dabei um Transientprüfstände, auf denen speziell präparierte Motoren vermessen werden, die mit optischen Zugängen zum Brennraum ausgestattet sind. Dazu ist es notwendig, anstatt des Standardkolbens einen in einem Zwischengehäuse laufenden verlängerten Kolben zu verwenden. Den optischen Zugang in den Brennraum ermöglichen seitlich in das Zwischengehäuse eingebrachte Fenster und ein in den Kolben eingearbeitetes Fenster, das im Fall eines typischen Dieselkolbens den Muldenboden ersetzt. Die Vorgänge in Mulde und Brennraum werden über einen feststehenden Spiegel mit einer Hochgeschwindigkeitskamera beobachtet und durch die seitlichen Fenster mit einem Laser beleuchtet (s. Abb. 3.10).

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

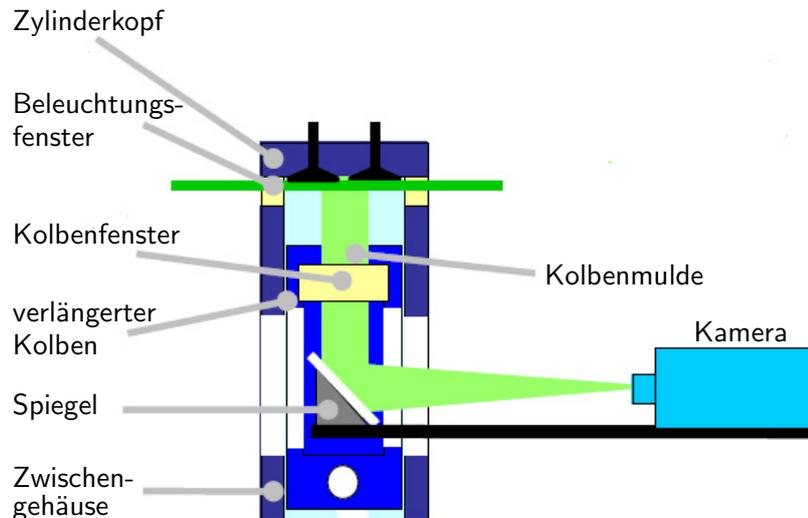


Abbildung 3.10: Schematischer Aufbau eines Transparentmotorprüfstandes [70]

Auf diese Weise können am Transparentmotorprüfstand unter realen motorischen Bedingungen neben der Zylinderinnenströmung auch Kraftstoffeinbringung und -verdampfung sowie die Beeinflussung des Strömungsfeldes durch die Kraftstoffeinspritzung, die Gemischverteilung [34], aber auch Verbrennungsvorgänge analysiert werden [70, 123]. Die zusätzlichen Einbauten beschränken Messungen am Transparentmotor allerdings auf niedrige Motordrehzahlen und Mitteldrücke.

Im Fall von minimal invasiven, optischen Zugängen, wie durch Hentschel *et al.* [71] beschrieben, bestehen diese Einschränkungen nicht. Untersuchungen unter Verwendung endoskopischer Zugänge weisen hingegen andere Nachteile auf, wie eine geringe Lichtübertragungseffizienz, ein geringes optisches Auflösungsvermögen, eine starke Verzerrung der Abbildung und die Notwendigkeit einer starken Kühlung bei Untersuchungen im gefeuerten Betrieb.

Anfänglich wurden die Strömungsgeschwindigkeiten an Transparentmotorprüfständen mittels LDA bestimmt, wie beispielsweise von Arcoumanis *et al.* [7]. Mit der Entwicklung von mehrdimensionalen Messmethoden, wie der PTV und der PIV, werden diese ebenfalls am Transparentmotor eingesetzt. Wie schon in Kapitel 3.1.5 dargestellt, wurden sie am Anfang lediglich zur Visualisierung der Struktur der Zylinderinnenströmung eingesetzt [72, 143], jedoch ist die Erfassung von Strömungsgeschwindigkeit im Brennraum mittels PIV inzwischen Stand der Technik [6, 52, 69, 70]. Seit Kurzem gibt es auch ein Beispiel für die Verwendung der DGV in Verbindung mit endoskopischen Zugängen am Transparentmotorprüfstand [31, 148].

Neben der Ermittlung der Strömungsgeschwindigkeit im Brennraum mittels PIV werden an Transparentmotorprüfständen auch andere Messverfahren eingesetzt, beispielsweise das Mie-Streulicht-Verfahren zur Untersuchung der Kraftstoffeinspritzung, die Laser Induced Fluorescence (LIF) oder

3 Messung der Zylinderinnenströmung

die Spontaneous Raman Spectroscopy (SRS) zur Analyse der Gemischaufbereitung [71] und Rußleuchten zur Untersuchung der Verbrennung [123].

Transientprüfstände existieren auch in Form von Einzylinderprüfständen, deren grundsätzlicher Aufbau dem eines Transparentmotorprüfstandes entspricht. Das am häufigsten eingesetzte Messverfahren ist wiederum die PIV [10, 24, 25, 33, 120], aber auch die DGV kommt zum Einsatz [113]. Einzylinderprüfstände sind in der Regel auf Untersuchungen des Einlass- und Kompressionstaktes beschränkt. Ohmstede *et al.* [123] zeigen ein Beispiel für Ergebnisse von einem Einzylinderprüfstand, an dem Untersuchungen der Verbrennung durchgeführt wurden. Dieser Einzylinderprüfstand ist allerdings nicht als Transparentmotor ausgeführt und dient nicht der Erfassung der Zylinderinnenströmung.

Eine Variante für die Messung der Zylinderinnenströmung an Einzylinderprüfständen stellen transiente Wasseranalogprüfstände dar, die anstelle von Luft mit Wasser als Arbeitsmedium verwenden. Damit am Wasseranalogprüfstand eine Zylinderinnenströmung entsprechend dem realen Motor generiert wird, werden die Messungen mit der gleichen Reynoldszahl durchgeführt, basierend auf der mittleren Kolbengeschwindigkeit und dem Zylinderdurchmesser, nach Art des Motorbetriebes mit Luft [162]. Wasseranalogprüfstände werden verwendet, um transiente Prozesse zu verlangsamen und damit die messtechnische Erfassung dieser Prozesse zu vereinfachen. Außerdem wird durch die Verwendung von Wasseranalogprüfständen erreicht, dass die Anforderungen an die Bildaufnahmetechnik und die Beleuchtung des Messgebietes geringer sind. Auch können hier bei Messungen größere Partikeln verwendet werden, die mehr Licht streuen, weil solche Partikeln für die Strömungsvisualisierung eingesetzt werden können, die die gleiche Dichte wie Wasser haben und dadurch der Strömung ohne Schlupf folgen können (s. Kap. 3.1.4). Die Bewegung des Kolbens und der Ventile kann durch Servomotoren erzeugt werden. Die Messungen an Wasseranalogprüfständen sind aufgrund der Inkompressibilität von Wasser auf den Einlass- und Auslasstakt beschränkt, wobei der Einfluss der Inkompressibilität auf die Strömungsgeschwindigkeit während der betrachteten Arbeitstakte vernachlässigt wird.

Zusammenfassend lässt sich über Transientprüfstände sagen, dass sie die Zylinderinnenströmung sehr realistisch abbilden können. Ihre besondere Eignung beruht auf Messungen, bei denen es darum geht, über den Einlasstakt hinaus die Entwicklung der Zylinderinnenströmung zu erfassen. Eine Ausnahme bilden, wie oben erwähnt, die Wasseranalogprüfstände. Die messtechnische Erfassung der Zylinderinnenströmung ähnlich dem realen Motorbetrieb, bezogen auf ihren Aufbau, ist jedoch mit beträchtlichem Aufwand verbunden.

3.2.2 Stationärprüfstände

Eine Möglichkeit die Komplexität und den Aufwand bei der Untersuchung der Zylinderinnenströmung zu verringern, stellen Stationärprüfstände dar. Sie arbeiten, wie oben erwähnt, unter stationären Randbedingungen, d. h. ohne bewegtem Kolben oder bewegten Ventilen und mit einem konstanten Massendurchsatz, realisiert durch eine kontinuierliche Absaugung. Das ist auch der Grund, warum

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

sie ausschließlich für die Untersuchung der Zylinderinnenströmung eingesetzt werden, die durch die Einlassgeometrie bestimmt ist, d. h. durch den Einlasskanal und den Ventilsitz mit möglichen kanal-, ventil- oder brennraumseitigen Maskierungen. Die auf diese Weise erzeugte Strömung wird als Näherung der Zylinderinnenströmung während des Einlasstaktes aufgefasst.

Stationärprüfstände können in zwei Gruppen von Prüfständen unterteilt werden. In die eine Gruppe werden sogenannte Strömungsprüfstände eingeordnet, deren Aufbau prinzipiell mit dem von Einzylinderprüfständen übereinstimmt, jedoch ohne bewegte Teile. Ein weiteres Merkmal dieser Prüfstände ist, dass die Zylinderinnenströmung in ihnen mittels multidimensionaler Messverfahren, wie der PIV oder der DGV, erfasst wird. Die andere Gruppe umfasst Prüfstände, die ausschließlich dazu gedacht sind, die Zylinderinnenströmung durch integrale Kennzahlen zu charakterisieren. Diese Kennzahlen (s. Kap. 4.1) beschreiben global die Durchflusscharakteristik der Einlassgeometrie und die Intensität der Ladungsbewegung. Die Entwicklung dieser Prüfstände begann vor den Strömungsprüfständen, weshalb sich der Begriff Stationärprüfstand ursprünglich nur auf diese Art der Prüfstände bezog. Um sie von den Strömungsprüfständen abzugrenzen, werden sie im Weiteren Integralprüfstände genannt.

In der Gruppe der Strömungsprüfstände gibt es solche, an denen Wasser als Arbeitsmedium verwendet wird, wie schon bei den Transientprüfständen vorgestellt. So entwickelten Freek *et al.* [53] einen stationären Wasseranalogprüfstand für ihre Messungen, bei dem für die optische Zugänglichkeit ein vollständig aus Glas gefertigter Zylinder verwendet wurde. Anstatt eines Kolbens besitzt der Zylinder einen Glasboden, an dem sich direkt oberhalb zwei seitlich angeordnete Absaugungen befinden. Eine andere Alternative zum Einsatz von Luft als Arbeitsmedium stellt Öl dar. So haben Hill *et al.* [75] eine Mischung aus Terpentin und Tetralin für ihren Ölanalogprüfstand verwendet, der vollständig aus Acrylglas gefertigt wurde.

Luft ist hingegen deutlich verbreiteter als Arbeitsmedium bei Strömungsprüfständen. Vertreter dieser Kategorie Stationärprüfstände sind der DOP/TOP [13] und der DGV-Prüfstand [148, 174]. Ihr Aufbau entspricht prinzipiell dem des stationären Wasseranalogprüfstandes. Der DGV-Prüfstand unterscheidet sich vom stationären Wasseranalogprüfstand lediglich in der Art, wie die Absaugung realisiert ist, denn hier befindet sich die Absaugung nicht direkt über dem Glasboden und besteht aus einem Ring von Löchern, die in eine äußere Absaugung münden. Auch eine Glasplatte kann im Messzylinder eingebracht werden, die den Kolbenboden nachempfunden. Die Absaugung erfolgt in diesem Fall über den Rand der zusätzlich eingebauten Glasplatte. Da der DOP/TOP für Messungen eingesetzt wurde, die Teil dieser Arbeit sind, wird er in Kapitel 3.2.3 separat vorgestellt.

Integralprüfstände arbeiten ausschließlich mit dem Arbeitsmedium Luft und sind in ihrem Aufbau dadurch charakterisiert, dass sich in ihrem Messzylinder Einbauten befinden. Mit Hilfe dieser Einbauten wird jeweils eine Größe ermittelt, die proportional dem Drehimpuls einer gerichteten Strömungsstruktur ist, wie Drall oder Tumble (s. Kap. 2.2), und idealisiert die Form eines Festkörperwirbels hat. Bei den Einbauten handelt es sich entweder um ein Flügelrad, eingeführt von G. Thien [157] (Abb.

3 Messung der Zylinderinnenströmung

3.11(b)), oder um einen wabenförmigen Strömungsgleichrichter, eingeführt von G. Tippelmann [159] (Abb. 3.11(a)).

Im Fall eines Strömungsgleichrichters wird das durch den Drehimpuls in der Strömung am Gleichrichter erzeugte Drehmoment gemessen. Der nach G. Tippelmann benannte Prüfstand dient zur Beurteilung des Dralls in der Strömung und wird heute standardmäßig in der Brennverfahrensentwicklung eingesetzt. Er entwickelte auch eine Variante mit der sich sowohl die Drall- als auch die Tumbleströmung erfassen lässt [160]. Größter Einflussparameter auf die Vergleichbarkeit der Ergebnisse unterschiedlicher Integralprüfstände mit Strömungsgleichrichter ist der Abstand des Gleichrichters vom Zylinderkopf. Versuche von Uzman *et al.* [166] mit unterschiedlichen Abständen des Strömungsgleichrichters haben ergeben, dass sich bei steigendem Abstand vom Zylinderkopf das gemessene Drehmoment verringert. Diese Differenz wird durch viskose Reibung zwischen der Strömung und der Zylinderwand verursacht [154].

Handelt es sich bei dem Einbau im Zylinder um ein Flügelrad, dient dessen Drehgeschwindigkeit als Maß für den durch die Strömung eingetragenen Drehimpuls. Zum Einsatz kommen verschiedene Formen von Flügelrädern. Sie werden mit zwei und vier Schaufeln oder ringförmig ausgeführt, die Schaufeln besitzen unterschiedliche Formen, der Spalt zwischen der Schaufelenden und der Zylinderwand variiert ebenso wie der Abstand des Flügelrades vom Zylinderkopf [154]. Ursprünglich für Drallmessungen eingeführt, werden Flügelradprüfstände auch für die Messung von Tumble [38] oder zur kombinierten Messung von Drall und Tumble [93] verwendet. Neben dem Einsatz an Integralprüfständen ist der Einsatz von Flügelrädern bei Motorversuchen unter instationären Bedingungen dokumentiert [139].

Die Erfassung des Tumbles mittels FEV-Prüfstand, vorgestellt durch Endres *et al.* [38], hat sich in Deutschland als bevorzugte Methode zur Tumblemessung etabliert. Am FEV-Prüfstand wird ein kreisringförmiges Flügelrad verwendet, welches zentral an einer um 90° schwenkbaren Drehachse im Modellzylinder montiert ist (Abb. 3.11(c)). Die Geometrie des verwendeten Flügelrades wird abhängig vom Durchmesser des Messzylinders skaliert. Zur Generierung einer Tumbleströmung ist der Kolbenboden als Reflektionsstelle in den Versuchsaufbau integriert und eine seitliche Öffnung an der Drehachse sorgt für die notwendige Luftabsaugung. Eine konstante Druckdifferenz zwischen Umgebung und Zylinder führt dazu, dass die angesaugte Luft in den Messzylinder einströmt und das Flügelrad bei einer ausreichend ausgebildeten Tumbleströmung in Rotation versetzt. Üblicherweise beträgt die Druckdifferenz $\Delta p = 150$ mbar, obwohl im realen Motorbetrieb im Mittel größere Druckdifferenzen auftreten. Da diese jedoch qualitativ den gleichen Zusammenhang abbilden, wird dieser Wert aufgrund der niedrigeren Bauteilbelastung infolge der geringeren Flügelradrehzahl verwendet.

Angesichts der Eigenschaft von Integralprüfständen schnell und unkompliziert Größen für die Beurteilung der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung bereitzustellen, gelten sie zur Zeit in der Brennverfahrensentwicklung als Standardwerkzeug, auch wenn die Einbauten sich auf die gemessene Strömung auswirken und somit das Messergebnis beeinflussen. Überdies hat sich bei der Ermittlung

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

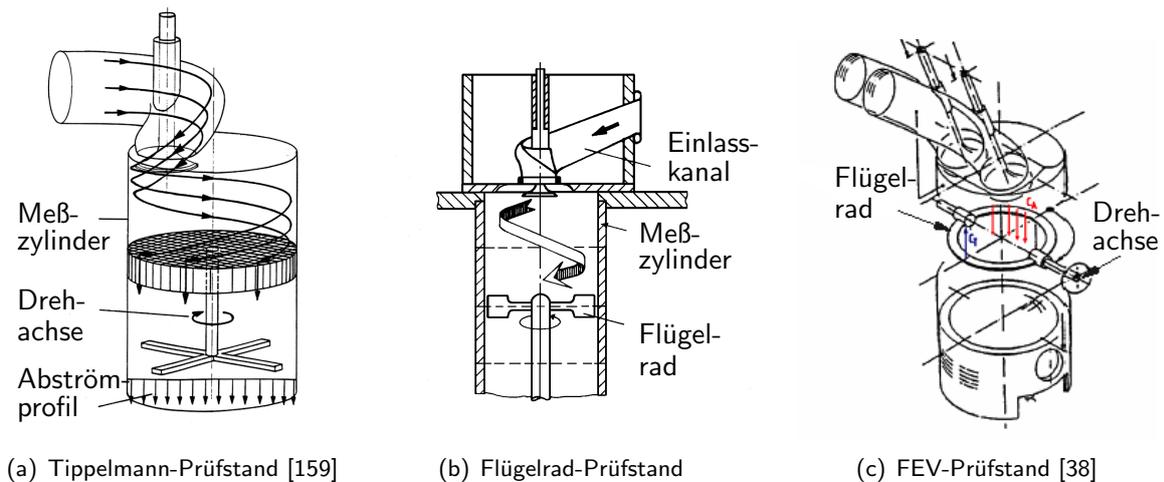


Abbildung 3.11: Schematische Darstellung des Aufbaus von Integralprüfständen

der Kennzahlen keiner der Prüfstände mit ihren unterschiedlichen Einbauten als universeller Standard durchsetzen können. Bei der Ermittlung der Kennzahlen wird zudem davon ausgegangen, dass es sich bei der vermessenen Strömung um einen ideal ausgebildeten Festkörperwirbel handelt. Da diese Annahme in den seltensten Fällen auf die tatsächliche Zylinderinnenströmung zutrifft, nimmt die Bedeutung von Strömungsprüfständen in der Brennverfahrensentwicklung kontinuierlich zu, denn deren Messergebnisse lassen nicht nur eine Bewertung der Strömung mittels verschiedener Kennzahlen zu, sie vermitteln vielmehr auch einen detaillierten Eindruck der Struktur der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung. Die gewonnenen Informationen über die Struktur der Zylinderinnenströmung werden auch für einen Abgleich von CFD-Simulationsergebnissen verwendet.

3.2.3 Drall und Tumble Optischer Prüfstand

Im Rahmen der Brennverfahrensentwicklung rückt, neben der Beurteilung der Zylinderinnenströmung durch Kennzahlen, die Analyse der tatsächlichen Strömung im Zylinder immer stärker in den Fokus. Für diesen zentralen Aspekt wurde eigens ein entsprechender Prüfstand entwickelt. Dieser Drall und Tumble Optische Prüfstand (DOP/TOP) genannte Prüfstand wurde von Bensler *et al.* [13] erstmals vorgestellt und von Imberdis *et al.* [81] weiter optimiert.

Der DOP/TOP besteht aus einem Einlasssystem, dem Messzylinder und einem Absaugsystem. Das Einlasssystem kann aus einem Zylinderkopf mit Einlaufverlängerung oder Saugrohr bestehen. Anstelle des Zylinderkopfes ist auch die Verwendung eines Modelleinlasskanals, eine sogenannte Flowbox (Abb. 3.12), möglich. In beiden Fällen kann der Ventilhub für jedes Einlassventil individuell eingestellt werden. Für die Messungen in Kapitel 6.2 wird ein Volkswagen 1.6l FSI 4-Ventil-Zylinderkopf mit Einlaufverlängerung verwendet.

3 Messung der Zylinderinnenströmung

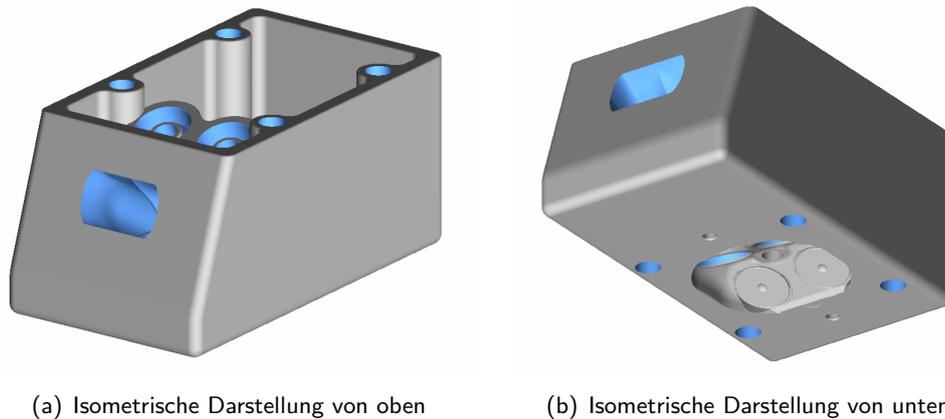


Abbildung 3.12: Beispiel einer Flowbox

Der aus Acryl gefertigte Messzylinder wird direkt unterhalb des Zylinderkopfes positioniert, wobei der Durchmesser dabei der Bohrung des Serienzylinders entspricht. Die Wandstärke des Acrylzylinders wird mit 2 mm so gering wie möglich gewählt, um die Lichtbrechung und die Verluste bei der Lichtstärke gering zu halten sowie eine hohe Schärfe der aufgenommenen Bilder zu gewährleisten.

Bei der Art der Absaugung aus dem Messzylinder in einen Absaugkasten gibt es zwei verschiedene Konfigurationen des Messzylinders. Zum einen ist es möglich, den Messzylinder als verlängerten Acrylzylinder ohne Boden auszuführen, wie er für die Messungen einer Drallströmung durch Bensler *et al.* [13] und einer Tumbleströmung durch Imberdis *et al.* [81] sowie Kapitza *et al.* [83, 84] verwendet wurde. Hier wird die Luft durch das offene Ende des Zylinders abgesaugt. Zum anderen kann für die Messungen einer Tumbleströmung ein Zylinder mit Boden und zwei seitlich angebrachten, kreisrunden Öffnungen als Absaugung auf Höhe des erwarteten Tumblezentrums verwendet werden. Die Position der seitlichen Absaugung kann z. B. aus CFD-Simulationen ermittelt werden.

Der Absaugkasten, der für die Absaugung der Luft aus dem Messzylinder notwendig ist, wird ebenfalls aus Acryl gefertigt. Für Messungen mit einem Messzylinder mit seitlichen Öffnungen ist es erforderlich, den Absaugkasten unterhalb des Zylinderkopfes zu positionieren, damit der Messzylinder komplett vom Absaugkasten umschlossen wird, wie es von Bensler *et al.* [13] für Messungen mit einem Messzylinder ohne Boden vorgestellt wurde (Abb. 3.13(a)). Bei einem nach unten geöffneten Messzylinder kann die Positionierung flexibel gehandhabt werden, wobei es für die optischen Eigenschaften besser ist, den Absaugkasten unterhalb des Messzylinders anzubringen, wie bei Imberdis *et al.* [81] und Kapitza *et al.* [83, 84] (Abb. 3.13(b)). An den Absaugkasten schließt sich die Luftführung zum Ölfilter und weiter zu dem Massenstrommessgerät und der Saugpumpe an, die in ihrer Gesamtheit das Absaugsystem bilden. Der Massenstrom kann variabel über die Drehzahl der Saugpumpe eingestellt werden.

Für die Visualisierung der Zylinderinnenströmung wird am DOP/TOP die PIV bzw. HS-PIV einge-

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

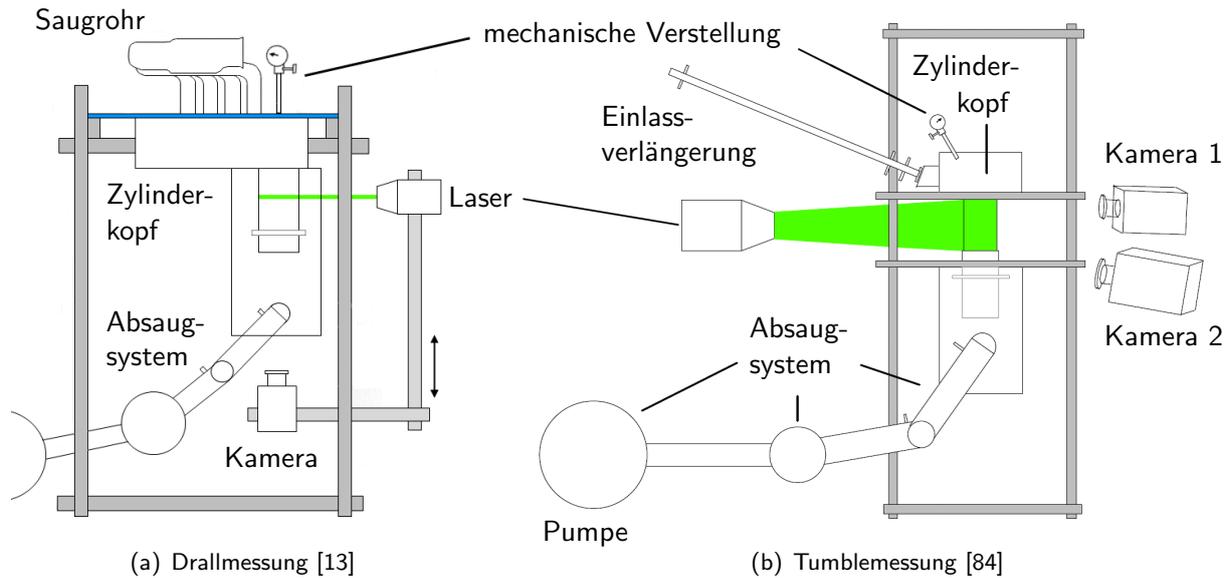


Abbildung 3.13: Schematischer Aufbau des DOP/TOP

setzt, wodurch ermöglicht wird, die Strömung im Zylinder zu erfassen ohne diese zu beeinflussen. Weiter erlaubt die Flexibilität des Prüfstandsbaus die Durchführung sowohl von 2D-PIV-Messungen, als auch von stereoskopischen 3D-PIV-Messungen. Die oben erwähnte Einlaufstrecke mit einer Länge von 1500 mm wird deshalb vor dem Einlasskanal montiert, damit sich die für die PIV-Messungen benötigten Tracer gleichmäßig in der Strömung verteilen. Zusätzlich wird dadurch erreicht, dass am Einlasskanal eine vollentwickelte turbulente Strömung anliegt. Die verwendeten Di-2-Ethylhexyl-Sebacat (DEHS) Ölparkeln werden durch einen Laskin-Düsen-Generator erzeugt. Daraus ergibt sich für Messungen am DOP/TOP ein Tropfendurchmesser von ca. 1 bis 2 μm .

Die volle optische Zugänglichkeit des Messzylinders ermöglicht die Erfassung eines jeden beliebigen Bereichs der Zylinderinnenströmung, denn die Messebene kann sowohl parallel zum Zylinderkopf für die Erfassung von Drallströmungen als auch senkrecht zum Zylinderkopf für die Visualisierung von Tumbleströmungen positioniert werden. Die auf diese Weise gemessenen Strömungsfelder dienen nicht nur der qualitativen Beurteilung der Zylinderinnenströmung, mit ihrer Hilfe lassen sich auch Kennzahlen ermitteln, die die Intensität der Ladungsbewegung in Form von Drall- und Tumblezahl bewerten (s. Kap. 4.1.2). Diese Kennzahlen lassen sich mit Kennzahlen anderer Prüfstände, wie z. B. dem Tippelmann-Prüfstand oder dem FEV-Tumbleprüfstand, korrelieren (s. Kap. 4.1.3). Außerdem können Stabilitätskriterien bestimmt werden, die der Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung dienen und für Messungen am DOP/TOP erstmals eingeführt werden (s. Kap. 4.1.4).

Dieses begründet, weshalb die Messungen für diese Arbeit am DOP/TOP durchgeführt werden. Durch den Einsatz von zeitlich hochauflösenden Messverfahren, wie der HS-PIV, ist es möglich den

3 Messung der Zylinderinnenströmung

transienten Charakter der stationären, einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung detailliert zu erfassen und auf seine Eigenschaften hin zu untersuchen. Obgleich die Randbedingungen für die Messungen am DOP/TOP stationär sind, zeigt sich dennoch die Existenz von zeitlich variablen Strömungsphänomenen, z. B. in Form einer druckinduzierten Grenzschichtablösung am Ventilschaft. Das Auftreten solcher instationären Phänomene in einer Strömung unter stationären Randbedingungen wurde bei verschiedenen Messungen am DOP/TOP bereits nachgewiesen [13, 81, 83].

Außerdem wird der DOP/TOP als Messaufbau für diese Arbeit gewählt, weil die ansonsten in Frage kommende Messungen an einem Einzylinderprüfstand oder gar an einem Transparentmotor zusätzliche Einflussfaktoren auf die Zylinderinnenströmung enthalten hätten. Diese Einflüsse, verursacht durch Ventil- und Kolbenbewegung sowie der Kraftstoffeinspritzung und der gegenseitigen Beeinflussung mehrerer Zylinder am Transparentmotor, hätten die Analyse der Daten weiter erschwert. Außerdem wären Messungen am Transparentmotor möglicherweise nur eingeschränkt nutzbar gewesen aufgrund ihrer oft limitierten optischen Zugänglichkeit und der in der Regel geringeren Güte der PIV-Messungen gegenüber Messungen an Stationärprüfständen wie dem DOP/TOP. Details zu den Messungen finden sich in Abschnitt 6.2.1.

3.2.4 Aktivkanalprüfstand

Der zweite Prüfstand, an dem Messungen für diese Arbeit vorgenommen wurden, ist der sogenannte Aktivkanalprüfstand. Es handelt sich dabei nicht um einen Prüfstand zur Ermittlung der Zylinderinnenströmung, vielmehr wird mit dem Aktivkanalprüfstand ein Modelleinlasskanal nachgebildet, an dem die Auswirkungen von aktiv gesteuerten Einbauten auf eine gleichförmige oder pulsierende Kanalströmung untersucht werden können.

Der Prüfstand besteht aus einer Einlaufstrecke, dem Messkanal mit einem aktiv angesteuerten Klappenschwinger, im Weiteren Klappenmodul genannt, und der Absaugstrecke (Abb. 3.14).

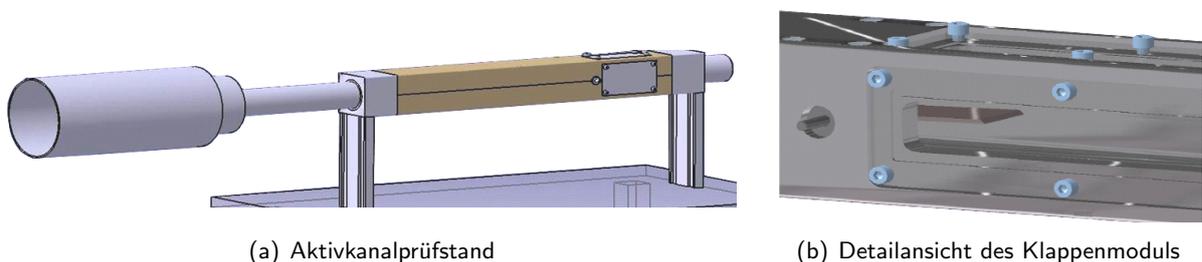


Abbildung 3.14: Aufbau des Aktivkanalprüfstandes

Die Luft wird am Aktivkanalprüfstand durch einen Einlauftrichter angesaugt, wobei der Übergang vom Einlauftrichter mit seinem kreisrunden Querschnitt von 40 mm Durchmesser zum Klappenmodul mit einem quadratischen Querschnitt bei einer Kantenlänge von 40 mm und abgerundeten Ecken mit

3.2 Prüfstände zur Erfassung der Zylinderinnenströmung

einem Radius von 7 mm mittels Übergangsdiffusor und sich anschließendem Einlaufkanal realisiert wird. Auch der Übergang vom Klappenmodul zur Absaugstrecke wurde strömungstechnisch günstig gestaltet. Der Einlaufkanal hinter dem Übergangsdiffusor ist notwendig, damit sich am Klappenmoduleintritt ein durch die Einlaufstrecke weitgehend unbeeinflusstes, turbulentes Strömungsprofil ausgebildet hat. Einlauftrichter, Übergangsdiffusor und Einlaufkanal bilden zusammen die Einlaufstrecke.

Der sich an die Einlaufstrecke anschließende Messkanal, der sich aus einem Ober- und Unterteil zusammensetzt, ermöglicht durch seine Teilung den Einbau des Klappenschwingers. Das Klappenmodul hat Sichtfenster, die aus Acryl gefertigt sind, um optische Zugänge für PIV-Messungen zu schaffen. Dabei erweist es sich als Vorteil, dass die heutigen Einlasskanäle einen rechteckigen bzw. quadratischen Querschnitt haben und somit die Sichtfenster keine Krümmung aufweisen, denn ein optischer Zugang mit unebener Oberfläche würde zu Einbußen bei der optischen Qualität der Messung führen. Der effektive Sichtbereich der Fenster beträgt $154.8 \text{ mm} \times 23.8 \text{ mm}$. Neben der PIV kommt an dem Aktivkanalprüfstand auch 1D-CTA-Messtechnik zum Einsatz (s. Kap. 3.1.3) und im Fall von CTA-Messungen werden anstelle von Sichtfenstern Positioniervorrichtungen für die CTA-Sensoren verwendet.

Der Klappenschwinger des Klappenmoduls hat eine Breite von 38 mm, die Länge der Klappe beträgt 65 mm und deren Dicke 1.5 mm. Die Lagerung des Klappenschwingers befindet sich mittig und der Durchmesser der Achse beträgt 5 mm, wobei deren Lagerung mit genormten Rillenkugellagern erfolgt, deren Außendurchmesser 16 mm beträgt. Das Ende der Klappe ragt 27.5 mm in das Sichtfeld der optischen Zugänge hinein, wodurch die Klappenbewegung mit Hilfe eines berührungslosen Wegsensors aufgezeichnet werden kann.

Als Klappenwerkstoff wird im Hinblick auf den Antrieb mit einem kohlefaserverstärkten Kunststoff (CFK) ein sehr leichtes und trotzdem stabiles Material verwendet. Für den Klappenantrieb wird ein Schwingungserreger eingesetzt, der nachfolgend auch als Shaker bezeichnet wird. Mit Hilfe der Koppelstange und des Anbindungshebels erfolgt eine Umwandlung der geradlinigen Bewegung des Shakers in eine Drehbewegung der Klappenachse. Die Übertragungselemente sind so ausgeführt, dass direkte Übertragungswege realisierbar sind und Elastizitäten vermieden werden. Weiter ist der Hebel sehr kurz gestaltet, damit bei geringen Schwingwegen des Shakers, große Klappenamplituden realisiert werden können. Bei der Auswahl der verwendeten Materialien ist, wie schon beim Klappenschwinger, auf ein möglichst geringes Gewicht geachtet worden. Schematisch wird der Aufbau der Ansteuerung des Klappenschwingers in Abbildung 3.15 dargestellt.

An das Klappenmodul schließt sich die Absaugstrecke mit einem integrierten Pulsationsmodul an. Letzteres besteht im Wesentlichen aus einer rotierenden Scheibe, die als Blende mit variablem Querschnitt in der Absaugstrecke fungiert. Die Form der Öffnung in der Scheibe ist sichelförmig und entspricht dem Querschnitt, den die Einlassventile während des Ladungswechsels freigeben. Infolge

3 Messung der Zylinderinnenströmung

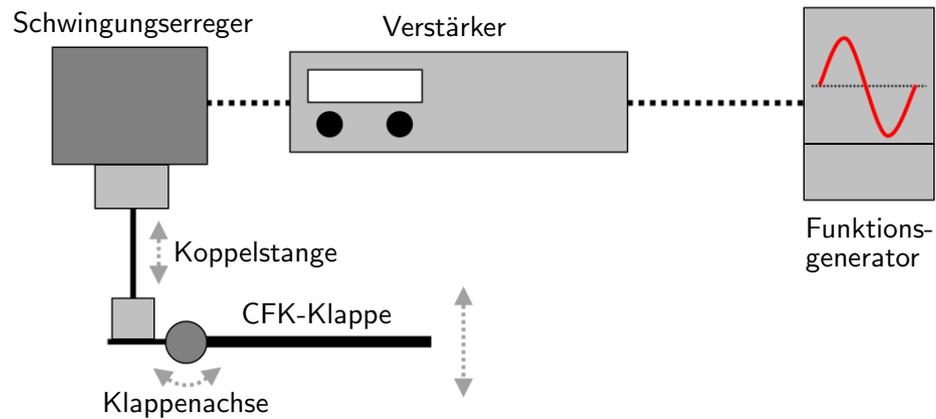


Abbildung 3.15: Schematische Darstellung der Ansteuerung des Klappenschwingers

der Rotation der Scheibe und dem sich daraus ergebenden variablen Öffnungsquerschnitt im Pulsationsmodul werden der Kanalströmung Ladungswechsel typische Druck- und Massenstrompulsationen aufgeprägt. Hinter dem Pulsationsmodul schließt sich ein Rootsgebläse an, mit dem es möglich ist, verschiedene Luftmassenströme zu realisieren.

Die Details zu den Messungen am Aktivkanalprüfstand, die für diese Arbeit durchgeführt wurden, sind in Kapitel 6.1.1 dargelegt.

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Die sich aus den Messungen an Prüfständen zur Erfassung der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung ergebenden Daten müssen für eine Analyse und Bewertung der Zylinderinnenströmung aufbereitet werden. Dazu stehen verschiedene Methoden und Verfahren zur Verfügung.

Standardmäßig wird mit Kennzahlen, die an Integralprüfständen (s. Kap. 3.2.2) ermittelt werden, versucht, die Zylinderinnenströmung zu quantifizieren. Eine darüber hinausgehende qualitative Beurteilung derselben kann nur durch die Betrachtung der dazugehörigen Strömungsfelder erfolgen. Für deren Analyse wird eine statistische Beschreibung verwendet, wobei die Zerlegung der Strömungsgeschwindigkeit nach Reynolds in einen konstanten, gemittelten Term und einen Schwankungsterm zur Anwendung kommt [74]. In den meisten Fällen wird dafür eine Zeit- oder Phasenmittelung der gemessenen Geschwindigkeitsfelder durchgeführt. Die dabei auftretenden Messfehler werden durch die Mittelung gedämpft, sodass es relativ einfach ist, die Analyse der grundlegenden Strömungsstrukturen durchzuführen.

Jedoch bleiben Fragestellungen zum transienten Verhalten der Zylinderinnenströmung selbst bei phasengemittelten Ergebnissen auf die Untersuchung der grundlegenden Strömungsstrukturen beschränkt, denn jede Art der Mittelung entfernt durch ihren dämpfenden Effekt für die Analyse des transienten Verhaltens wichtige Informationen aus den Messergebnissen. Aufgrund dessen ist es notwendig unter Zuhilfenahme anderer Analysemethoden auftretende Messfehler weitestgehend zu reduzieren und eine direkte Analyse der Momentanströmungsfelder zu ermöglichen, unter Beibehaltung der für das zeitabhängige Verhalten wichtigen Informationen.

Für eine derartige Analyse von Geschwindigkeitsfeldern ist der Einsatz von statistischen Verfahren wie der Wavelet Decomposition und der Proper Orthogonal Decomposition bzw. der Singular Value Decomposition notwendig. Die Singular Value Decomposition dient in dieser Arbeit als grundlegendes Werkzeug, um das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung analysieren zu können. In diesem Fall wird die Zylinderinnenströmung bestehend aus einer mittleren Strömungsbewegung und durch verschiedene Schwankungsbewegungen überlagert betrachtet.

4.1 Kennzahlen

Als Standardwerkzeug bei der Beurteilung der Zylinderinnenströmung haben sich verschiedene Kennzahlen etabliert, welche die Möglichkeit bieten Eigenschaften der Zylinderinnenströmung anhand einzelner, integraler Größen zu beschreiben. Die gebräuchlichsten Kennzahlen dienen zur Charakterisierung des Durchflussverhaltens der Einlassgeometrie und der Intensität der gerichteten Zylinderinnenströmung in Form einer Drall- oder einer Tumbleströmung. Diese Kennzahlen, der Durchflussbeiwert α_k , die Drallzahl D und die Tumblezahl T werden an Integralprüfständen (s. Kap. 3.2.2) ermittelt, die für diesen Zweck entwickelt wurden.

4.1.1 Durchflussbeiwert α_k

Der Durchflussbeiwert α_k (Gln. 4.1) wird verwendet, um in Abhängigkeit vom Einlassventilhub die Massendurchsatzcharakteristik der untersuchten Einlassgeometrie zu bewerten. Dazu wird der gemessene Massenstrom \dot{m} , der sich bei einer definierten Druckdifferenz von $\Delta p = 50$ mbar einstellt, in Relation gesetzt zu einem bei einer verlustfreien Strömung theoretisch erreichbaren Massenstrom \dot{m}_{theo} (Gln. 4.2):

$$\alpha_k = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{theo}}. \quad (4.1)$$

Der theoretische Massenstrom \dot{m}_{theo} ergibt sich folgendermaßen:

$$\dot{m}_{theo} = A_{Zyl} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0 \rho_0 \left[\left(\frac{p_{Zyl}}{p_0} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Zyl}}{p_0} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (4.2)$$

mit der Zylinderkreisquerschnittsfläche A_{Zyl} , dem Isentropenexponent κ , der Dichte im Ruhezustand ρ_0 und dem Ruhedruck p_0 sowie dem Zylinderdruck p_{Zyl} .

Neben dem Durchflussbeiwert α_k ist im englischen Sprachraum der Durchflussbeiwert C_D gebräuchlich. Er unterscheidet sich in seiner Definition (z. B. bei Heywood [74]) lediglich durch die Fläche, auf die sich \dot{m}_{theo} bezieht. Während beim Durchflussbeiwert α_k die Zylinderkreisquerschnittsfläche A_{Zyl} die Bezugsfläche ist, bezieht sich der Durchflussbeiwert C_D auf die Einlassventilquerschnittsfläche A_V .

4.1.2 Drall- und Tumblezahl

Die Drallzahl D und die Tumblezahl T sind jeweils ein Maß für den in der Strömung enthaltenen Drehimpuls bezogen auf einen festgelegten Drehpunkt bzw. einer festgelegten Drehachse. Im Fall

einer Drallströmung ist diese die Zylinderhochachse und bei einer Tumbleströmung handelt es sich um eine Achse, die parallel zu den Einlassventilen und senkrecht zur Zylinderhochachse verläuft. Für die Messung des Drehimpulses wird außerdem angenommen, dass es sich bei der gerichteten Zylinderinnenströmung um eine Strömungsstruktur in Form eines Festkörperwirbels handelt. Eine weitere Festlegung für die Ermittlung der Drall- und Tumblezahl ist, dass die Messungen bei einer Druckdifferenz von $\Delta p = 15$ mbar durchgeführt werden.

Zur Ermittlung einer dem Drehimpuls proportionalen Größe werden, wie in Kapitel 3.2.2 vorgestellt, zwei unterschiedliche Wirkprinzipien an Integralprüfständen angewendet. Zum einen wird ein Flügelrad zur Bestimmung einer charakteristischen Umfangsgeschwindigkeit eingesetzt und zum anderen ein wabenförmiger Strömungsgleichrichter, mit dem ein Drehmoment gemessen wird, das sich als Reaktionsmoment verursacht durch den Drehimpuls in der Strömung am Gleichrichter einstellt.

Die Verwendung eines Flügelrades zur Charakterisierung der Zylinderinnenströmung geht auf Thien [157] zurück. Für die Bestimmung der Stärke des Dralls in der Zylinderinnenströmung definierte er die Drallzahl D_{Th} (Gln. 4.3), die sich aus dem Verhältnis der Flügelraddrehzahl n_F zu einer gedachten Motordrehzahl n_M ergibt, ausgedrückt durch das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit c_u (Gln. 4.4) zur Axialgeschwindigkeit c_a (Gln. 4.5), die wiederum als Äquivalent zur mittlere Kolbengeschwindigkeit dient:

$$D_{Th} = \frac{c_u}{c_a}. \quad (4.3)$$

Die Umfangsgeschwindigkeit c_u ergibt sich aus:

$$c_u = 2\pi n_F 0.75 r_{Zyl} \quad (4.4)$$

mit dem Zylinderinnenradius r_{Zyl} . Die in der Gleichung (4.3) verwendete Axialgeschwindigkeit c_a ergibt sich wie folgt:

$$c_a = \frac{\dot{V}}{\pi r_{Zyl}^2} \quad (4.5)$$

mit dem gemessenen Volumenstrom \dot{V} .

Die Bewertung der Zylinderinnenströmung unter Verwendung eines Strömungsgleichrichters wurde, wie zuvor erläutert, von Tippelmann [159] eingeführt, was geschah, ebenso wie bei Thien, um die Stärke einer Drallströmung zu charakterisieren. Dazu wurde auch von Tippelmann eine Drallzahl D_{Ti} definiert:

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

$$D_{Ti} = \frac{M_{Ti} d_{Zyl}}{2\dot{m}V} \quad (4.6)$$

mit dem am Strömungsgleichrichter gemessenen Drehmoment M_{Ti} und dem Zylinderinnendurchmesser d_{Zyl} . Für das gleiche Messprinzip definierte Heywood [74] eine eigene Drallzahl D_H :

$$D_H = \frac{8M_{Ti}}{\dot{m}u_0 d_{Zyl}}. \quad (4.7)$$

mit der charakteristischen Geschwindigkeit u_0 , die mit Hilfe der inkompressiblen Strömungsgleichung:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2(\rho_0 - \rho_{Zyl})}{\rho_0}} \quad (4.8)$$

oder der kompressiblen Strömungsgleichung ermittelt wird:

$$u_0 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{\rho_0}{\rho_0} \left(1 - \left(\frac{\rho_{Zyl}}{\rho_0} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right)}. \quad (4.9)$$

Die Definitionen der Kennzahlen für die Drallströmung sind ohne Einschränkung auf die Tumbleströmung übertragbar, wobei sich für die Bestimmung des Dralls in der Zylinderinnenströmung das Tippelmann-Verfahren etabliert hat und für die Bestimmung des Tumbles das Thien-Verfahren am FEV-Prüfstand angewendet wird (s. Kap. 3.2.2). Dabei unterscheidet sich die am FEV-Prüfstand ermittelte FEV-Tumblezahl T_{FEV} von der nach Thien in der Verwendung des mittleren Flügelradradius' r_F anstatt des Zylinderinnenradius' r_{Zyl} bei der Bestimmung der Umfangsgeschwindigkeit c_u (Gln. 4.4). Ein weiterer Unterschied zum ursprünglichen Messverfahren von Thien ist die Form des Flügelrades, welches nicht aus mehreren Schaufeln, sondern aus einem Ring besteht.

4.1.3 Korrelation mit DOP/TOP-Messungen

Die Messergebnisse des in dieser Arbeit eingesetzten DOP/TOP bieten auch die Möglichkeit Kennzahlen zu ermitteln, die mit den etablierten Kennzahlen, der Tippelmann-Drallzahl D_{Ti} und der FEV-Tumblezahl T_{FEV} , linear korrelierbar sind. Grundlage für die Ermittlung einer entsprechenden Kennzahl sind die gemessenen Geschwindigkeitsfelder, aus denen die betrachtete, charakteristische Größe ermittelt wird.

Im Fall der Untersuchung einer Drallströmung ist die charakteristische Größe das aus dem Drehimpuls resultierende Moment in der Messebene, wozu die Berechnung des Drehimpulsstroms durch eine Fläche A (Gln. 4.10), wie sie in der 3D-CFD-Simulationssoftware Vectis [1] Verwendung findet,

$$M_V = \sum_{i=1}^{z_V} \rho_i A_i c_a c_u r_i \quad (4.10)$$

mit z_V der Anzahl der Zellen (Teilgebiete) in der Fläche A , an die Messbedingungen angepasst wird. Da die Messungen am DOP/TOP keine örtlich aufgelösten Informationen über die Dichte ρ liefern und bei 2D-PIV-Messungen auch keine Daten zur Axialgeschwindigkeit c_a vorliegen, werden im Gegensatz zur Gleichung 4.10 nur globale Größen verwendet, d. h. die mittlere Dichte im Zylinder ρ_{Zyl} und die Axialgeschwindigkeit c_a entsprechend Gleichung 4.5. Für das Produkt $c_u r$ wird aufgrund dessen ein Summenwert ermittelt, sodass nicht wie in Vectis für jede Zelle der Ebene ein Moment M_V berechnet und dann aufsummiert wird, sondern es wird angenommen, dass die Messebene aus einer "großen" Zelle besteht. Die Gleichung nimmt folgende Gestalt an:

$$M_{OP} = \rho_{Zyl} A_{Zyl} c_a \overline{c_u r} \quad (4.11)$$

mit

$$\overline{c_u r} = \sum_{i=1}^{z_M} u_{y_i} |x_i| - u_{x_i} |y_i|, \quad (4.12)$$

wobei z_M die Anzahl der Messpunkte in der Messebene darstellt, $|x_i|$ und $|y_i|$ den Abstand des jeweiligen Messpunktes in x- bzw. y-Richtung bezogen auf einen zu definierenden Fixpunkt (z. B. der Kreisflächenmittelpunkt) sowie u_{x_i} und u_{y_i} die dazugehörigen Geschwindigkeitskomponenten.

Dem aus den Messungen am DOP/TOP ermittelten Drehmoment M_{OP} wird das am Tippelmann-Prüfstand gemessene Drehmoment M_{Ti} (Gln. 4.6) gegenübergestellt und beide sollen miteinander linear korreliert werden. Messungen am DOP/TOP von unterschiedlichen Einlassgeometrien, auf die hier nicht näher eingegangen wird, haben gezeigt, dass die beiden Kennzahlen mit guter Genauigkeit korrelieren, dargestellt durch eine graue Gerade in Abbildung 4.1(a). Auch kann eine Übertragung der Korrelation auf andere Einlassgeometrien vorgenommen werden, wenn sie sich in ihrer grundsätzlichen Form gleichen und nur in bestimmten Parameter voneinander abweichen.

Für Tumbleströmungen wird als charakteristische Größe die Tumblezahl nach Thien verwendet, wobei im Gegensatz zur Tumblezahl T_{FEV} die Umfangsgeschwindigkeit c_u bei der am DOP/TOP ermittelte Tumblezahl T_{OP} aus den Geschwindigkeitskomponenten in der gesamten Messebene ermittelt wird:

$$c_u = \sum_{i=1}^{z_M} \frac{u_{y_i} x_i - u_{x_i} y_i}{\sqrt{x_i^2 + y_i^2}}. \quad (4.13)$$

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

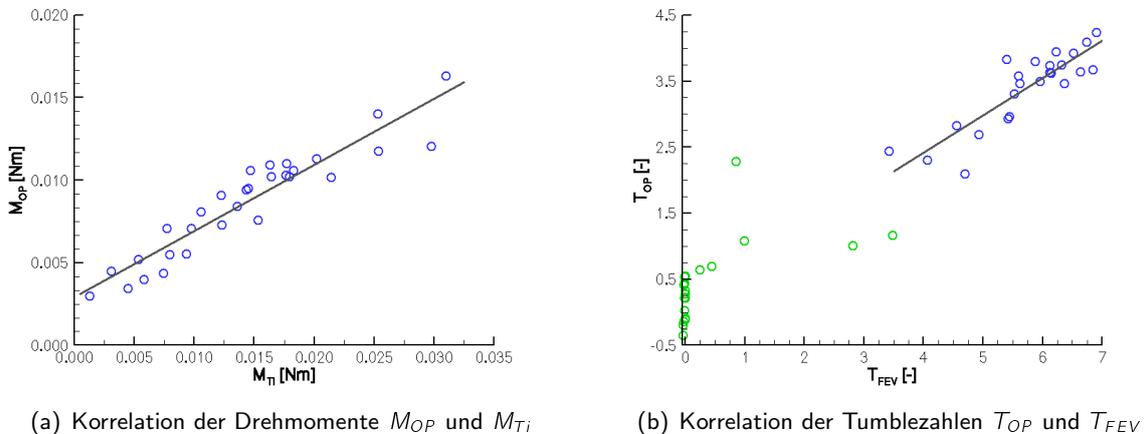


Abbildung 4.1: Lineare Korrelation von Drall- bzw. Tumblekennzahlen ermittelt am DOP/TOP und an konventionellen Integralprüfständen

Eine lineare Korrelation der am FEV-Prüfstand ermittelten Tumblezahl T_{FEV} mit der am DOP/TOP ermittelten Tumblezahl T_{OP} liefert nicht für den gesamten Bereich gute Ergebnisse. Zur Erläuterung werden Ergebnisse von Messungen mit unterschiedlich geformten und gelagerten Leitblechen der LBK (s. Kap. 2.2.2) in den jeweiligen Zylinderköpfen verwendet.

In Abbildung 4.1(b) zeigt sich bei der Gegenüberstellung der beiden Tumblezahlen, dass es drei Bereiche gibt, in denen sich die Tumblezahlen unterschiedlich zueinander verhalten. Dieses ist auf das Verhalten des Flügelrades zurückzuführen, das am FEV-Prüfstand für die Messungen eingesetzt wird. Die Ursache liegt in der Trägheit des Flügelrades, d. h. der Fähigkeit des Flügelrades der Strömung zu folgen. Man erkennt in Abbildung 4.1(b), dass es einen Bereich gibt (nahe der Ordinate), in dem die Tumblezahl T_{FEV} nahezu 0 ist, die Tumblezahl T_{OP} dagegen Werte ungleich 0 annimmt. Dieses Verhalten tritt bei Messungen mit niedrigen Ventilhuben auf. Es ist anzunehmen, dass die relativ schwach ausgebildete Tumbleströmung nicht in der Lage ist, die Trägheit des Flügelrades zu überwinden und es in Bewegung zu versetzen. Daran schließt sich ein Übergangsbereich an, in dem kein klarer Trend im Verhalten der beiden Tumblezahlen zueinander erkennbar ist. In einem dritten Bereich, bei FEV-Tumblezahlen T_{FEV} größer 4,0 bzw. bei Tumblezahlen T_{OP} größer 2,0, ergibt sich schließlich eine ausreichend genaue, lineare Korrelation zwischen den beiden Tumblezahlen, dargestellt durch eine graue Gerade in Abbildung 4.1(b).

Mit der Einschränkung, dass eine Korrelation der Ergebnisse vom FEV-Prüfstand und des DOP/TOP in Form von Tumblezahlen erst bei größeren Tumblezahlen möglich ist, gilt das Gleiche wie bei der Korrelation der Ergebnisse vom DOP/TOP mit denen vom Tippelman-Prüfstand: Es ist möglich die Ergebnisse linear miteinander zu korrelieren und diese Korrelation auf andere Einlassgeometrien zu übertragen, wenn sie sich grundsätzlich ähneln, d. h. wenn sie sich nur bei einzelnen Parametern voneinander unterscheiden.

Somit zeigt es sich, dass anhand der Messungen am DOP/TOP auch etablierte Kennzahlen ermittelt werden können, was ein wichtiger Baustein ist, um den DOP/TOP zu dem vielseitig einsetzbares Werkzeug für die Brennverfahrensentwicklung und im Besondern für die Untersuchung der einlas-kanalgenerierten Zylinderinnenströmung zu machen. Ein weiterer Baustein sind die im Folgenden vorgestellten Stabilitätskriterien.

4.1.4 Stabilitätskriterien

Die bislang vorgestellten Kennzahlen dienen der Charakterisierung der Zylinderinnenströmung unter der Annahme zeitlicher Unabhängigkeit derselben. Sie liefern jedoch keine Informationen über den tatsächlichen, transienten Charakter der stationären Zylinderinnenströmung. Einen ersten Schritt in Richtung Analyse des transienten Strömungsverhaltens der Zylinderinnenströmung stellen Stabilitätskriterien dar [13].

Obwohl die Randbedingungen von Messungen an Stationärprüfständen, wie der Massenstrom oder der Ventilhub, über die Zeit als konstant gelten, ändert sich die Struktur der Zylinderinnenströmung zu jedem Zeitpunkt bisweilen deutlich ([13], [81]). Unter der Annahme, dass sich die Zustände der Zylinderinnenströmung um einen mittleren Zustand bewegen, kann die Abweichung von diesem Zustand als Maß für die Stabilität einer Strömung definiert werden.

Der Nutzen einer Definition von Stabilitätskriterien besteht darin, dass bestimmte Zielvorstellungen bei der Brennverfahrensentwicklung bewertet werden können. So wird bei dieser die Generation einer Zylinderinnenströmung angestrebt, die eine festgelegte Struktur aufweist, wie z. B. einen dominanten Strömungswirbel an einer festgelegten Position. Bei der Dieselverbrennung ist beispielsweise das Ziel, den Drallwirbel zentrisch über der Kolbenmulde zu positionieren, und bei einer Tumbleströmung sollen eine bestimmte Struktur und Position des Tumblewirbels den Transport des Kraftstoffes zur Zündkerze unterstützen. Unterliegt die vorgegebene Strömungsstruktur starken Schwankungen, kann es dadurch im Extremfall zu Zündaussetzern kommen. Ein weiteres Entwicklungsziel ist es, durch eine definierte Strömungsstruktur einen bestimmten Impuls in die Zylinderinnenströmung einzutragen. Auf diese Weise kann ein bestimmtes Turbulenzniveau generiert werden, was die Möglichkeit eröffnet, die Geschwindigkeit der Verbrennung den Bedürfnissen des Brennverfahrens anzupassen. Unterliegt die zum Brennverfahren passende Strömungsstruktur jedoch großen Schwankungen in Bezug auf ihre Ausprägung, was zu Schwankungen im Turbulenzniveau führt, dann kann es z. B. bei einem zu hohen Turbulenzniveau zur Flammenauslöschung [92] oder zu ungewollt großen Druckgradienten während der Verbrennung kommen [38].

Um diesen zwei Schwerpunkten bei der Entwicklung von Brennverfahren Rechnung zu tragen, wurden zwei Stabilitätskriterien definiert: Das Drallzentrum- bzw. Tumblezentrum-Stabilitätskriterium und das Drall- bzw. Tumble-Stabilitätskriterium.

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} ergibt sich aus der Varianz der Differenz des tatsächlichen dominanten Momentanwirbelzentrums und einer festgelegten Position, wobei diese durch die Koordinaten des Muldenzentrums bestimmt sein kann oder dem gemittelten Wirbelzentrum entspricht wie in Gleichung 4.14:

$$S_{DZ} = \frac{1}{m} \sum_{t=1}^m r_{DZ}(t)^2 \quad (4.14)$$

mit der Anzahl der Einzelmessungen des Strömungsfeldes m und dem Abstand r_{DZ} des Momentanwirbelzentrums, mit den Koordinaten $x(t)$ und $y(t)$, vom gemittelten Wirbelzentrum und dessen Koordinaten x_{mWZ} und y_{mWZ} (Gln. 4.15):

$$r_{DZ}(t) = \sqrt{(x(t) - x_{mWZ})^2 + (y(t) - y_{mWZ})^2}. \quad (4.15)$$

Das Tumblezentrum-Stabilitätskriterium S_{TZ} wird analog definiert. Druault *et al.* [33] verwenden in vergleichbarer Weise das quadratische Mittel der Raumkoordinaten x und y , in diesem Fall des Tumblezentrums. Sie nutzen die Resultate für die Analyse der Schwankung des Tumblezentrums während des Einlass- und Kompressionstaktes in einem Einzylinderaggregat.

Das Drall-Stabilitätskriterium S_D entspricht der Varianz der Drallzahl der Momentanströmungsfelder. Die Definition des Stabilitätskriteriums soll sowohl für Drall als auch Tumble die gleiche sein, deshalb wird die Kennzahl nach Thien verwendet:

$$S_D = \frac{1}{m} \sum_{t=1}^m (D_{Th}(t) - \bar{D}_{Th})^2 \quad (4.16)$$

mit dem Durchschnittswert der Drallzahlen \bar{D}_{Th} .

Am Beispiel der Ergebnisse aus Messungen am DOP/TOP unterschiedlicher Drallkanäle, wie sie auch der Korrelation der Drehmomente M_{OP} und M_{Ti} in Kapitel 4.1.3 zugrunde liegen, soll gezeigt werden, dass die Verwendung von Stabilitätskriterien Rückschlüsse auf das transiente Strömungsverhalten zulässt. Dazu werden im Folgenden das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} und das Drall-Stabilitätskriterium S_D von drei verschiedenen Einlasskanalkonfigurationen gegenübergestellt. Bei der ersten handelt es sich um einen Referenzkanal ohne Einbauten, der im Weiteren R-Kanal genannt wird. Die zweite Konfiguration fasst eine Gruppe von Kanälen zusammen, die ein eingebautes Strömungsleitblech besitzen, dazu zählt auch ein R-Kanal (Abb. 4.2). Die letzte der drei Konfigurationen umfasst die Einlasskanäle mit Leitblech, deren Kanalquerschnitt halbseitig verschlossen wurde. Das Leitblech fungierte jeweils als Trennblech zwischen dem geschlossenen und dem weiterhin geöffneten Teil des Kanals. Zusätzlich wurde ein Teil der Messungen mit montiertem Saugrohr durchgeführt.

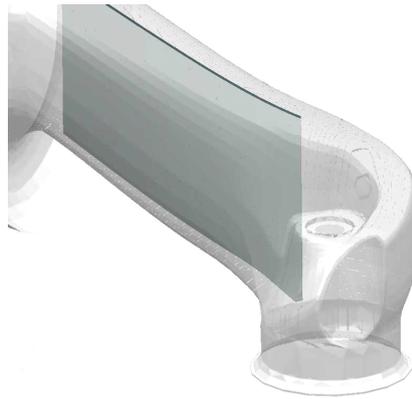
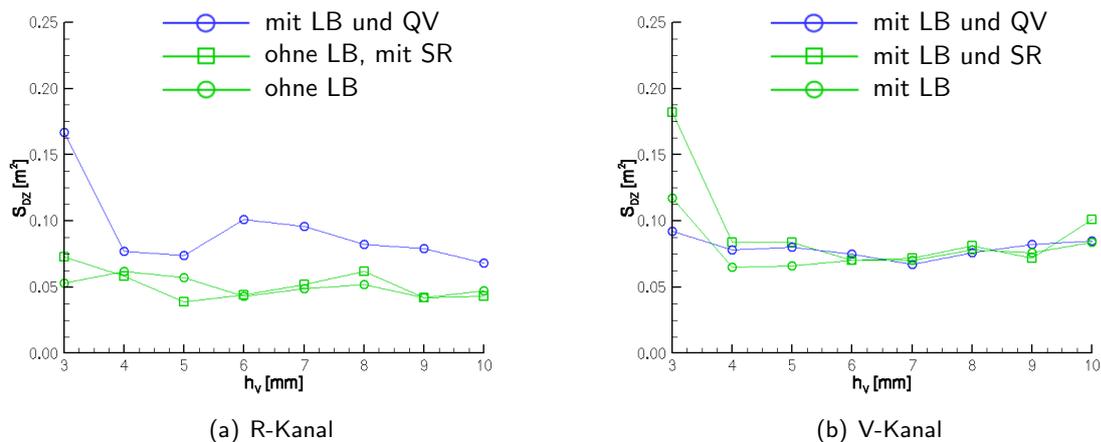


Abbildung 4.2: Referenzeinlasskanal mit eingebautem Strömungsleitblech

In Abbildung 4.3(a) sind die Ergebnisse aus den Messungen am R-Kanal mit und ohne Saugrohr (grüne Symbole) sowie mit Leitblech und Querschnittsverengung ohne Saugrohr (blaue Symbole) für das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} gegenübergestellt. Es ist erkennbar, dass die Werte des Stabilitätskriteriums innerhalb der einzelnen Messreihen nicht sehr stark variieren.

Abbildung 4.3: Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} für den Referenz- und den V-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung, SR-Saugrohr)

Eine Ausnahme bilden die Werte für 3 mm Ventilhub der Variante mit Leitblech und Querschnittsverengung (blaue Symbole in Abb. 4.2). Dieser verhältnismäßig große Wert ist auf eine noch nicht ausgeprägte und dadurch wenig stabile Strömungsstruktur bei sehr kleinen Ventilhuben zurückzuführen. Anhand der räumlichen Verteilung des Wirbelzentrums der dominanten Wirbelstruktur für den R-Kanal mit eingebautem Leitblech und Querschnittsverengung bei einem Ventilhub von 3 mm und 4 mm (Abb. 4.4) wird deutlich, dass sich im Fall des größeren Ventilhubes das Drallzentrum stärker auf einen Bereich konzentriert und sich die Strömungsstruktur demzufolge stabilisiert. In Abbildung 4.3(b) kann das Gleiche für die Messergebnisse der Konfigurationen ohne Querschnitts-

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

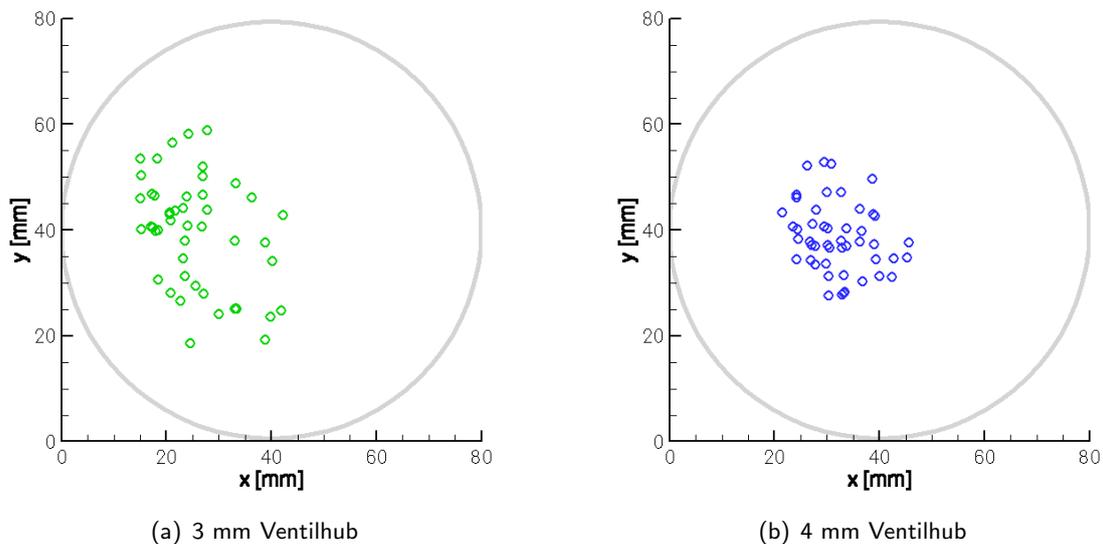


Abbildung 4.4: Räumliche Verteilung des Wirbelzentrums der dominanten Wirbelstruktur für den R-Kanal mit eingebautem Leitblech und Querschnittsverengung bei einem Ventilhub von 3 mm und 4 mm

verengung beobachtet werden (grüne Symbole). In diesem Fall handelt es sich um einen Einlasskanal mit Strömungsleitblech, dessen vertikale Positionierung vergleichbar ist mit der in Abbildung 4.2. Im Folgenden wird dieser Kanal aufgrund seiner Leitblechlage als V-Kanal bezeichnet im Gegensatz zum später betrachteten D-Kanal, dessen Kanalteilung eine diagonale Blechlage aufweist.

Die Ergebnisse für den R-Kanal ohne Leitblech (grüne Symbole in Abb. 4.3(a)) weisen im Gegensatz zu denen der Kanäle mit Leitblech auf ein davon abweichendes Verhalten der Strömung hin. Es ist anzunehmen, dass sich in diesem Fall die Stabilisierung der Strömung hinsichtlich der Position der dominierenden Wirbelstruktur im Gegensatz zu den anderen Kanalkonfigurationen schon bei Ventilhuben kleiner 3 mm vollzieht. Eine derartige Entwicklung bei der Stabilisierung der Strömung wird ebenso als Ursache für den geringen Wert des V-Kanals mit Querschnittsverengung bei einem Ventilhub von 3 mm angenommen (blaue Symbole in Abb. 4.3(b)).

Ein weitere Beobachtung betrifft das Niveau der Werte des Drallzentrum-Stabilitätskriteriums S_{DZ} für den R-Kanal ohne Leitblech (grüne Symbole in Abb. 4.3(a)). Sie liegen deutlich unterhalb der Werte für die Kanäle mit eingebautem Leitblech, was ebenso für die Werte des Drall-Stabilitätskriteriums S_D gilt (grüne Symbole in Abb. 4.5(a)). Das lässt die Schlussfolgerung zu, dass durch Einbauten, wie sie ein Leitblech darstellt, Störungen in der Strömung induziert werden, z. B. durch das Abreißen der Strömung am Ende des Leitbleches, die dazu führen, dass sich die Stabilität der dominierenden Wirbelstruktur bezüglich ihrer räumlichen Lage und ihrer Stärke verringert.

Eine Querschnittsverengung dagegen führt nicht zu einer Erhöhung der Werte des Drallzentrum-

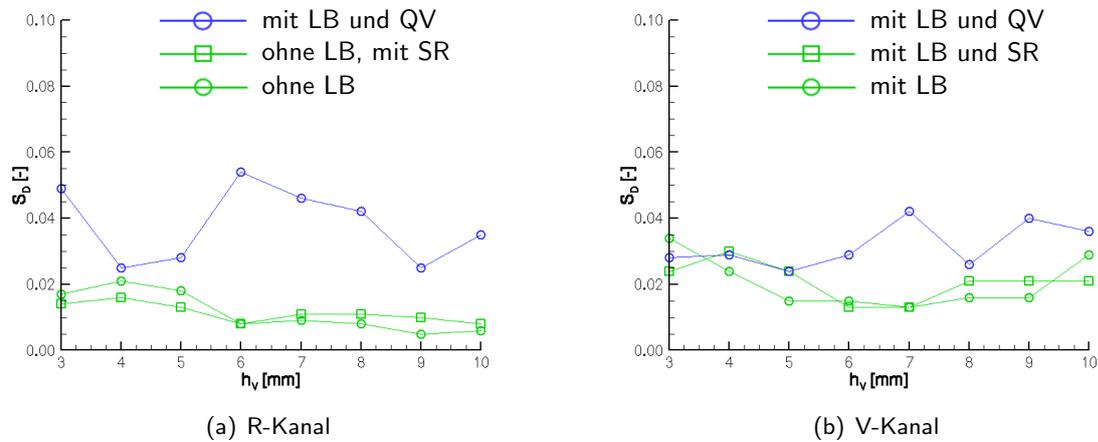


Abbildung 4.5: Drall-Stabilitätskriterium S_D für den Referenz- und den V-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung, SR-Saugrohr)

Stabilitätskriteriums S_{DZ} . Auch die Verwendung eines Saugrohres beeinflusst nicht die Stärke, mit der eine dominante Strömungsstruktur um ihre Position schwankt. Dagegen zeigen die Ergebnisse für das Drall-Stabilitätskriterium S_D des V-Kanals für die verschiedenen Konfigurationen in Abbildung 4.5(b), dass eine Querschnittsverengung die Drehimpulsschwankungen bei größeren Ventilhuben verstärkt. Auch die Werte für den R-Kanal mit Leitblech und Querschnittsverengung (blaue Symbole in Abb. 4.5(a)) steigen ab einem Ventilhub von 6 mm überproportional stark an und lassen darauf schließen, dass die Querschnittsverengung diese Art der Strömungsstabilität beeinflusst. Dass der Einfluss der Querschnittsverengung erst bei größeren Ventilhuben einsetzt, ist darauf zurückzuführen, dass erst dann die Kanalgeometrie an Einfluss auf die Zylinderinnenströmung gewinnt. Bis dahin bestimmt vor allem die Ventilsitzgeometrie die Ausprägung der Strömungsstruktur.

Bislang wurden Ergebnisse von Einlasskanälen gezeigt, die eine Zylinderinnenströmung generieren, die von einer Wirbelstruktur dominiert wird, anders als bei den Ergebnissen, die in Abbildung 4.6 dargestellt sind. Sie stammen von Messungen am vorher schon erwähnten D-Kanal, der ohne Querschnittsverengung (grüne Symbole) und in zwei Varianten mit Querschnittsverengung untersucht wurde. Bei der ersten Variante wurde die Hälfte des Kanals verschlossen, deren Flächenschwerpunkt oberhalb der Kanalmitte liegt (blaue Symbole) und bei der zweiten entsprechend die "untere" Hälfte (schwarze Symbole).

Auffällig in Abbildung 4.6(a) ist das sehr uneinheitliche Verhalten der drei vermessenen Varianten. Bei der Kanalkonfiguration ohne Querschnittsverengung (grüne Symbole) zeigt der Verlauf, dass die Werte für das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} auf einem Niveau verharren, wenn es einen relativ stabilen, dominanten Wirbel gibt. Die hohen Werte für das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} bei Ventilhuben von 7 und 8 mm resultieren aus dem Auftreten einer zweiten Wirbelstruktur. Zu bestimmten Zeitpunkten während der Messung wurde diese als die dominierende Strömungsstruktur identi-

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

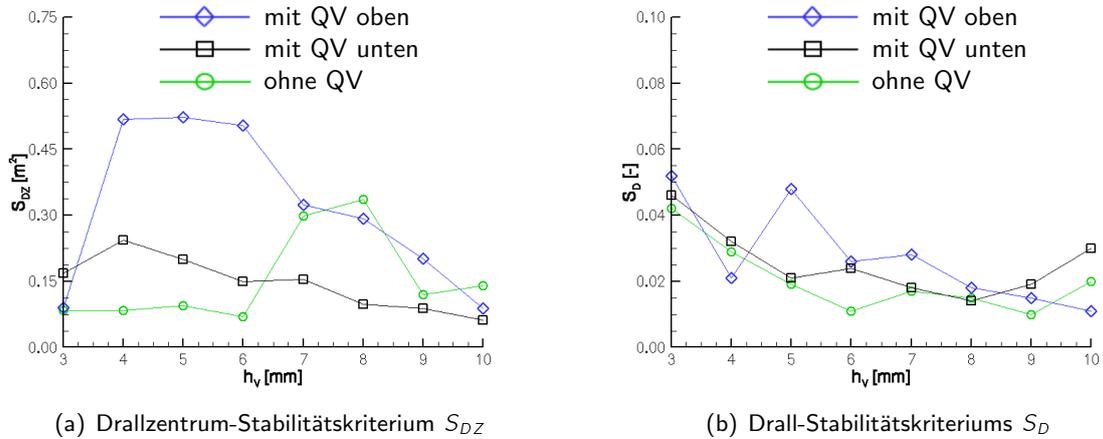


Abbildung 4.6: Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} und Drall-Stabilitätskriterium S_D für den E-Kanal (LB-Leitblech, QV-Querschnittsverengung)

ziert und damit wurde deren Wirbelzentrum zur Bestimmung des Drallzentrum-Stabilitätskriteriums S_{DZ} herangezogen. Der Effekt tritt in verstärkter Form auch bei dem "oben" verschlossenen D-Kanal für Ventilhuben von 4 bis 6 mm auf (blaue Symbole in Abb. 4.6(a)). Bei Ventilhuben größer als 6 mm weist die Strömung dieser Kanalvariation nur noch wenig Struktur mit unbeständig auftretenden Wirbeln auf. Diese Wirbel gewinnen erst wieder mit zunehmenden Ventilhub an Struktur, was zu einer Stabilisierung der Zylinderinnenströmung führt. Im Fall des "unten" geschlossenen D-Kanals (schwarze Symbole in Abb. 4.6(a)) tritt eine vergleichbare Verhaltensweise der Strömung schon mit sehr kleinen Ventilhuben auf, wobei sich die Wirbelstrukturen von Anfang an als beständiger zeigen, was das niedrigere Niveau der Werte des Drallzentrum-Stabilitätskriteriums S_{DZ} erklärt.

Betrachtet man schließlich das Drall-Stabilitätskriterium S_D , so ist die Besonderheit im Verhalten des D-Kanals bezüglich des Schwankungsverhaltens der dominanten Wirbelstrukturen in Abbildung 4.6(b) nur zum Teil und nicht in der starken Ausprägung wiederzufinden. Auch hier ergeben sich große Werte für den D-Kanal, dessen "obere" Hälfte verschlossen ist (blaue Symbole), welche sich wiederum mit stabilisierender Strömung kontinuierlich verringern. Auch der "unten" verschlossene D-Kanal (schwarze Symbole in Abb. 4.6(b)) weist hinsichtlich der Schwankungen des Impulses in der Strömung für die meisten Ventilhuben eine fallende Tendenz des Drall-Stabilitätskriteriums S_D auf, lediglich zu den größten Ventilhuben steigt die Varianz wieder an. Der offene D-Kanal (grüne Symbole in Abb. 4.6(b)) zeigt die gleiche Charakteristik wie der "unten" verschlossene D-Kanal. Die extreme Steigerung der Werte für das Drallzentrum-Stabilitätskriterium S_{DZ} bei Ventilhuben von 8 und 9 mm fällt für das Drall-Stabilitätskriterium S_D dagegen gering aus.

Darüber hinaus weist die Variante des D-Kanals ohne Querschnittsverengung die kleinsten Werte für das Drall-Stabilitätskriterium S_D im Vergleich mit den anderen Varianten auf, jedoch auch im Vergleich mit allen Kanäle mit Leitblech. Die Ursache für die niedrigen Werte des Drall-Stabilitätskriteri-

ums S_D im Verhältnis zu den anderen Kanälen mit Leitblech liegt im geringeren Drallniveau, das durch den D-Kanal generiert wird, denn dadurch werden auch etwas geringere Schwankungen in der gerichteten Strömung verursacht. Im Vergleich mit den Varianten des D-Kanals mit Querschnittsverengung zeigt sich ein weiteres Mal die destabilisierende Wirkung aufgrund der stärkeren Richtung der Strömung durch eine Querschnittsverengung.

Die gewonnenen Erkenntnisse werden auch durch andere Messungen bestätigt und lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Strömung ist bei sehr kleinen Ventilhuben wenig stabil aufgrund der noch nicht ausgeprägten Drall- oder Tumbleströmung.
- Die Strömung ist durch Einbauten wie eine LBK und/oder eine Querschnittsverengung stärkeren Schwankungen unterworfen als ohne.
- Die Stabilität der Zylinderinnenströmung ist gering beim Auftreten von mehreren Wirbelstrukturen und wenn einzelne Wirbelstrukturen unbeständig in ihrer Existenz sind.

Es zeigt sich demnach, dass die Verwendung von Stabilitätskriterien eine einfache Bewertung und einen Vergleich verschiedener Einlassgeometrien hinsichtlich ihres transienten Verhaltens in Bezug auf die verwendete Zielgröße erlaubt.

4.1.5 Turbulenzintensität

Neben den für die Zylinderinnenströmung spezifischen Kennzahlen, wie dem Durchflussbeiwert α_k , der Drallzahl D und der Tumblezahl T , kommen bei der Analyse der Zylinderinnenströmung Kennzahlen zum Einsatz, die bei allen Arten von Strömungen verwendet werden. Dazu zählt die Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$, welche der Beurteilung der Turbulenz in der Strömung dient. Es sei erwähnt, dass in der Literatur darauf hingewiesen wird, dass auch kohärente Strukturen mutmaßlich einen großen Anteil an der der Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ haben [22, 29]. Dem folgend bedeutet es, dass nicht nur die Turbulenz durch die Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ erfasst und bewertet wird, sondern auch die in der Strömung enthaltenen deterministische Schwankungen.

Die Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ wird aus der Standardabweichung der Differenz aus Momentangeschwindigkeit $u(x)$ und dem Mittelwert der Geschwindigkeit $\bar{u}(x)$ bestimmt:

$$\sigma_u(x) = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{t=1}^m (u(x, t) - \bar{u}(x))^2}. \quad (4.17)$$

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Für die Standardabweichung sind ebenso die Bezeichnungen Root Mean Square (RMS) bzw. quadratisches Mittel gebräuchlich und die Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ wird auch als (arbeitsspiel-)spezifische turbulente kinetische Energie bezeichnet [106].

Jedoch liefert die Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ nur eine lokale, auf den ausgewerteten Messpunkt begrenzte Information. Eine zeitaufwendige Auswertung aller Punkte in einer Messebene, z. B. aus einer PIV-Messung, kann dazu dienen, Schwankungsphänomene in der Zylinderinnenströmung zu lokalisieren, wie durch Imberdis *et al.* [81] gezeigt. Darüber hinaus kann man anhand der Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ keine Aussagen über die Form und die Frequenz der Turbulenz bzw. der Strömungsschwankungen machen, die der Strömung zugrunde liegen. Dazu ist eine detaillierte Analyse der Strömung notwendig, wie sie später in dieser Arbeit vorgestellt wird.

4.1.6 Reynolds- und Strouhalzahl

Weitere allgemein zur Charakterisierung von bestimmten Strömungseigenschaften eingesetzte Kennzahlen sind die Reynolds- und die Strouhalzahl. So wird anhand der Reynoldszahl Re die Form der Strömung ermittelt, d. h. mit ihrer Hilfe kann man feststellen, ob es sich um eine laminare, (transitionale) oder turbulente Strömung handelt. Die Reynoldszahl Re stellt das Verhältnis von Trägheitskräften und Zähigkeitskräften dar, ermittelt mit der kinematischen Viskosität ν und dem charakteristisches Längenmaß der Strömung d :

$$Re = \frac{u d}{\nu}. \quad (4.18)$$

Das charakteristische Längenmaß d kann der Durchmesser eines durchströmten Rohres sein, ebenso wie der Durchmesser eines umströmten Körpers.

Die Strouhalzahl Sr dient dazu, Strömungsstrukturen mit periodischen Eigenschaften zu charakterisieren. So können mit ihrer Hilfe die Frequenz von Strömungsschwankungen bzw. Ablösefrequenzen von Wirbeln in der Strömung dimensionslos dargestellt werden. Die Strouhalzahl Sr ist als das Verhältnis aus dem Produkt der Wirbelablösefrequenz f_W und einer charakteristischen Länge d , im Fall eines umströmten kreisrunden Zylinders handelt es sich dabei um den Außendurchmesser des Zylinders, und der Strömungsgeschwindigkeit u definiert:

$$Sr = \frac{f_W d}{u}. \quad (4.19)$$

So konnte im Fall einer Umströmung eines kreisrunden Zylinders anhand von Messungen ermittelt werden, dass die Strouhalzahl Sr bis zu einer Reynoldszahl Re von 200 000 nahezu konstant den Wert von ≈ 0.2 annimmt [60, 121].

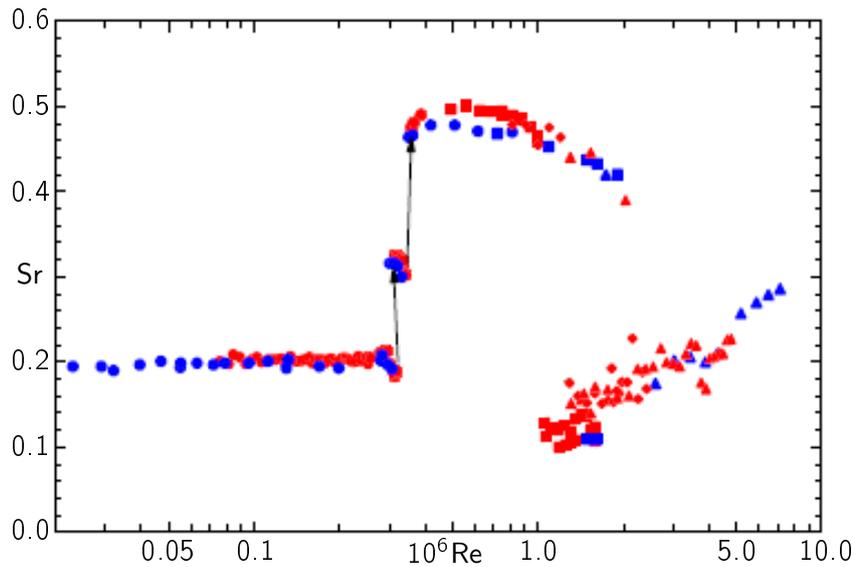


Abbildung 4.7: Strouhalzahl für die Umströmung eines kreisförmigen Querschnitts in Abhängigkeit von der Reynoldszahl [60].

4.2 Statistische Beschreibung

Bei der detaillierten Betrachtung der Zylinderinnenströmung in Form von Geschwindigkeitsfeldern wird in der Regel auf die statistische Beschreibung der Strömungsgeschwindigkeit zurückgegriffen, denn: "Das Geschwindigkeitsfeld ist eine so komplizierte Funktion von Raum und Zeit, dass eine statistische Beschreibung einfacher ist als eine detaillierte." (Zitat von R.W. Stewart in [46]) oder anders gesagt, es ist notwendig aufgrund ihres irregulären und zufälligen Charakters statistische Methoden zur Beschreibung der turbulenten Strömung einzusetzen [74].

Im Fall einer stationären Strömung handelt es sich dabei in der Regel um den Ansatz von Reynolds, d. h. um die Zerlegung des Momentanwertes der Strömungsgeschwindigkeit in einen zeitlichen Mittelwert und eine Schwankungsgröße (Gln. 4.20):

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + u'(x, t). \quad (4.20)$$

Der zeitliche Mittelwert $\bar{u}(x)$ steht dabei für den großskaligen, zeitlich konstanten Anteil der Strömung. Der Schwankungsterm $u'(x, t)$ wird mit den kleinskaligen, zeitlich veränderlichen, ungeordneten Strömungsanteilen oder anders formuliert, mit der Turbulenz in der Strömung assoziiert [156]. Für diese Schwankungsgröße $u'(x, t)$ ergibt sich im zeitlichen Mittel der Wert 0. Die Definition von Größen wie der Turbulenzintensität $\sigma_u(x)$ beruht auf der statistische Methode der Geschwindigkeitszerlegung nach Reynolds.

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Bei einer ausreichend großen Anzahl von Messungen, die eine zeitliche Unabhängigkeit des Mittelwertes gewährleistet, erfolgt dessen Ermittlung nach der bekannten Mittelwertbildung:

$$\bar{u}(x) = \frac{1}{m} \sum_{t=1}^m u(x, t). \quad (4.21)$$

Dagegen kann es sich bei einer geringen Anzahl an Messwerten als sinnvoll erweisen, die notwendige Mittelwertbildung mit Momentangeschwindigkeitswerten auszuführen, die durch die dazugehörige Wahrscheinlichkeitsfunktion gewichtet sind.

In der Praxis unterliegen die Grundstrukturen einer Strömung auch bei stationären Randbedingungen Schwankungen. Das führt dazu, dass die mittlere Strömungsstruktur nicht mehr zeitlich unabhängig ist und eine andere Form der statistischen Beschreibung notwendig wird. Das gilt ebenso für instationäre Strömungen bzw. für Strömungen unter instationären Randbedingungen. Im Fall der Zylinderinnenströmung im Motorbetrieb spricht man von zyklischen Randbedingungen.

Dem Rechnung getragen wird durch die Ergänzung der Momentangeschwindigkeitszerlegung um einen Term $\tilde{u}(x, t)$ für den geordneten Schwankungsanteil des Mittelwertes [146]:

$$u(x, t) = \bar{u}(x) + \tilde{u}(x, t) + u'(x, t). \quad (4.22)$$

Dabei bilden $\bar{u}(x) + \tilde{u}(x, t)$ die "mittlere" Bewegung und $u'(x, t)$ nach wie vor die ungeordnete turbulente Schwankung. Im Fall einer instationären Strömung erfolgt eine Ensemblemittlung:

$$\bar{u}(x) + \tilde{u}(x, t) = \frac{1}{m_u} \sum_{j=1}^{m_u} u_j(x, t) \quad (4.23)$$

aus m_u unabhängigen Messungen.

Handelt es sich um eine periodische Strömung, wird sie phasengemittelt, d. h. die Momentangeschwindigkeiten der Strömung werden bei gleicher Phase innerhalb der gemessenen Perioden m_p gemittelt:

$$\bar{u}(x) + \tilde{u}(x, t) = \frac{1}{m_p} \sum_{k=1}^{m_p} u_k(x, t + k\tau) \quad (4.24)$$

mit der Periodendauer τ [146]. Anstelle der Abhängigkeit der Zylinderinnenströmung von der Zeit t wird für motorische Anwendungen die Geschwindigkeitszerlegung in aller Regel in Abhängigkeit vom Phasenwinkel θ dargestellt:

$$u(x, \theta) = \bar{u}(x) + \tilde{u}(x, \theta) + u'(x, \theta). \quad (4.25)$$

Daraus folgt für Gleichung 4.26:

$$\bar{u}(x) + \tilde{u}(x, \theta) = \frac{1}{m_p} \sum_{k=1}^{m_p} u_k(x, \theta + k\tau) \quad (4.26)$$

Angemerkt sei noch, das es sich im Fall von LDA- und PIV-Messungen streng genommen nicht um Momentangeschwindigkeiten zu einem Zeitpunkt handelt, sondern um in einem kurzen Zeitintervall (Δt bzw. $\Delta\theta$) gemittelte Geschwindigkeiten [41].

Neben der Ergänzung der Momentangeschwindigkeitszerlegung um einen Term für den zeitabhängigen, geordneten Anteil des Mittelwertes $\tilde{u}(x, t)$ bzw. $\tilde{u}(x, \theta)$ kann auch der Term für die Schwankungsgeschwindigkeit $u'(x, t)$ bzw. $u'(x, \theta)$ weiter zerlegt werden. In den meisten Fällen erfolgt die Zerlegung in einen niederfrequenten und einen hochfrequenten Anteil durch eine Tiefpass-Filterung [41]:

$$u'(x, \theta) = u'_{NF}(x, \theta) + u'_{HF}(x, \theta). \quad (4.27)$$

Dem hochfrequenten Anteil des Schwankungsterms $u'_{HF}(x, \theta)$ wird dabei die turbulenten Schwankungen zugeordnet und dem niederfrequenten Anteil des Schwankungsterms $u'_{NF}(x, \theta)$ die Schwankungen großskaliger Strömungsstrukturen [41]. Diese instationären Phänomene, wie sie auch an Strömungsprüfständen gemessen werden, können durch Scherschichten, druckinduzierte Grenzschichtablösungen und Rezirkulationsgebiete verursacht werden (s. Kap. 2.3.2). Die Unterteilung der Schwankungsgeschwindigkeit $u'(x, \theta)$ in zwei Terme wird nicht nur im Zusammenhang mit der Verwendung der Tiefpass-Filterung vorgenommen, so z. B. bei Heywood [74]. Verstärkt kommt diese Unterteilung auch bei der in dieser Arbeit verwendete POD (s. Kap. 4.3) zur Anwendung [10, 29, 62, 140].

Bei einer Tiefpass-Filterung wird die für die Filterung verwendete Frequenz Cut-Off-Frequenz genannt, welche die Grenzfrequenz zwischen dem nieder- und dem hochfrequenten Anteil des Schwankungsterms $u'(x, \theta)$ darstellt. Der in der Literatur angegebene Wert für die Cut-Off-Frequenz variiert zwischen der Frequenz des Motorzyklus [28], d. h. der halben Motordrehzahl und dem 60-fachen der Motordrehzahl [106, 131]. Lorenz [106] und Prescher *et al.* [131] setzen allerdings die Tiefpass-Filterung nicht ein, um die Schwankungsgeschwindigkeit $u'(x, \theta)$ zu unterteilen, sondern die Momentangeschwindigkeit. Die Zerlegung erfolgt dabei in eine spielspezifische mittlere Geschwindigkeit und eine turbulente Schwankungsgeschwindigkeit. Verfahren zur Bestimmung der Cut-Off-Frequenz werden in dieser Arbeit nicht vorgestellt und diskutiert, dafür seien auf Fransler und French [41] verwiesen.

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Kritisch anzumerken ist, dass eine Zerlegung des Schwankungsterms $u'(x, \theta)$ mittels Tiefpass-Filterung es nicht ermöglicht, zwischen zufälligen und deterministischen Fluktuationen zu unterscheiden [41]. Auch ist unklar, ob im Bereich mittlerer Frequenzen die strikte Unterteilung aufrecht erhalten werden kann [41, 74]. Vielmehr wird durch die Zerlegung relativ willkürlich eine starre Grenze mittels der Cut-Off-Frequenz gezogen, wie auch Fansler und French schlussfolgern [41]. Andererseits wird in der Literatur, u. a. durch Fansler und French, keine allzu starke Abhängigkeit der Werte $u'_{NF}(x, \theta)$ und $u'_{HF}(x, \theta)$ von der Wahl der Cut-Off-Frequenz festgestellt. Aus diesem Grund wird das Verfahren weiterhin zur Untersuchung von Strömungsschwankungen und Turbulenz eingesetzt, z. B. durch Hill *et al.* [75].

Zu einer anderen Aussage kommt Moriyoshi *et al.* [116], die die Tiefpass-Filterung für eine Reynoldszerlegung der Momentangeschwindigkeit verwenden. Als Voraussetzung für den Einsatz der Tiefpass-Filterung für diesen Anwendungsfall geben Moriyoshi *et al.* das Vorhandensein isotroper Turbulenz und damit fehlender zyklischer Schwankungen an. Die verwendeten Cut-Off-Frequenzen sind mit 25 und 50 Hz gewählt, anhand derer Moriyoshi *et al.* zeigen, dass es durchaus signifikante qualitative und quantitative Unterschiede bei der Ermittlung der Turbulenz in Abhängigkeit der Cut-Off-Frequenz gibt.

Die Tiefpass-Filterung kommt auch als räumliche Filtermethode für PIV-Daten zur Anwendung, etwa durch Reuss *et al.* [137], welche mit Hilfe dieser Methode kleinskalige Strömungsstrukturen ermitteln, die der Turbulenz zugeordnet werden. Auch hier wird angemerkt, dass es sich nicht um eine "echte" Reynoldszerlegung in Mittelwert und Turbulenz handelt, vielmehr handelt es sich bei der räumlichen Tiefpass-Filterung um eine zweidimensionale FFT in einer räumlichen Frequenzdomain.

Neben der Schwierigkeit bei der Bestimmung der Cut-Off-Frequenz stellt die Festlegung auf einen konstanten Wert für die Cut-Off-Frequenz auch bei mehrdimensionalen Geschwindigkeitsfeldern eine weitere Einschränkung bei der Anwendung der Tiefpass-Filterung dar. Im Gegensatz dazu gibt es Methoden zur Analyse der Zylinderinnenströmung, die ohne diese Einschränkung auskommen. Die Geschwindigkeitszerlegung der Zylinderinnenströmung unter Verwendung der Wavelet-Transformation (WT) zählt dazu.

Den Kern der WT bilden die namensgebenden Wavelets, womit begrenzte, oszillierende Funktionen gemeint sind, deren Mittelwert 0 beträgt. Ein Wavelet, auch Mutterwavelet genannt, bildet den Ausgangspunkt der Analyse, das im Zuge der WT verschoben und gestreckt wird. Die damit verfolgte Grundidee ist, dass sich das Geschwindigkeitssignal als Linearkombination des gestreckten und verschobenen Ausgangswavelet interpretieren lässt [164]. Das Vorgehen ist vergleichbar mit der Fourier-Transformation eines Signals, nur dass sich die Analyse bzw. Zerlegung des Geschwindigkeitssignals nicht auf den Frequenzbereich beschränkt, sondern sowohl im Frequenz- bzw. Skalenbereich durch die Streckung des Wavelets als auch in der Zeit (und im Raum) durch die Verschiebung desselben durchgeführt werden kann. Aufgrund dessen kann die WT auch als Frequenzerlegung des

Geschwindigkeitssignals mittels eines Bandpass-Filters mit variabler Bandbreite angesehen werden [42].

Die Zerlegung einer turbulenten Strömung, wie der Zylinderinnenströmung, wird mittels diskreter Wavelet-Transformation (DWT) unter Verwendung orthogonaler Wavelets durchgeführt, wie z. B. durch Raposo *et al.* [134]. Die DWT beruht auf dem Konzept der Multiresolution Analysis (MRA), deren Grundidee auf der Approximation eines Signals bei unterschiedlichen Skalen fußt, d. h. das Geschwindigkeitssignal wird durch die orthogonale Wavelet-Analyse in immer kleinere Skalige Approximationen zerlegt. Durch dieses Vorgehen werden kleine Skalen fein und größere Skalen gröber aufgelöst. Die Details bzw. Unterschiede um von einer grobskaligen Approximation zur nächst feinerskaligen Approximation zu gelangen, werden durch Wavelets dargestellt.

Raposo *et al.* [134] verwenden, wie erwähnt, die DWT zur Zerlegung eines Geschwindigkeitsfeldes, das sie durch 2D-PIV-Messungen an einem Wasseranalogprüfstand erhalten haben. Sie definieren dafür ein Grenzkriterium ϵ , das in Abhängigkeit von der Energieverteilungskurve bestimmt wird. Anders als bei der Geschwindigkeitszerlegung mittels einer Cut-Off-Frequenz führt dieses zu räumlich unterschiedlichen Grenzfrequenzen.

Die Zerlegung der Strömungsgeschwindigkeit durch die Wavelet-Analyse kann auch genutzt werden, um bestimmte Strömungsstrukturen zu detektieren. So setzen Bonnet *et al.* [15] die DWT zur Erfassung wirbelartiger Strukturen aus den Ergebnissen einer Zwei-Komponenten-Hitzdraht-Messung ein. Darüber hinaus nutzen Bonnet *et al.* die sich aus der Wavelet-Analyse ergebenden Energiespektren für die Betrachtung der Energieverteilung als Funktion der physikalischen Position und der Längenskala. Auch Lewalle *et al.* [100] führen eine Geschwindigkeitszerlegung mittels WT durch, um Strömungsanteile zu separieren. In diesem Fall handelt es sich um kohärente Strukturen (s. Kap. 2.3.2) und Hintergrundfluktuationen bzw. als unstrukturierte Turbulenz bezeichnete Strömungsanteile, die voneinander getrennt werden sollen.

Das Ziel, bestimmte Strömungsstrukturen zu detektieren, verfolgen auch Farge *et al.* [45] unter Verwendung der Coherent Vortex Simulation (CVS), welche für die Modellierung und Berechnung turbulenter Strömungen eingeführt wurde [43, 44]. Bei der davon abgeleiteten CVS-Zerlegung wird die Strömung in einen kohärenten und inkohärenten Strömungsanteil unterteilt. Die Zerlegung wird jedoch nicht im Geschwindigkeitsfeld $u(x)$, sondern im Vorticity-Feld $\omega(x)$ durchgeführt. Vorticity oder Wirbelstärke ω ist ein Maß für die lokale Krümmung der Strömung und der lokalen Scherung in einer Strömung. Für die Vorticity-Feld-Zerlegung wird im Gegensatz zu den bislang betrachteten Ansätzen ein nicht-lineares Grenzkriterium ϵ definiert. Ein von der CVS abgeleitetes Verfahren stellt die Coherent Vortex Extraction (CVE) dar [144], wobei der Unterschied zur CVS-Zerlegung in der Definition des Grenzkriteriums ϵ besteht.

Somit ergibt sich für die Wavelet-Analyse im mehrdimensionalen Fall, dass anders als bei den bislang vorgestellten Methoden zur Strömungszerlegung die lokal unterschiedlichen Skalen in der turbulenten

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Strömung berücksichtigt werden. Andererseits wird eine vordefinierte Funktion in Form eines Mutterwavelets für die Zerlegung verwendet. Söderberg *et al.* [147] weisen darauf hin, dass sich aufgrund der Wavelet-Zerlegung mit unterschiedlichen Wavelets geringe Unterschiede zwischen den Ergebnissen aus der DWT ergeben. Außerdem zeigen sie, dass die Wahl des Mutterwavelets die Anzahl an Wavelets beeinflusst, die für die Beschreibung des Signals notwendig sind. Weiter besteht bei einer Wavelet-Zerlegung der Zylinderinnenströmung, genauso wie bei der Geschwindigkeitszerlegung mittels Tiefpass-Filterung, die Schwierigkeit darin, das Kriterium für die Unterteilung der Strömung in verschiedene Anteile festzulegen.

Ein Verfahren, das für die Strömungszerlegung nicht auf eine Basisfunktion, wie es das Mutterwavelet bei der WT ist, zurückgreift und bei dem die Zerlegung der Zylinderinnenströmung in eine Vielzahl von Strömungsanteilen in Form von Strömungszuständen, sogenannte räumliche Moden stattfindet, ist die Proper Orthogonal Decomposition (POD) bzw. Singular Value Decomposition (SVD). Die in dieser Arbeit vorgestellte Analyse der gemessenen Zylinderinnenströmung basiert vorwiegend auf diesem Verfahren, weshalb im Folgenden detailliert darauf eingegangen wird.

4.3 Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition

Das Verfahren der POD basiert auf der Karhunen-Loève-Zerlegung, deren Grundlagen von Kosambi [89], Karhunen [85] und Loève [104], sowie Pougachev [132] und Obukhov [122] unabhängig voneinander veröffentlicht wurden. Ihr Einsatz reicht von der Strömungsmechanik über die Bildverarbeitung, Signalanalyse und Datenkompression bis hin zur Ozeanografie [78]. Neuere Anwendungen finden sich auch in der Finanzmathematik [3], Regelungstechnik [149] und medizinischen Forschung [145]. Lumley setzte die Karhunen-Loève-Zerlegung erstmals im Bereich der Strömungsmechanik unter dem Namen Proper Orthogonal Decomposition (POD) ein [107]. Andere Bezeichnungen, die ebenfalls für die Karhunen-Loève-Zerlegung verwendet werden, sind die Principal Component Analysis (PCA) und die Empirical Eigenfunction Decomposition.

Ein wichtiges Anwendungsgebiet der POD in der Strömungsmechanik ist die Identifizierung von kohärenten Strukturen. Der Fokus liegt dabei auf der Analyse experimentell ermittelter Strömungsfelder [90, 95], u. a. die der Zylinderinnenströmung [25, 49]. Die POD wird auch als Verfahren zur Zerlegung der Strömungsgeschwindigkeit vergleichbar mit der in Kapitel 4.2 vorgestellten Tiefpass-Filterung verwendet [10, 29, 62, 140], jedoch auch - und damit von zentralem Interesse für diese Arbeit - zur Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung. Die Kompliziertheit der Schwankungsbewegung turbulenter Strömungen, die das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung maßgeblich bestimmt, hat in der Vergangenheit dazu geführt, dass man sich oft damit zufriedengegeben hat, die zeitlichen Mittelwerte der turbulenten Bewegung zu erfassen [146]. Erst in den letzten Jahren wurde es möglich durch die Anwendung von Methoden wie der POD, eine detaillierte

4.3 Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition

Analyse unter diesem Aspekt durchzuführen [26, 33, 84, 115, 134]. Des Weiteren konnten Verfahren auf Basis der POD entwickelt werden für die Rekonstruktion gemessener Strömungsfelder, z. B. unter dem Gesichtspunkt fehlende Daten innerhalb der Strömungsfelder zu ergänzen [21] oder, wie in dieser Arbeit verfolgt, Messfehler bzw. stochastische Anteile der Zylinderinnenströmung aus der für die Analyse verwendeten Daten herauszufiltern [83]. Einen Schritt weiter als die reine Rekonstruktion von Strömungsfeldern geht das "reduced-order modelling" [40, 78, 91], das vor allem im Bereich der numerischen Strömungssimulation Anwendung findet. Dabei geht es um die Projektion der Navier-Stokes-Gleichungen auf die durch die POD gewonnenen Informationen zu den Grundstrukturen einer Strömung, um ein Modell niedriger Ordnung für die Simulation [115] und Regelung [40] des Strömungsverhaltens zu erhalten. Darüber hinaus wird die POD in der numerischen Strömungssimulation auch zur Datenanalyse (z. B. [81] und [97]) eingesetzt.

Das Prinzip der POD besteht darin, ein gegebenes, zeitabhängiges Vektorfeld $u(x, t)$ einer endlichen Zeit T in einem beschränkten Gebiet G in zeitunabhängige, räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und korrespondierende, ortsunabhängige Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zu zerlegen, die das Vektorfeld $u(x, t)$ zu jedem Zeitpunkt t "optimal" repräsentieren.

Unter der Annahme, dass es sich bei den Realisierungen des Vektorfeldes $u(x, t)$ um Elemente im Hilbertraum der reellen, quadratintegrierbaren Funktionen handelt, ergibt sich für die "optimale" Repräsentation, dass das Zeitmittel über das Quadrat des Skalarproduktes von $u(x, t)$ und dem Richtungsvektor von $\varphi(x)$ maximal wird [73]:

$$\max \frac{\langle |u, \varphi|^2 \rangle}{(\varphi, \varphi)} \equiv \lambda. \quad (4.28)$$

Für das Optimierungsproblem aus Gleichung 4.28 lässt sich zeigen, dass es in ein Eigenwertproblem überführt werden kann [78]:

$$\int_G R(x, x') \varphi(x') dx' = \lambda \varphi(x) \quad \mathbf{R}\Phi^T = \Phi^T \mathbf{\Lambda} \quad (4.29)$$

mit der räumlichen Korrelationsmatrix $R(x, x')$. Die sich ergebende Gleichung 4.29 hat gemäß der Hilbert-Schmidt-Theorie höchstens abzählbar viele Lösungen $\varphi_i(x)$ mit korrespondierenden, reellen und positiven Eigenwerten λ_i . Die Eigenfunktion $\varphi_1(x)$ mit dem höchsten Eigenwert λ_1 erfüllt dabei das Optimierungsproblem aus Gln. 4.28 für den gesamten Hilbertraum. Die folgenden Eigenfunktionen $\varphi_i(x), i = 2, 3, 4, \dots$ erfüllen das Optimierungsproblem für senkrecht auf der ersten Lösung stehende Unterräume, die untereinander auch orthogonal sind. Somit bildet die Menge der Eigenfunktionen $\varphi_i(x)$ eine orthonormale Basis des betrachteten Hilbertraums, sodass die Vektorfelder $u(x, t)$ für jeden Zeitpunkt t nach den Eigenfunktionen entwickelt werden können. Die Zerlegung der Vektorfelder $u(x, t)$ nimmt folgende Form an:

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

$$u(x, t) = \sum_i a_i(t) \varphi_i(x) \quad \mathbf{U} = \mathbf{A}\Phi. \quad (4.30)$$

Auf diese Weise ergibt sich eine Sortierung der Eigenfunktionen $\varphi_i(x)$ entsprechend der Größe ihres korrespondierenden Eigenwertes λ_i . Handelt es sich bei den Vektorfeldern $u(x, t)$, die einer POD unterzogen werden, um gemessene oder berechnete Strömungsfelder, repräsentieren die Eigenwerte λ_i die zeitgemittelte kinetische Energie der jeweiligen Eigenfunktion $\varphi_i(x)$, d. h. die Eigenfunktionen bzw. räumlichen Moden ergeben sich durch die Maximierung des in den einzelnen Moden enthaltenen Energieinhaltes. Somit korrespondiert der räumliche Mode $\varphi_1(x)$ mit dem höchsten Eigenwert λ_1 laut Literatur (s. [73, 78, 108]) mit der Strömungsstruktur¹, die den größten Anteil an der gesamten kinetischen Energie in der Strömung hat. Die Eigenwerte λ_i stellen demnach ein Maß für die Dominanz der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ in Bezug auf das Gesamtvektorfeld dar.

Eine alternative Form der Entwicklung des Eigenwertproblems, die von Sirovich [150] vorgeschlagen wurde, ist die "method of snapshots", im Folgenden Snapshot POD genannt. Sie führt auf ein Eigenwertproblem für die Zeitfunktionen $a_i(t)$ mit der zeitlichen Korrelationsmatrix $C(t, t')$ hin:

$$\int_T C(t, t') a(t') dt' = \lambda a(t) \quad \mathbf{CA} = \mathbf{AA}. \quad (4.31)$$

Die Verwendung der Snapshot POD erweist sich als vorteilhaft, wenn die Anzahl der analysierten, zeitlichen Realisierung des Strömungsfeldes m (Snapshots) geringer ist als die Anzahl der Datenpunkte im Messbereich z_M , denn die zeitliche Korrelationsmatrix $C(t, t')$ besteht aus $m \times m$ Elementen und führt zu einem $m \times m$ Eigenwertproblem. Das steht im Gegensatz zur ursprünglichen Formulierung mit der räumlichen Korrelationsmatrix $R(x, x')$, die aus $z_M \times z_M$ Elementen besteht, weshalb ein entsprechendes Eigenwertproblem zu lösen ist. Aus diesem Grund wird die Snapshot POD bei der Analyse von gemessenen Strömungsfeldern der klassischen POD vorgezogen [26, 49, 115, 134].

Ein weiteres Verfahren, dem die Karhunen-Loève-Zerlegung zugrunde liegt, ist die Singular Value Decomposition (SVD). Für den Fall, dass die für die Eigenwertzerlegung verwendete Korrelationsmatrix, eine positive definite, hermitesche Matrix ist, z. B. wenn ihre Eigenwerte reell und nicht negativ sind (was das bei einer POD der Fall ist), entspricht diese Eigenwertzerlegung der SVD. Vorteilhaft bei der Verwendung der SVD ist die direkte bi-orthogonale Zerlegung des Strömungsfeldes $u(x, t)$ [98]:

$$u(x, t) = \sum_i \alpha_i(t) \lambda_{SVD_i} \varphi_i(x) \quad \mathbf{U} = \mathbf{A}\Lambda\Phi^T \quad (4.32)$$

¹ In Kapitel 5 zeigt sich aber, dass es sich nicht zwangsläufig um eine Strömungsstruktur handeln muss, die durch einen räumlichen Mode $\varphi_i(x)$ repräsentiert wird, sondern es ergibt sich aus der Analyse synthetischer Vektorfelder, dass den räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ $i > 1$ keine direkte physikalische Bedeutung im Sinne von Strömungsstrukturen zugewiesen werden kann. Kohärente Strukturen, die in den ursprünglichen Vektorfeldern $v_i(x)$ enthalten sind, werden i. Allg. in Gruppen von räumlichen Moden zusammengefasst.

4.3 Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition

mit $\alpha_i(t)\lambda_{SVD_i}$, was $a_i(t)$ in der Gleichung 4.30 entspricht [23].

Im Gegensatz dazu ist es erforderlich bei den anderen beiden Formen der Karhunen-Loève Zerlegung entweder die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ (POD) oder die räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ (Snapshot POD) anhand der Lösung des Eigenwertproblems zu ermitteln, wie in der Gleichung 4.33 für die Snapshot POD:

$$\varphi(x) = \frac{1}{T} \frac{1}{\lambda} \int_T a(t) u(x, t) dt \quad \Phi = \frac{1}{m} \frac{1}{\lambda} \mathbf{A}^T \mathbf{U} \quad (4.33)$$

und Gleichung 4.34 für die klassische POD gezeigt wird:

$$a(t) = \int_G u(x, t) \varphi(x) dx \quad \mathbf{A} = \mathbf{U} \mathbf{W} \Phi^T \quad (4.34)$$

mit der Wichtungsmatrix \mathbf{W} . Letztere ergibt sich aus der diskreten Approximation des kontinuierlichen Integrals in Gleichung 4.35:

$$\int_G \varphi(x) \varphi(x) dx = \delta \quad \Phi \mathbf{W} \Phi^T = \mathbf{I} \quad (4.35)$$

mit δ , dem Kronecker-Delta.

Für eine anschauliche Darstellung der Ergebnisse einer POD bzw. SVD von Strömungsfeldern lassen sich die räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ als sich überlagernde Strömungsstrukturen bzw. kohärente Strukturen interpretieren und die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ als deren zeitliche Entwicklung. Die Information aus den Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ über das zeitliche Verhalten der in dem untersuchten Strömungsfeld $u(x, t)$ enthaltenen kohärenten Strukturen ist globaler Natur, d. h. die Information ist nicht lokal auf einen (Mess-)Punkt im Strömungsfeld begrenzt. Für die Analyse der Zylinderinnenströmung ergibt sich daraus, dass es möglich ist, das zeitabhängige Verhalten der gesamten Zylinderinnenströmung anhand der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zu analysieren (s. Kap. 6.2.4).

Auch Raposo *et al.* [134] bringen die zeitliche Entwicklung von einzelnen Strömungsstrukturen mit den Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ in Zusammenhang, genau gesagt mit der Taumelbewegung der Wirbelzentren bei der Betrachtung einer Drallströmung gemessen an einem Wasseranalogprüfstand. Außerdem stellen Raposo *et al.* fest, dass die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ eine Möglichkeit darstellen, den Stabilitätsgrad der betrachteten Strömung zu quantifizieren.

Fogleman *et al.* [49] beurteilen den Grad der Organisation (und im gewissen Sinn damit auch den Grad der Stabilität) der betrachteten Strömung anhand des Energieinhalts des ersten räumlichen Moden $\varphi_1(x)$. Anzumerken ist bei der Betrachtung der Ergebnisse Foglemans *et al.*, dass der POD die Subtraktion des zeitlichen Mittelwertes von den mittels POD analysierten Strömungsfelder vorausgeht. Dieses Vorgehen findet sich an verschiedenen Stellen der Literatur. Es zeigt sich jedoch

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

auch, dass dieses Vorgehen in der Regel keinen Einfluss auf die Form der POD-Moden $\varphi_i(x)$ hat [49]. Eine andere Methode, den Grad der Organisation oder Komplexität der analysierten Strömung auszudrücken, ist die Anzahl der räumlichen Moden, die 75% des Energieinhalts der Strömung beinhalten. Nach Fogleman *et al.* nennen Sirovich *et al.* [151] diese Anzahl repräsentative Dimension d_{KL} .

Für ihre Analyse setzen Fogleman *et al.* eine von ihnen vorgestellte Variante der POD ein, wobei es sich dabei um die sogenannte phaseninvariante POD handelt. Tatsächlich werden die ermittelten Geschwindigkeitsfelder, um eine phasenunabhängige Auswertung zu ermöglichen, vor der POD auf eine feste Gittergröße im Fall von CFD-Ergebnissen oder PIV-Messresultaten gestreckt bzw. gestaucht. Bei Fogleman *et al.* entspricht die gemeinsame Gittergröße, der des halben Hubs. Anschließend werden sie noch mittels Wurzel aus der Energie der Realisierung des Strömungsfeldes normalisiert. Anschließend erfolgt die POD, jedoch ohne die (über alle Phasen) gemittelte Strömung vorher von den Messdaten abzuziehen.

Cosadia *et al.* [26] nutzen für ihre Arbeit die von Fogleman *et al.* [49] vorgestellte phaseninvariante POD und analysieren in ihrer Untersuchung die Entwicklung der Struktur einer Drallströmung während der Kompression. Die Messungen dazu wurden an einem Einzylinderprüfstand durchgeführt. Ähnlich wie schon Raposo *et al.* [134] assoziieren sie die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ mit dem zeitlichen Verhalten einzelner Strömungsphänomene. So schlagen Cosadia *et al.* den Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ als Maß für die Intensität der Rotation der globalen Drallströmung vor. Im Weiteren werden die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ mit den möglichen Zuständen der Strömung innerhalb einer Phase in Zusammenhang gebracht, jedoch nicht mit der zeitlichen Entwicklung der Strömung.

Dagegen stellen Druault *et al.* [33] fest, dass jeder Zeitkoeffizient $a_i(t)$ individuell den dynamischen Eigenschaften einer Strömung in der Zeit folgt. Dieser Erkenntnis folgend verwenden sie eine Spline Interpolation für die kontinuierliche Beschreibung der aus den Messungen an einem Einzylinderprüfstand resultierenden Zeitkoeffizienten $a_i(t)$. Die so gewonnenen interpolierten Werte der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ werden anschließend von Druault *et al.* für die Rekonstruktion des tumbledominierten Strömungsfeldes zu nicht in der Messung enthaltenen Zeitpunkten während der Kompression genutzt, um mit den so erhaltenen zusätzlichen Daten die zyklischen Schwankungen der Zylinderinnenströmung zu analysieren. Das Verfahren der Spline Interpolation von Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ wird auch von Bui-Thanh *et al.* [21] eingesetzt, wobei es sich bei diesem Anwendungsfall um eine Parametervariation für die Umströmung eines Tragflügelprofils handelt. Dafür muss jedoch die Bedingung erfüllt sein, dass der Parametervariation eine stetig differenzierbare Funktion zugrunde liegt. Auch Bizon *et al.* [14] arbeiten mit der Interpolation von Zeitkoeffizienten $a_i(t)$. In diesem Fall geht es um die Rekonstruktion von Verbrennungsbildern zu nicht in der Messung enthaltenen Zeitpunkten. Darüber hinaus werden die Ergebnisse aus der POD genutzt, um Verbrennungsbilder zu generieren, die auf zusätzlich gemessene Druckverläufe projiziert werden. Die untersuchten Verbrennungsbilder wurden an einem Einzylinder-Transparentmotor aufgenommen.

4.3 Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition

Moreno *et al.* [115] wiederum verwenden die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ um die Verschiebung in der zeitlichen Entwicklung der zwei dominanten, sich ähnlich sehenden räumlichen Moden $\varphi_1(x)$ und $\varphi_2(x)$ zu dokumentieren. Dabei wird von den Geschwindigkeitsfeldern des betrachteten Überschallstrahls vor der POD das zeitgemittelte Strömungsfeld abgezogen. Weiter betrachten Moreno *et al.* Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ transformiert in Leistungsspektren. Diese Darstellung der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ als Summe harmonischer Schwankungen entspricht der Definition der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$, die dieser Arbeit zugrunde liegt.

Dazu sei Folgendes angemerkt: Eine Voraussetzung für die Entwicklung der klassischen POD aus dem Eigenwertproblem in Gleichung 4.29 ist, dass die einzelnen, der Zerlegung zugrundeliegenden Vektorfelder statistisch voneinander unabhängig sind. Gerade bei den in dieser Arbeit verwendeten Messungen mit HS-PIV ist die Annahme der statistischen Unabhängigkeit der einzelnen Messungen untereinander nicht mehr gegeben. Fogleman *et al.* [49] schreiben dazu, dass die Geschwindigkeitsfelder dann nicht mehr unkorreliert sind, wenn die Zeit zwischen den Messungen der einzelnen Strömungsfelder geringer ist als die integrale Zeitskala. Bei HS-PIV-Messungen wird dieser Wert in der Regel unterschritten, wie z. B. bei Cosadia *et al.* [26] zu sehen. Fogleman *et al.* stellen aber auch fest, dass dieser Umstand keinen Einfluss auf die räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ hat. Andererseits gewinnen die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$, die ansonsten auch als Random-Koeffizienten bezeichnet werden, dadurch an Aussagekraft, d. h. die in ihnen enthaltenen Informationen stehen im Zusammenhang und können nun als Summe harmonischer Schwankungen betrachtet werden.

Eine weitere Anwendung der POD, die in dieser Arbeit verfolgt wird, ist die Rekonstruktion von Strömungsfeldern. Bui-Thanh *et al.* [21] verwenden dazu die Gappy POD, einen Ansatz von Everson und Sirovich [39], um fehlende Daten bei der Rekonstruktion von Bildinformationen zu ergänzen, was in einem iterativen Prozess geschieht. Zunächst handelt es sich dabei um gemittelte Werte, später sind es Informationen, die aus einer POD gewonnen wurden. In dieser Arbeit (s. Kap. 6.2.2) wird im Prinzip der Ansatz der Gappy POD mit einer Iteration und Startwerten 0 für die fehlenden Vektoren verfolgt. Das geschieht in Kombination mit der Filterung nichtdeterministischer Anteile aus den Daten mit dem Ziel der Reduktion von Messfehlern und der Rekonstruktion der tatsächlichen, instationären Strömungsstruktur [83]. Darüber hinaus zeigen Bui-Thanh *et al.*, dass die Gappy POD auch als Optimierungsmethode verwendet werden kann.

Die Gappy POD ermöglicht es, fehlende Informationen im Geschwindigkeitsfeld zu interpolieren. Die sogenannte Extended POD erlaubt es, Informationen der POD mit Daten zu korrelieren, die außerhalb des Auswertebereichs liegen. Maurel *et al.* [110] führten die Extended POD ein und durch Borée [16] wurde diese in eine verallgemeinerte Form gebracht. Durch sie wird es möglich, Interaktionen zwischen verschiedenen Strömungsphänomenen oder kohärenten Strukturen zu untersuchen. So ergibt sich aus den Untersuchungen von Maurel *et al.*, welcher Zusammenhang zwischen der Bewegung des Tumblezentrums und der Einlassströmung besteht, gemessen an einem Modell-Einzylinderprüfstand.

Für die Extended POD wird zuerst eine POD des Geschwindigkeitsfeldes durchgeführt, mit dem

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

Strömungsphänomene in Zusammenhang gebracht werden sollen, die außerhalb des Gebiets des Geschwindigkeitsfeldes G liegen. Anschließend werden die sich ergebenden räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ auf ein erweitertes Gebiet G_E abgeleitet. Dabei kann es sich bei dem erweiterten Gebiet G_E um ein weiteres Geschwindigkeitsfeld handeln wie bei Maurel *et al.*, aber auch um ein Skalar- oder Vektorfeld jeder anderen physikalischen Größe in dem erweiterten Gebiet G_E . Die auf diese Weise ermittelten, erweiterten räumlichen Moden $\varphi_{E_i}(x)$ stellen den Anteil des untersuchten Skalar- bzw. Vektorfeldes dar, der mit der Projektion des Geschwindigkeitsfeldes auf den entsprechenden räumlichen Mode $\varphi_i(x)$ im Gebiet G korreliert. Dabei beschränkt sich das Verfahren der Extended POD nicht nur auf die räumliche Korrelation von Strömungsphänomenen, sondern erlaubt es auch zeitliche Zusammenhänge herzustellen [110]. Aufgrund der Möglichkeit unterschiedliche Gebiete einer Strömung und unterschiedliche, die Strömung bestimmende Größen zu korrelieren, sieht Borée [16] in der Extended POD ein vielversprechendes Verfahren zur Regelung des Strömungsverhaltens.

Einen etwas anderen Weg, der zu vergleichbaren Ergebnissen führt, gehen die sogenannte Most Observable Decomposition (MOD), vorgestellt von Jordan *et al.* [82], und die Modified Complementary Technique, vorgestellt von Tinney *et al.* [158]. Auch hier ist bei beiden Verfahren das Ziel, einen Zusammenhang zwischen zwei getrennt erfassten Skalar- und/oder Vektorfeldern herzustellen. Die Vorgehensweise ist ähnlich, denn in beiden Fällen werden die untersuchten Felder durch eine POD zerlegt. Anschließend wird das eine Feld auf dem anderen mittels Linear Stochastic Estimation (LSE) abgebildet (Details zu LSE sind in [164] zu finden). Die sich ergebenden Koeffizienten können nun genutzt werden, um die Anteile in dem ersten Feld zu identifizieren, die mit dem zweiten korreliert sind. In beiden Fällen heißt das konkret, dass bei den Untersuchungen die Anteile in einem Geschwindigkeitsfeld eines asymmetrischen Freistahls ermittelt wurden, die im Zusammenhang mit dem Druckfeld stehen.

Die vorangehenden Betrachtungen zeigen, dass die POD ein vielfach und vielfältig verwendetes Verfahren zur Analyse von turbulenten Strömungen und im Besonderen der Zylinderinnenströmung ist. Die Ursache dafür ist in verschiedenen Eigenschaften der POD zu suchen. So erfolgt bei der Zerlegung der Strömung eine strikte Trennung der räumlichen und zeitlichen Anteile, d. h. mittels POD gelingt eine Trennung der in der Strömung enthaltenen räumlichen Informationen von deren zeitlichem Verhalten. Außerdem erfolgt die Zerlegung optimal im Sinne des gewählten Optimierungsproblems (Gln. 4.28) als Ausgangspunkt der Herleitung der POD. Die Optimalität der Zerlegung basiert somit auf der Maximierung, der in den einzelnen räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ und ihren korrespondierenden Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ enthaltenen kinetischen Energie. Im Zuge dessen erfolgt auch eine Sortierung der Strömungsinformationen abhängig von ihrem Energieinhalt. Des Weiteren wird die POD durchgeführt, ohne dass im Vorfeld eine Festlegung der Basisfunktionen stattfindet, wie es z. B. bei der FFT oder der Wavelet Analyse der Fall ist, bei der die Kosinus-Funktion bzw. ein Mutter-Wavelet die Basisfunktion bilden. Einzige Ausnahme bildet dabei die Extended POD, die im gewissen Sinne nicht ganz frei von einer "Basisfunktion" ist, denn die Ergebnisse einer solchen POD sind nicht unabhängig von der Wahl des Ausgangsbereichs, aus dem heraus die POD auf andere Strömungsgebiete und

4.3 Proper Orthogonal Decomposition und Singular Value Decomposition

-größen ausgedehnt werden soll. Nach der Auswahl dieses Gebiets, was mehr einem Prozess als der Festlegung einer Basisfunktion entspricht, kann die POD wieder frei von Vordefinitionen betrachtet werden [110]. Schließlich sei noch erwähnt, dass die POD zwar ein lineares Analyseverfahren ist, jedoch beruht sie nicht auf einer linearen Hypothese, d. h. die POD vernachlässigt nicht die Nichtlinearitäten des untersuchten Vektorfeldes. Dieses bedeutet demnach, wenn das originale, dynamische System nicht linear ist, ist auch das resultierende POD-Modell reduzierter Ordnung in der Regel nicht linear [164].

Ganz allgemein lässt sich außerdem sagen, dass sich viele der bislang vorgestellten Ansätze, ausgehend von dem durch Reynolds eingeführten Ansatz, auf einen lokalen Vorgang beziehen und keine globale Aussage über das Strömungsverhalten liefern, ganz im Gegensatz zur POD bzw. SVD.

Andere Eigenschaften der POD führen zu Einschränkungen bei deren Einsatz für die Analyse der Zylinderinnenströmung. So werden stochastisch auftretende Strömungsstrukturen, das können Messfehler, aber auch zeitlich isolierte Strömungsphänomene sein, aufgrund ihrer geringen Präsenz und damit ihrem geringen Anteil an der kinetischen Energie in der Strömung - über die gesamte Messreihe betrachtet - durch räumliche Moden $\varphi_i(x)$ mit niedrigen Eigenwerten λ_i repräsentiert. Das führt dazu, dass diese zeitlich isolierten Strömungsphänomene in der Regel nicht in die Analyse der Zylinderinnenströmung mit einbezogen werden, so auch in dieser Arbeit, deren Fokus nicht auf der Analyse dieser stochastisch auftretenden Strömungsphänomene liegt. Des Weiteren führt die erwähnte Unabhängigkeit von einer Basisfunktion dazu, dass die räumlichen Moden untrennbar mit den Eingangsdaten der POD verbunden sind. Das wirft die Frage auf, ob eine Extrapolation von Ergebnissen einer POD, wenn diese bei der Analyse einer Parametervariation eingesetzt wird, aussagekräftig ist [164]. Dass eine Interpolation möglich ist, wurde durch Bui-Thanh *et al.* [21] für die Umströmung eines Tragflügelprofils gezeigt. Abschließend ergibt sich noch die Schwierigkeit zu entscheiden, wie viele Realisierungen des Strömungsfeldes die Dynamik eines Systems ausreichend beschreiben bzw. den Informationsgehalt des Systems ausreichend erfassen [164]. Im Fall der im Zuge dieser Arbeit vorgenommenen Messungen mit nahezu 1000 erfassten Geschwindigkeitsfelder pro Messung unter stationären Randbedingungen ist das transiente Verhalten mit Sicherheit ausreichend erfasst.

Da auch die anderen aufgeführten Einschränkungen bei der Verwendung der POD bzw. SVD für die in dieser Arbeit durchgeführte Analyse der Zylinderinnenströmung nicht relevant sind, stellt die POD bzw. SVD das grundlegende Instrument dar, das eine Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung in der angestrebten Form erst möglich macht. Dazu werden analytische (s. Kap. 5) bzw. gemessene Strömungsfelder (s. Kap. 6.1.3 und 6.2) durch eine SVD in Eigenwerte λ_i , räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zerlegt, die Zeitkoeffizienten anschließend auf ihre deterministischen Anteile zu reduzieren. Darauf basierend erfolgt auf der einen Seite eine Rekonstruktion der gemessenen Strömungsfelder (s. Kap. 6.2.2) zur qualitativen Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung und auf der anderen Seite eine FFT der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zur quantitativen Analyse von Schwankungsphänomenen in der Strömung und der Bestimmung

4 Analyse der Zylinderinnenströmung

des Ursprungs der Strömungsschwankungen. In seiner Gesamtheit ergibt sich dadurch ein neuartiges Auswerteverfahren zur Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung.

Vertiefende Ausführungen zum Thema POD, im Besonderen im Bezug auf die zugrundeliegende Theorie, sind bei Holmes *et al.* [78] und Tropea *et al.* [164] zu finden.

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

Die SVD-Analyse synthetischer Vektorfelder wird der Auswertung realer Strömungsfelder vorangestellt, um das Auswerteverfahren Schritt für Schritt einzuführen und um ein besseres Verständnis für die folgenden Analyseresultate aus den Messungen zu erlangen. Außerdem soll diese Analyse demonstrieren, dass Frequenzen deterministischer Schwankungen in einem zeitabhängigen Signal durch eine SVD detektierbar sind. Auf diese Weise wird es möglich, basierend auf Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ instationäre Strömungsfelder zu rekonstruieren und das transiente Verhalten der betrachteten Strömung quantitativ zu untersuchen.

5.1 Generierung künstlicher Vektorfelder

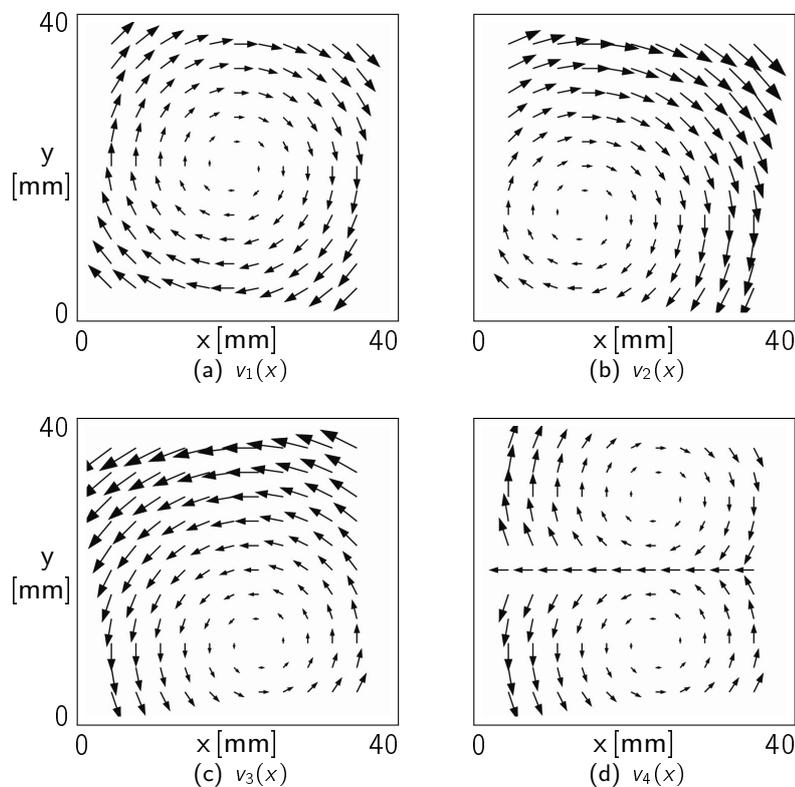


Abbildung 5.1: Synthetische Vektorfelder $v_i(x)$ mit fester Wirbelposition

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

i	f_{i1} [Hz]	f_{i2} [Hz]	m_{i1}	m_{i2}	α	w_i
1	16.67	41.67	0.75	1.00	0.65	2.0
2	33.33	62.50	1.00	1.00	0.25	1.0
3	25.00	142.86	0.75	1.20	0.25	0.5
4	83.30	217.40	0.50	2.00	0.20	0.3

Tabelle 5.1: Parameter des Summenvektorfeldes $s(x, t)$

In Abbildung 5.1 sind vier verschiedene zweidimensionale Vektorfelder $v_i(x)$ mit jeweils unveränderlicher Wirbelposition dargestellt, welche für die Zylinderinnenströmung typische kohärente Strukturen repräsentieren. Die Amplitude der Vektoren wird durch die Funktion $c_i(t)$ variiert, die jeweils zwei Kosinusfunktionen enthält (Gln. 5.1). Die Modulation der Amplitude simuliert das durch Schwankungen bedingte transiente Verhalten der Vektorfelder $v_i(x)$, wie beispielsweise die Rotation eines Wirbels um einen ortsfesten Mittelpunkt. Die Vektorfelder $v_i(x)$ werden mit einer Aufnahme­frequenz von 1 kHz generiert und in einem Summenvektorfeld $s(x, t)$ superpositioniert (Gln. 5.2). Da unterschiedliche Strömungsstrukturen unterschiedlich starke Auswirkungen auf eine turbulente Strömung haben, sind die Vektorfelder $v_i(x)$ individuell im Summenvektorfeld $s(x, t)$ durch einen Wichtungsfaktor w_i gewichtet.

$$c_i(t) = m_{i1} \cos(2\pi f_{i1}t + \alpha_i\pi) + m_{i2} \cos(2\pi f_{i2}t) \quad (5.1)$$

$$s(x, t) = \sum_{i=1}^4 (w_i c_i(t) v_i(x)) \quad (5.2)$$

Die Tabelle 5.1 enthält die Parameter, die zur Erzeugung des Summenvektorfeldes $s(x, t)$ verwendet werden. Diese wurden willkürlich gewählt mit der Zielsetzung, dass das Summvektorfeld $s(x, t)$ Amplitudenmodulationen aus acht verschiedenen Frequenzen und vier verschieden gewichteten, räumlichen Strukturen enthält.

Anschließend wird das analytische Strömungsfeld $s(x, t)$ mittels SVD in Eigenwerte λ_{vi} , räumliche Moden $\varphi_{vi}(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_{vi}(t)$ analog zur Gleichung 4.32 zerlegt. Die Zeitkoeffizienten $a_{vi}(t)$ werden mit einem Hanning-Fenster gewichtet und danach einer FFT unterzogen, wobei deren Resultat in Form von Leistungsspektren dargestellt wird. Die Wichtung ist notwendig, um Unstetigkeiten am linken und rechten Ende des Signals zu vermeiden, die sich im Leistungsspektrum in einer Aufweitung von Amplitudenverläufen und im Auftauchen neuer Amplitudenspitzen ausdrücken würden [105]. Die maximale Frequenz, die in den Leistungsspektren dargestellt werden kann, wird durch das Shannon-Nyquist-Kriterium festgelegt und korrespondiert mit der halben Aufnahme­frequenz, d. h. bei einer Abtastfrequenz von 1 kHz ergibt sich somit eine maximal darstellbare Frequenz von 500 Hz.

5.2 Analyse künstlich generierter Vektorfelder

Die räumlichen Moden $\varphi_{v_i}(x)$ in Abbildung 5.2 zeigen, dass diese nicht genau mit den Strukturen der ursprünglichen Vektorfelder $v_i(x)$ korrespondieren. Der räumliche Mode $\varphi_{v_1}(x)$ entspricht in hohem Maße dem Vektorfeld $v_1(x)$ und die drei anderen räumlichen Moden zeigen gewisse Ähnlichkeiten mit den drei korrespondierenden, ursprünglichen Vektorfeldern. Darüber hinaus zeigt sich, dass die drei letzten räumlichen Moden jeweils Anteile des Vektorfelds $v_4(x)$ enthalten. Folglich resultiert aus einer SVD, dass kohärente Strukturen, die in den ursprünglichen Vektorfeldern $v_i(x)$ enthalten sind, in Gruppen von räumlichen Moden zusammengefasst werden. Aus diesem Grund können den räumlichen Moden keine direkte physikalische Bedeutung im Sinne von Strömungsstrukturen zugewiesen werden. Eine Ausnahme bildet der erste räumliche Mode $\varphi_{v_1}(x)$, der das zeitliche Mittel repräsentiert. Die anderen drei sind lediglich notwendig, um das Summenvektorfeld $s(x, t)$ zu jedem Zeitpunkt t_i als Abweichung vom räumlichen Mode $\varphi_{v_1}(x)$ rekonstruieren zu können.

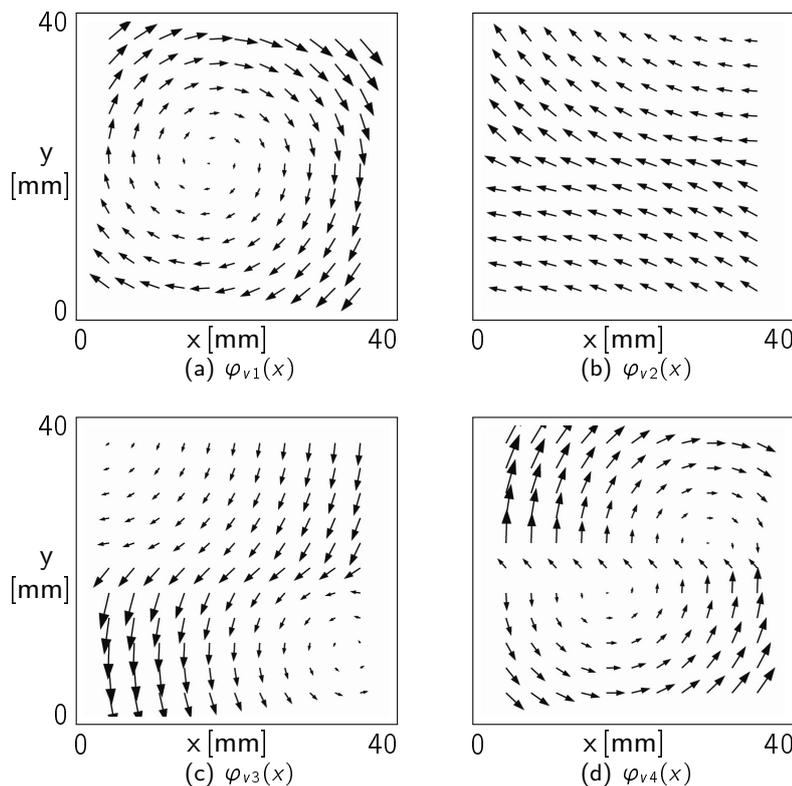


Abbildung 5.2: Räumliche Moden $\varphi_{v_i}(x)$ des Summenvektorfeldes $s(x, t)$ mit fester Wirbelposition

In der Literatur finden sich vergleichbare Resultate für die Verwendung der SVD bzw. POD. So ergibt auch die POD analytischer Vektorfelder bei Régert *et al.* [136] eine Zusammenfassung der ursprünglichen Strukturen der Vektorfelder in Gruppen von räumlichen Moden. Hierbei handelt es sich um drei unterschiedlich im Vektorfeld positionierte Wirbelstrukturen, die sich nach der Zerlegung

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

in drei räumliche Moden unterschiedlich stark gewichtet wiederfinden. Cosadia *et al.* [26] unterziehen die an einem Einzylinderprüfstand gemessene Geschwindigkeitsfelder einer Drallströmung einer POD. Die Analyse der resultierenden ersten drei räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ $i = 1, 2, 3$ zeigt, dass die zentralen Strukturen in den räumlichen Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ dafür notwendig sind, das Wirbelzentrum im räumlichen Mode $\varphi_1(x)$ entsprechend dem transienten Verhalten der realen Strömung zu positionieren (Abb. 5.3).

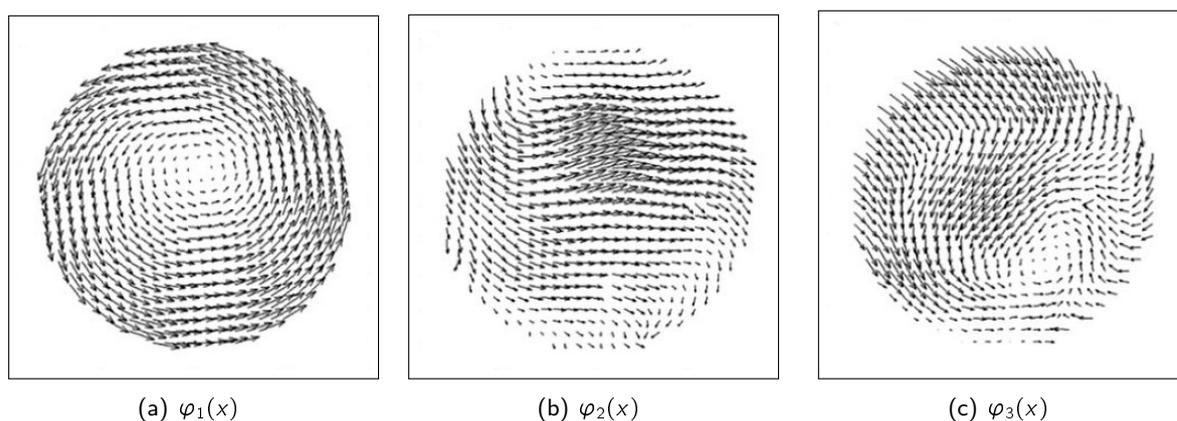


Abbildung 5.3: Normalisierte phaseninvariante POD-Moden $\varphi_i(x)$ $i = 1, 2, 3$ aus der Analyse einer Drallströmung [26]

Maurel *et al.* [110] präsentieren nahezu identische Ergebnisse für die ersten drei räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ $i = 1, 2, 3$ bezogen auf das Wirbelzentrum einer Tumbleströmung, die an einem Modell-Einzylinderprüfstand gemessen wurden.

Des Weiteren sei erwähnt, dass die räumlichen Moden $\varphi_{vi}(x)$ mit $i > 4$ keine kohärenten Strukturen aufweisen. Auch die Eigenwerte in Tabelle 5.2(a) legen den Schluss nahe, dass keine relevanten Informationen zur Strömungsstruktur in den räumlichen Moden $\varphi_{vi}(x)$, $i > 4$ enthalten sind. Weitere Untersuchungen mit verschiedenen Parametersätzen, die hier nicht dargestellt werden, führten immer zu vergleichbaren Ergebnissen. Dieses Resultat wird auch durch die Analyse der im Vektorfeld positionierte Wirbelstrukturen von Régert *et al.* [136] bestätigt.

Die Analyse der ersten vier Zeitkoeffizienten $a_{vi}(t)$ ergibt, dass die Leistungsspektren alle acht Frequenzen, assoziiert mit Amplitudenspitzen, enthalten (Abb. 5.4), die durch die Funktion $c_i(t)$ synthetisch erzeugt werden. Demnach können alle Frequenzen identifiziert werden, die das transiente Verhalten des analytischen Strömungsfeldes charakterisieren. Darüber hinaus enthalten die Leistungsspektren keine weiteren Frequenzen. Jedoch entspricht die Zuordnung zwischen den einzelnen Moden und den Frequenzen nicht der ursprünglichen Zuordnung. So sind beispielsweise die Frequenzen der Funktion $c_4(t)$ in den Spektren der Zeitkoeffizienten $a_{v2}(t)$, $a_{v3}(t)$ und $a_{v4}(t)$ enthalten. Ebenso wie bei der Analyse der räumlichen Moden bezüglich der Strukturen der Vektorfelder $\varphi_{vi}(x)$ werden durch die SVD die Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind, in Gruppen von Zeitkoeffizienten $a_{vi}(t)$ wiedergegeben.

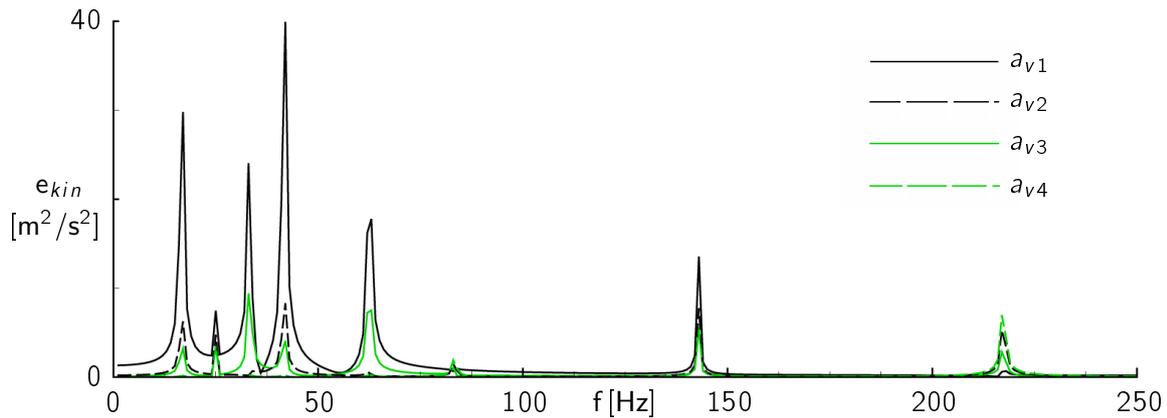


Abbildung 5.4: FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Summenvektorfeldes $s(x, t)$ mit fester Wirbelposition

In realen Strömungen ist es äußerst selten zu beobachten, entgegen der bislang getroffenen Annahme für das synthetische Summenvektorfeld $s(x, t)$, dass ein Wirbel an einer festen Position verharrt. Wirbelstrukturen bewegen sich durch das Messgebiet oder oszillieren um eine bestimmte Position. Um diesem Sachverhalt Rechnung zu tragen, wird im Folgenden das transiente Verhalten der synthetischen Vektorfelder $v_i(x)$ unter Zuhilfenahme von Verschiebungsfunktionen $g_i(t)$ modifiziert (Gln. 5.3).

$$v_{mi}(x, t) = g_i(t)v_i(x) \quad (5.3)$$

Wie in Abbildung 5.5 durch die Pfeile symbolisiert, oszilliert das auf diese Weise entstandene Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$ vertikal mit der Frequenz f_{1A} von 125 Hz und die Wirbel der Vektorfelder $v_{m2}(x, t)$ und $v_{m3}(x, t)$ bewegen sich durch das "Messgebiet". Im Fall des Vektorfeldes $v_{m2}(x, t)$ geschieht dieses vertikal von unten nach oben und im Vektorfeld $v_{m3}(x, t)$ bewegt sich der Wirbel von links nach rechts. Die Frequenz der Bewegung f_{2A} beträgt 166,67 Hz und die Frequenz f_{3A} hat einen Wert von 100 Hz. Die Wirbel im Vektorfeld $v_{m4}(x, t)$ oszillieren horizontal mit einer Frequenz f_{4A} von 250 Hz. Unter Verwendung der modifizierten Vektorfelder $v_{mi}(x, t)$ wird das bewegte Summenvektorfeld $s_m(x, t)$ generiert (Gln. 5.4).

$$s_m(x, t) = \sum_{i=1}^4 (w_i c_i(t) v_{mi}(x, t)) \quad (5.4)$$

In Abbildung 5.6 ist zu sehen, dass die SVD des modifizierten Summenvektorfeldes $s_m(x, t)$ im Vergleich mit dem ersten Summenvektorfeld $s(x, t)$ eine größere Anzahl an Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ ergibt. Es können jedoch auch in diesem Fall alle Frequenzen einem spezifischen Ursprung zugeordnet werden. Neben den acht Amplitudenspitzen, die

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

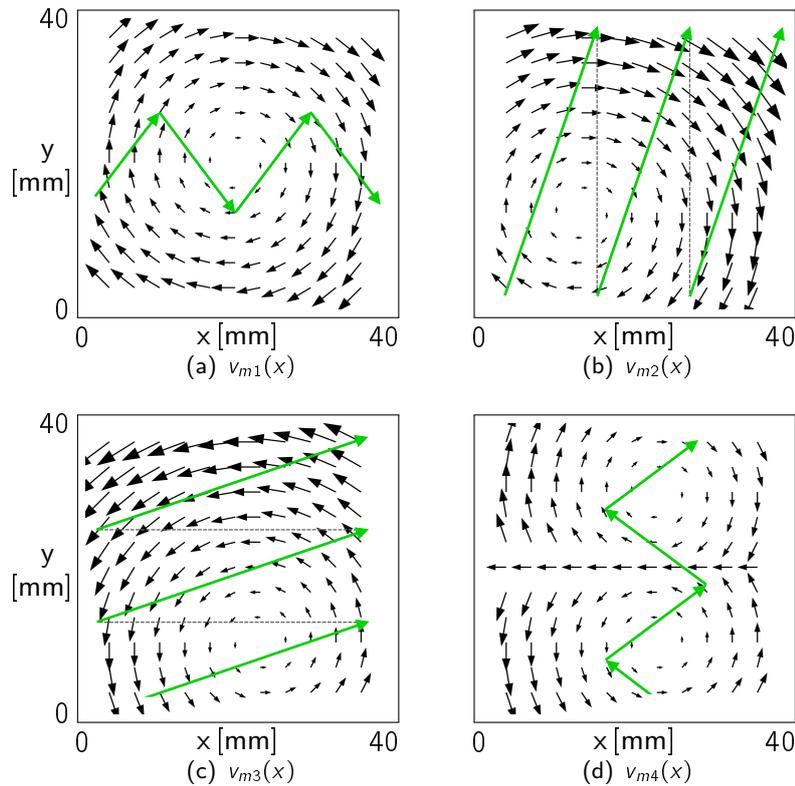


Abbildung 5.5: Synthetische Vektorfelder $v_{mi}(x, t)$ mit Wirbelbewegung (Die Wirbelbewegung $f(t)$ ist schematisch durch die grünen Pfeile dargestellt.)

die Frequenzen der Amplitudenmodulation in den Funktionen $c_i(t)$ repräsentieren (gekennzeichnet durch Dreiecke in Abb. 5.6), können auch den vier Frequenzen, verantwortlich für die Wirbelbewegung (gekennzeichnet durch Kreise in Abb. 5.6), Amplitudenspitzen zugeordnet werden. Alle anderen in den Leistungsspektren auftretenden Amplitudenspitzen sind entweder harmonische Oberfrequenzen der Frequenzen f_{iA} , die für die Wirbelbewegung verantwortlich sind (gekennzeichnet durch gestrichelte Kreise in Abb. 5.6) oder sie können einer Zweiseitenband-Amplitudenmodulation (ZSB-AM) derselben Frequenzen f_{iA} durch die Frequenzen f_{i1} und f_{i2} aus der Amplitudenmodulation in den Funktionen $c_i(t)$ zugeordnet werden (alle ungekennzeichneten Amplitudenspitzen in Abb. 5.6).

Gerade das Phänomen des Auftretens von Harmonischen in den Spektren von Zeitkoeffizienten finden sich nicht nur in den Ergebnissen dieser Arbeit wieder, sondern auch in der Literatur, z. B. bei Moreno *et al.* [115]. Für den Vergleich der Ergebnisse aus einer Modellierung reduzierten Ordnung mit Messergebnissen werden die Spektren der Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ und $a_2(t)$ von Moreno *et al.* gegenübergestellt. Darin enthalten ist eine charakteristische Frequenz, mit der Wirbelstrukturen periodisch in dem untersuchten Überschallfreistrahle auftreten und die im Text mit 4.2 kHz angegeben ist. Allerdings ergibt sich in den Spektren jeweils eine Amplitudenspitze bei 4.0 kHz. Außerdem zeichnen sich deutliche Spitzen im Spektrum bei 12 kHz und 20 kHz ab, was der 3. und 5. Harmonischen

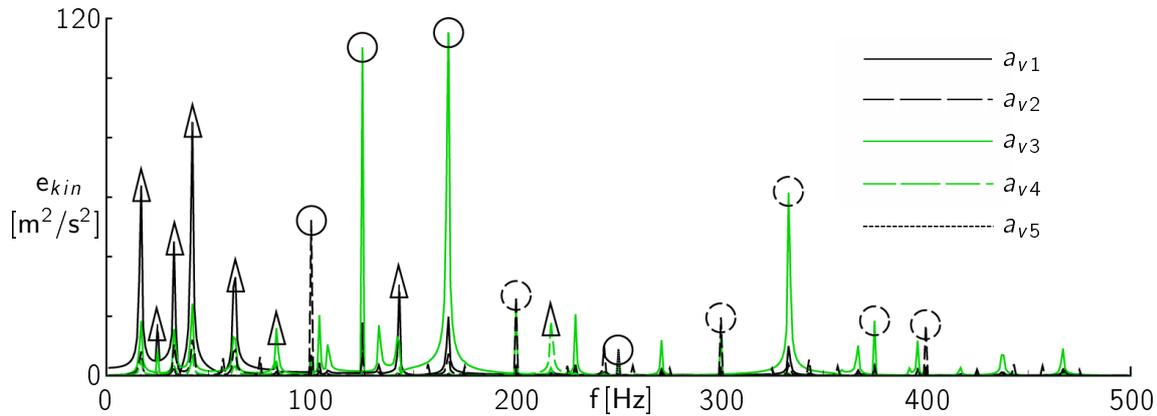


Abbildung 5.6: FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Summenvektorfeldes $s_m(x, t)$ mit Wirbelbewegung

entspricht.

Die bisherigen Ergebnisse zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich alle Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind, in den Zeitkoeffizienten wiederfinden, selbst bei einem komplexen, bewegten Vektorfeld wie dem Summenvektorfeld $s_m(x, t)$.

Für ein besseres Verständnis des Verhaltens von harmonischen Frequenzen und der ZSB-AM sollen nun die Zeitkoeffizienten $a_{v1}(t)$ und $a_{v2}(t)$ (Abb. 5.7), resultierend aus der SVD des bewegten synthetischen Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$, betrachtet werden. Die Amplitudenspitze bei 125 Hz (gekennzeichnet durch Kreise in Abb. 5.7) entspricht der Frequenz der vertikalen Wirbeloszillation im Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$. Ein zweite Amplitudenspitze ist deutlich bei 375 Hz zu erkennen (gekennzeichnet durch gestrichelte Kreise in Abb. 5.7). Diese Frequenz korrespondiert mit der dritten Harmonischen der Frequenz f_{1A} , die für die Wirbelbewegung verantwortlich ist. Die dritten harmonische Oberfrequenz ist in den Spektren enthalten, da diese Frequenz durch die FFT erzeugt wird, um die Sägezahnform der Wirbelbewegung nachbilden zu können, wie in Abb. 5.8 dargestellt.

Jeweils zwei weitere Amplitudenspitzen sind in den Leistungsspektren auf beiden Seiten der Frequenz f_{1A} vorhanden. Diese befinden sich in beiden Fällen mit einem Abstand von 16,67 Hz und 41,67 Hz von der Frequenz f_{1A} in den Spektren. Das korrespondiert mit den Werten der Frequenzen f_{11} und f_{12} aus der Funktion $c_1(t)$ (s. Tab. 5.1). Die Frequenzen f_{11} und f_{12} sind ebenfalls in den Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten $a_{v1}(t)$ und $a_{v2}(t)$ enthalten (gekennzeichnet durch Dreiecke in Abb. 5.7). Amplitudenspitzen erscheinen auch neben der dritten Harmonischen der Frequenz f_{1A} in einem Abstand der für die Vektoramplitudenmodulation verantwortlichen Frequenzen f_{11} und f_{12} . Das Auftreten von Frequenzen in der beschriebenen Form ist charakteristisch für eine ZSB-AM, was in diesem Fall durch die Interaktion zwischen der Vektoramplitudenmodulation und der vertikalen Wirbeloszillation verursacht wurde. Die ZSB-AM der Frequenz f_{1A} durch die Frequenzen f_{11} und f_{12} ist dargestellt in Abbildung 5.9.

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

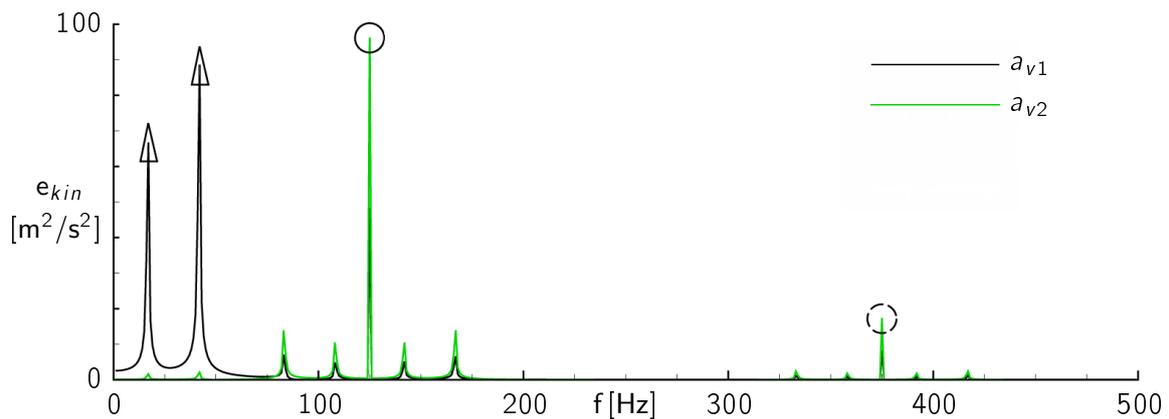


Abbildung 5.7: FFT-Leistungsspektrum der Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ der SVD des Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ mit Wirbelbewegung

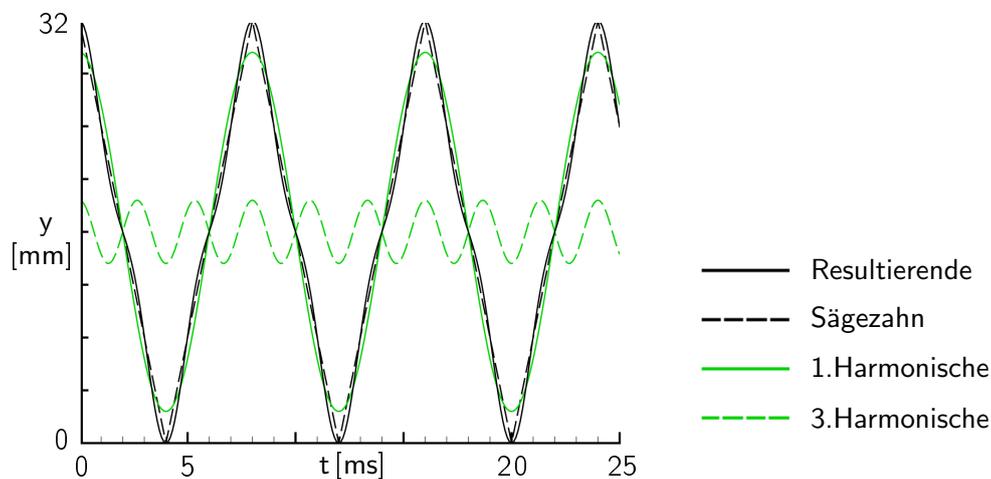


Abbildung 5.8: Beispiel für harmonische Frequenzen auf der Basis der Oszillation im Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$

Es sei noch erwähnt, dass die SVD des Summenvektorfeldes $s_m(x, t)$ fünf signifikante Eigenwerte λ_{v_i} ergibt, anstatt vier im Fall von festen Wirbelpositionen (Tabelle 5.2(b)). Die Ursache liegt mutmaßlich in dem zusätzlichen Freiheitsgrad im Vektorfeld $s_m(x, t)$ aufgrund der Wirbelbewegung. Eine ähnliche Beobachtung machen auch Régert *et al.* [136] bei ihrer Analyse einer durchlaufenden Wirbelstruktur in einem künstlich generierten Vektorfeld. Das spricht für eine Interaktion zwischen Zeit- und Rauminformationen. Für eine exakte Klärung dieser Hypothese ist eine detaillierte theoretische Analyse notwendig, die jedoch nicht Inhalt dieser Arbeit ist. Ungeachtet dessen ist es wichtig im Gedächtnis zu behalten, dass die SVD einer realen turbulenten Strömung eine größere Anzahl signifikanter räumlicher Moden identifiziert als mit ihnen assoziierte kohärente Strukturen in der Strömung vorhanden sind.

Ein weiterer Aspekt bei der Analyse von Strömungsfeldern ist die Möglichkeit, dass sich Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind, über die Zeit als veränderlich erweisen.

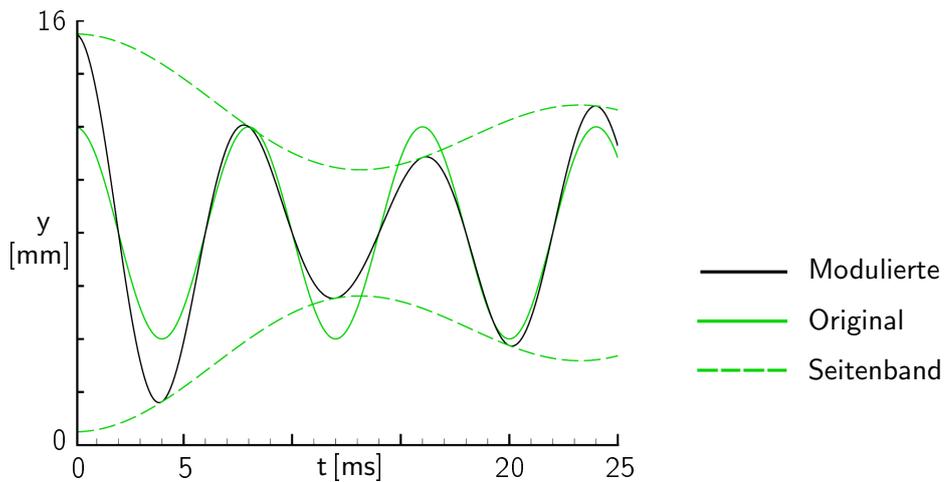


Abbildung 5.9: Beispiel für Zweiseitenband-Amplitudenmodulation auf Basis der Oszillation im Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$

(a) $s(x, t)$		(b) $s_m(x, t)$	
	Eigenvalue		Eigenvalue
1	12410.00	1	12399.00
2	859.18	2	4916.50
3	783.80	3	1641.70
4	511.79	4	629.20
5	$1.85 \cdot 10^{-11}$	5	225.13
6	$0.66 \cdot 10^{-11}$	6	$2.41 \cdot 10^{-11}$

Tabelle 5.2: Eigenwerte der SVD der Summenvektorfelder $s(x, t)$ und $s_m(x, t)$

Für eine derartige Analyse wird dem Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$ in einem bestimmten Zeitintervall eine leicht veränderte Wirbelbewegung aufgeprägt und auf diesem Weg die Frequenz f_{1A} verändert. Auch werden die Frequenzen f_{11} und f_{12} der Amplitudenmodulation in Gleichung 5.1 in unterschiedlichen Zeitintervallen variiert, sodass sich die Frequenz f_{11} in einem Bereich von 15,6 Hz bis 17,9 Hz und die Frequenz f_{12} in einem Bereich von 41,7 Hz bis 43,5 Hz bewegen.

Für die folgende Betrachtung der Ergebnisse ist es erforderlich, die zeitliche Entwicklung der Zeitkoeffizienten darstellen zu können. Dazu ist es notwendig, nicht die gesamten Zeitkoeffizienten $a_{vi}(t)$ zu transformieren, sondern nur Zeitreihen von jeweils 1000 Elementen. Diese werden innerhalb der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ um einen festen Betrag von 20 Elementen verschoben, wie in Abbildung 5.10 zu sehen. Auf diese Weise ergeben sich jeweils 50 Zeitreihen. Anschließend werden diese dann, wie die Zeitkoeffizienten zuvor, für die FFT durch ein Hanning-Fenster gewichtet. Mit Hilfe der resultierenden 50 Leistungsspektren ergibt sich die Möglichkeit, Aussagen über die zeitliche Entwicklung einzelner Frequenzen in den Leistungsspektren zu tätigen. Die dazu korrespondierende, anschauliche Form der Darstellung ist die von Wasserfalldiagrammen, wie sie in Abbildung 5.11 zu sehen ist. Für

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

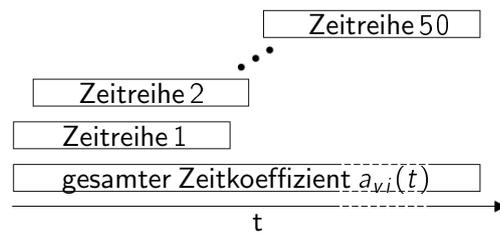


Abbildung 5.10: Schematische Darstellung der Unterteilung des Zeitkoeffizienten $a_{v_i}(t)$ in einzelne Zeitreihen

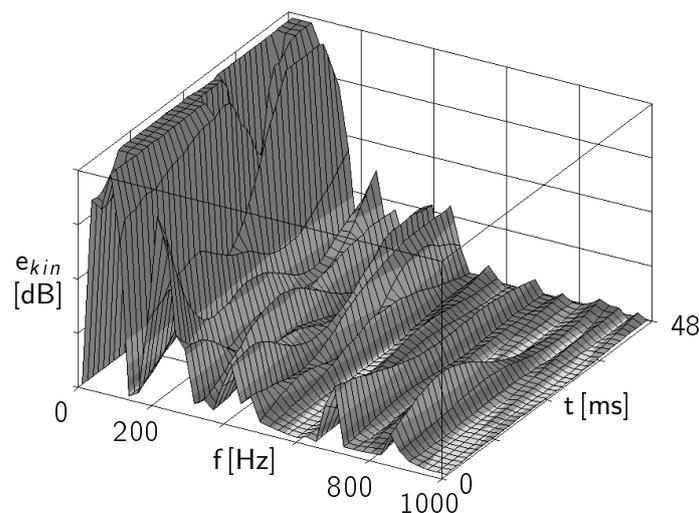


Abbildung 5.11: Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) im Bereich bis 1000 Hz (s. Kap. 6.2)

eine bessere Übersichtlichkeit sind diese Diagramme im Folgenden in Drauf- und Seitenansicht, zum Teil auch nur in der Seitenansicht dargestellt anstatt in ihrer dreidimensionalen Form wie in Abbildung 5.11.

Durch die Drauf- und Seitenansicht der Wasserfalldiagramme der Zeitkoeffizienten $a_{v_1}(t)$ und $a_{v_2}(t)$ in Abbildung 5.12 bzw. 5.13 wird deutlich, dass sich die Variationen der Frequenzen in den Ergebnissen der SVD des bewegten Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ wiederfinden. Es zeigt sich jedoch auch, dass die Änderungen der Frequenzen in den Leistungsspektren nicht zeitsynchron und nicht symmetrisch erfolgen. Als nicht zeitsynchron wird hier die nicht zeitgleiche Verschiebung der Frequenzen in den Seitenbändern der ZSB-AM mit deren zugeordneten Modulationsfrequenzen f_{11} und f_{12} bezeichnet. Diese Veränderung erfolgt auch nicht gleichförmig in den zueinander gehörenden Seitenbändern, d. h. sie erfolgt nicht symmetrisch.

Im Wasserfalldiagramm in Abbildung 5.12 zeigt sich durch die Variation in der Wirbelbewegung nicht nur die dritte Harmonische der Frequenz f_{1A} , es wird auch die zweite Harmonische bei 250 Hz ab-

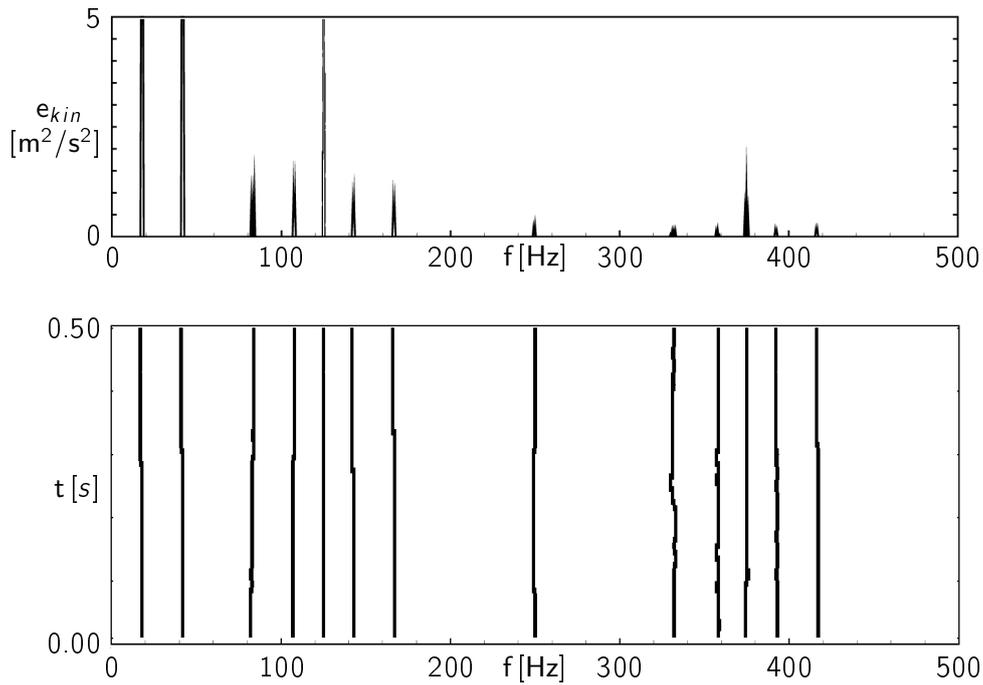


Abbildung 5.12: Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_{v_1}(t)$ der SVD des bewegten Vektorfeldes $v_{m_1}(x, t)$ mit über die Zeit variierenden Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht)

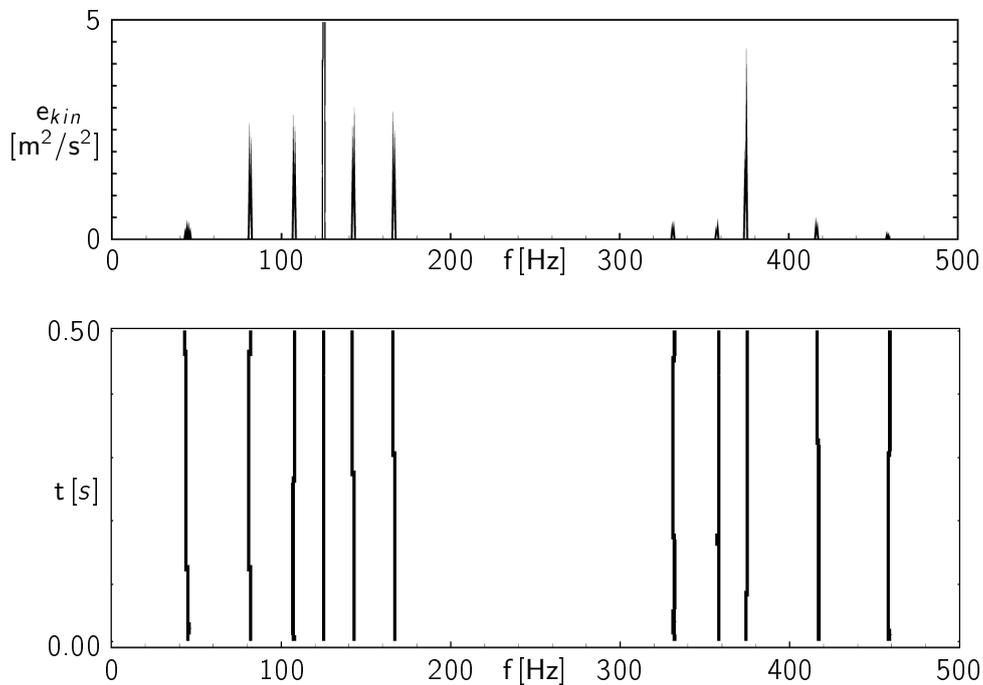


Abbildung 5.13: Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_{v_2}(t)$ der SVD des bewegten Vektorfeldes $v_{m_1}(x, t)$ mit über die Zeit variierenden Frequenzen, die charakteristisch für das transiente Verhalten sind (oben: Seitenansicht, unten: Draufsicht)

5 Untersuchung analytischer Strömungsfelder

gebildet, ohne dass sie jedoch einer Amplitudenmodulation unterliegt. Des Weiteren ändert sich die Frequenz der zweiten und dritten Harmonischen über die Zeit im Gegensatz zur Frequenz f_{1A} . Das Gleiche ist in Abbildung 5.13 für die Frequenz f_{1A} und deren dritte Harmonische zu beobachten. Auffällig an diesem Wasserfalldiagramm ist das Fehlen der Frequenz f_{11} und dass die Veränderung f_{12} über die Zeit anders erfolgt als in Abbildung 5.12. Außerdem führt die Variation der einzelnen Frequenzen im Wasserfalldiagramm des Zeitkoeffizienten $a_{v2}(t)$ dazu, dass die Harmonische nur einer Einseitenband-Amplitudenmodulation (ESB-AM) der Frequenz f_{11} unterliegt. Bei der Amplitudenmodulation durch die Frequenz f_{12} ergibt sich eine Seitenbandfrequenz, deren Wert der zweiten Harmonischen der Frequenz f_{12} entspricht.

Es zeigt sich hier wie bei dem vorangegangenen Beispiel: Mit größer werdenden Komplexität der zu untersuchenden Vektorfelder werden auch die Ergebnisse der SVD komplexer und eine Zuordnung der einzelnen Frequenzen zu ihren Ursachen wird schwieriger. Dennoch lassen sich in allen Fällen die durch deterministische Schwankungen hervorgerufenen Frequenzen eindeutig mittels SVD identifizieren. Es ist allerdings nicht möglich eine direkte Korrelation zwischen Strömungsstrukturen und deren Frequenzen zu ermitteln, denn dazu sind zusätzliche Informationen notwendig. Trotzdem ist es möglich mittels des vorgestellten Verfahrens reale, turbulente Strömungen zu analysieren, wie es im Kapitel 6.2 demonstriert wird.

6 Untersuchung realer Strömungen

6.1 Messung am Aktivkanalprüfstand

Nachdem künstlich generierte Schwankungsphänomene in analytischen Vektorfeldern identifiziert werden konnten, soll nun gezeigt werden, dass künstlich generierte Strömungsschwankungen in einer realen Strömung nachweisbar sind. Besonderes Augenmerk wird dabei auf den Nachweis gerichtet, ob die Auswirkungen von Schwankungsphänomenen auch in einem größeren Abstand von ihrem Entstehungsort identifizierbar bleiben. Auch soll geklärt werden, inwieweit künstlich generierte und damit deterministische Strömungsschwankungen das Turbulenzniveau beeinflussen, denn es gibt Hinweise darauf, dass kohärente Strukturen einen großen Anteil an der Standardabweichung des Geschwindigkeitssignals haben [22, 29], die als Turbulenzintensität σ_u zur Beurteilung der Turbulenz in der Strömung dient (s. Kap. 4.1.5).

6.1.1 Experimenteller Aufbau

Für die Untersuchung von definierten Strömungsschwankungen in einer turbulenten Strömung dient der für diesen Zweck konzipierte Aktivkanalprüfstand, der in Abschnitt 3.2.4 vorgestellt wurde. Am Aktivkanalprüfstand können bewusst Schwankungen mit einem periodisch schwingenden Klappenelement in die Strömung eingeleitet werden, wofür einen Klappenschwinger entwickelt wurde, der Schwingungen bis 1500 Hz und eine Klappenamplitude bis zu 5 mm realisieren kann.

Die Ansteuerung des Klappenschwingers erfolgte durch einen Schwingungserreger bzw. Shaker, wie in Abschnitt 3.2.4 beschrieben. Der ausgewählte Schwingungserreger S 502 der Firma TIRA Maschinenbau GmbH ist ein elektrodynamischer Antrieb, der in einem breiten Frequenzbereich arbeitet. Zusammen mit dem eingesetzten Verstärker vom Typ BAA 60 wird das System als Schwingprüfanlage TV 50018 bezeichnet. Die Form der Schwingung des Klappenschwingers wurde mit Hilfe des Funktionsgenerators HIOKI 7075 vorgegeben.

Die Amplitude des Klappenschwingers wurde mit dem berührungslosen Laser-Triangulations-Wegsensor vom Typ optoNCDT ILD 2220-200 der Firma Micro-Epsilon erfasst, der zu diesem Zweck einen Laserpunkt auf eine zu messende Oberfläche projiziert. Das von der Bauteiloberfläche reflektierte Licht des Lasers wird von einer Empfangsoptik auf ein positionsempfindliches Element abgebildet. Verschiebt

6 Untersuchung realer Strömungen

sich die Position des Laserpunktes aufgrund einer Bauteilbewegung wird diese Veränderung auf dem Empfangselement registriert und ausgewertet, sodass eine Aussage über die Auslenkung des Bauteils getroffen werden kann. Der Sensor arbeitet mit einer Messrate von 20 kHz und einer räumlichen Auflösung von 3 μm .

Die sich aufgrund der schwingenden Klappe einstellenden Strömungsschwankungen wurden sowohl mit 1D-CTA (s. Kap. 6.1.2) als auch mit 2D-PIV (s. Kap. 6.1.3) erfasst, um eine Vergleichsbasis zu schaffen. Für die Untersuchung definierter Strömungsschwankungen in einer turbulenten Strömung mittels CTA wurde das MiniCTA Anemometer Package 54 T 36 der Firma Dantec Dynamics verwendet.

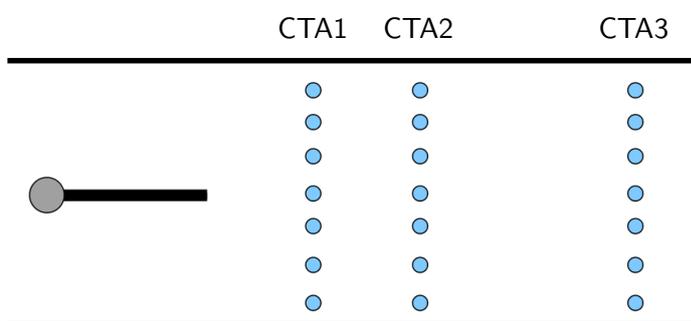
Ein HS-PIV-System wurde für die PIV-Messungen eingesetzt, das ebenso von der Firma Dantec Dynamics stammt. Die technischen Spezifikationen des HS-PIV-Systems waren die folgenden:

- Laser Darwin-Duo (von New Wave Research): Doppelpuls, Dioden gepumpter, Frequenz verdoppelter ND:YFL-Laser, 527 nm, 10 mJ bei 1 kHz pro Puls
- High Speed Kamera (IDT iNanoSense): bildverstärkte CMOS Kamera mit einer Auflösung von 1280 x 1024 Pixel bei 1 kHz.

Die drei Messpositionen der CTA-Sensorik befinden sich in einem Abstand von 22,5 mm, 45 mm und 90 mm vom Klappenende. Diese wurden äquivalent zu markanten Stellen in der Ansaugstrecke bzw. des Zylinderkopfes des 1.6l FSI Motors von Volkswagen gewählt, dessen Zylinderkopf am DOP/TOP vermessen wurde (s. Kap. 6.2). Die Sensorposition CTA 2 mit einem Abstand von 45 mm vom Klappenende entspricht dem Mittelpunkt des geringsten Querschnittes im Ventilsitz. Die Hälfte zwischen Klappenende und Ventilsitz wurde als erste Position (CTA 1) des CTA-Sensors gewählt. Die dritte Position CTA 3 entspricht dem halben Hub auf der Zylinderhochachse (Abb. 6.1(b)). An den einzelnen Messpositionen wurde die Strömungsgeschwindigkeit an sieben verschiedenen, äquidistanten Stellen über dem Kanalquerschnitt erfasst. Der Abstand zwischen den Messstellen beträgt 5 mm, sodass die Auswirkungen der Klappenschwingungen auf die Strömung über dem gesamten Kanalquerschnitt erfasst werden können. In Summe wurde die Strömungsgeschwindigkeit somit an 21 Messstellen im Ansaugkanal zeitaufgelöst erfasst, gemäß Abbildung 6.1(a).

Beide Arten von Messungen wurden bei einem konstanten Massenstrom von 109 kg/h und bei neun verschiedenen Frequenzen durchgeführt. Die Klappe wurde sinusförmig angeregt. In Tabelle 6.1 sind die Frequenzen und die dazugehörigen, vom Shaker maximal übertragbaren Amplituden der jeweils 11 durchgeführten Messungen dargestellt. Bei den Frequenzen f_{K10} und f_{K11} handelt es sich um Resonanzfrequenzen, die durch eine breitbandige Anregung des Klappenschwingers (Periodic Chirp) ermittelt wurden.

Bei allen CTA-Messungen wurde das Mini-CTA-Messsystems mit einer Abtastfrequenz von 3 kHz betrieben. Die Anzahl der gemessenen Momentangeschwindigkeiten wurde mit 6000 Werten pro



(a) Positionierung der CTA-Sensoren.



(b) Äquivalente Position.

Abbildung 6.1: Schematische Darstellung der Positionierung der CTA-Sensoren und deren äquivalente Positionierung.

i	Frequenz f_{Ki} [Hz]	Amplitude s_{Ki} [mm]
1	250	2.58
2	300	1.64
3	300	1.40
4	300	1.00
5	320	0.72
6	340	0.45
7	360	0.33
8	380	0.28
9	400	0.23
10	463	0.14
11	647	0.06

Tabelle 6.1: Spezifikation der Frequenzen f_{Ki} und ihrer Amplituden s_{Ki} am Klappenschwinger für die Messungen am Aktivkanalprüfstand

6 Untersuchung realer Strömungen

Messpunkt festgelegt. Die Auswertung der Messwerte, durchgeführt mit Hilfe der Auswertesoftware des Mini-CTA-Systems, ergibt die am Messpunkt vorliegende zeitaufgelöste Geschwindigkeit und die dazugehörige Turbulenzintensität σ_u . Weiterhin ermöglicht es die Auswertesoftware, die Momentangeschwindigkeiten mittels FFT in Form eines Leistungsspektrums darzustellen. Die maximale Frequenz, die in einer FFT enthalten ist, wird auch hier durch das Shannon-Nyquist-Kriterium festgelegt und korrespondiert mit der halben Aufnahmefrequenz. In Abhängigkeit von der eingestellten Abtastfrequenz von 3 kHz ergibt sich für die Leistungsspektren somit ein Frequenzbereich bis 1.5 kHz. Bei den PIV-Messungen wurden 3000 Strömungsfelder mit einer Frequenz von 1 kHz erfasst. Daraus ergibt sich für die Darstellung der Ergebnisse in Form von Leistungsspektren eine Maximalfrequenz von 500 Hz.

6.1.2 Erfassung von Strömungsschwankungen in der Kanalströmung mittels CTA

Die Auswertung der verschiedenen Messungen zeigt, dass es durch die Anregung des Klappenschwingers mit einer festgelegten Frequenz f_{K_i} zu einer Erhöhung der Turbulenzintensität σ_u in der Kanalströmung kommt. Infolge dessen kommt es zu einer erwarteten Erhöhung des Turbulenzniveaus aufgrund der Erzeugung zusätzlicher Strömungsstrukturen durch die Klappenschwingungen, was die Annahme bestätigt, dass deterministische Schwankungsphänomene die Höhe des Turbulenzniveaus beeinflussen.

In Abbildung 6.2 sind die Auswirkungen der Klappenschwingungen auf das Turbulenzniveau für die Anregungsfrequenzen f_{K_1} und f_{K_2} im Vergleich zu einer Klappe in Ruhe für die Sensorposition CTA 1 dargestellt. Es zeigt sich, dass sich die Turbulenzintensität σ_u mit größer werdender Ansteuerfrequenz f_{K_i} verringert.

Des Weiteren ergibt sich aus der Auswertung der Messungen 2 bis 4, die jeweils bei einer Ansteuerfrequenz f_{K_i} von 300 Hz durchgeführt wurden, dass die Erhöhung des Turbulenzniveaus mit zunehmender Klappenamplitude s_{K_i} stärker ausfällt (Abb. 6.3). Die Amplitude s_{K_i} der Klappe betrug jeweils 1.64 mm, 1.40 mm bzw. 1.00 mm. Die Verläufe der Turbulenzintensität σ_u zeigen, dass sich bei gleicher Anregungsfrequenz des Klappenschwingers und unterschiedlichen Klappenamplituden das größere Turbulenzniveau bei der größeren Schwingungsamplitude einstellt.

In Abbildung 6.4 kann man anhand der Werte für die Turbulenzintensität σ_u an den entlang des Kanals verteilten Messpositionen erkennen, dass die von der Klappe künstlich generierten Strukturen mit der Strömung weitergetragen werden. Dabei weiten sich die durch die Klappenschwingung generierten Strömungsstrukturen über den Kanalquerschnitt mit zunehmendem Abstand vom Klappenende aus. Das führt zu einer Annäherung des Profils der Turbulenzintensität σ_u an eine Gleichverteilung. Auch sorgt das Dissipieren eines Teils der Energie, die in den erzeugten Strömungsstrukturen enthalten ist, für das Absinken des gemessenen Turbulenzniveaus.

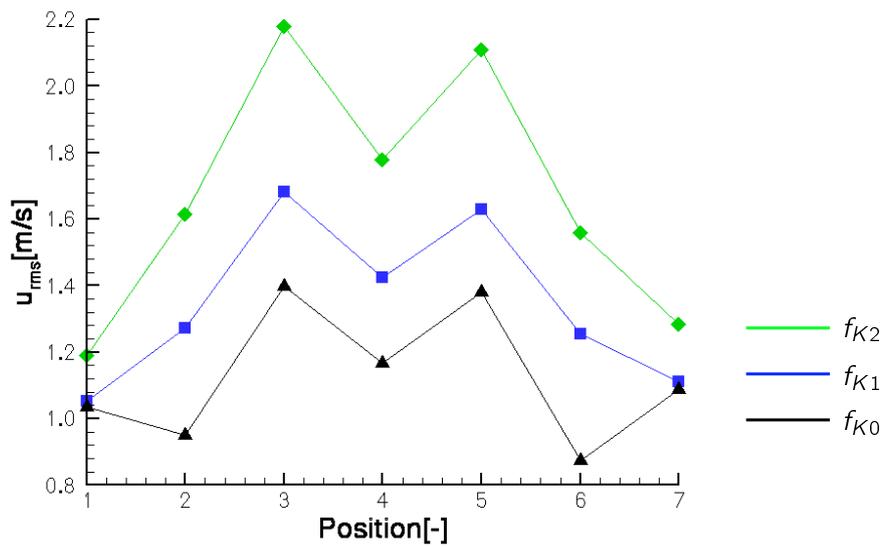


Abbildung 6.2: Turbulenzintensität σ_u bei Klappe in Ruhe und den Anregungsfrequenzen $f_{K1} = 300$ Hz und $f_{K2} = 250$ Hz

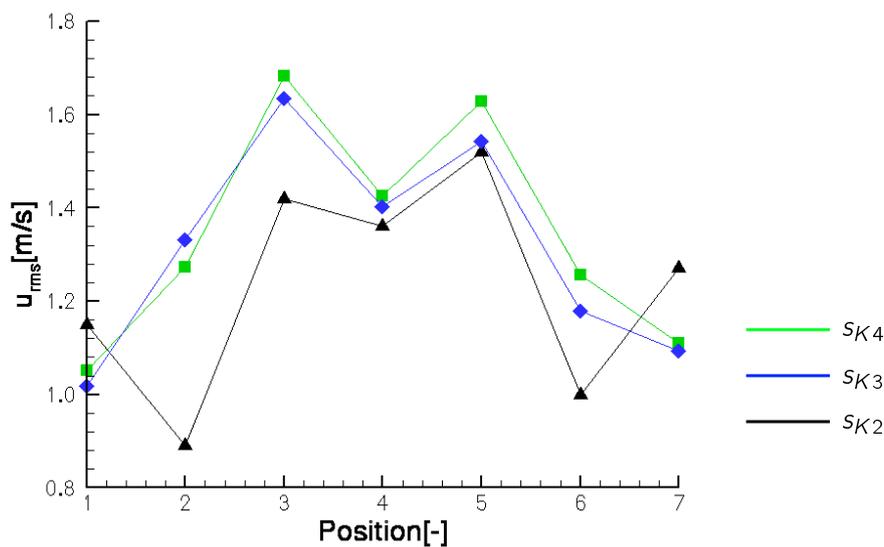


Abbildung 6.3: Turbulenzintensität σ_u an CTA-Position 1 bei einer Anregungsfrequenz von 300 Hz und unterschiedlich großen Klappenamplituden $s_{K2} = 1.00$ mm, $s_{K3} = 1.40$ mm und $s_{K4} = 1.64$ mm

6 Untersuchung realer Strömungen

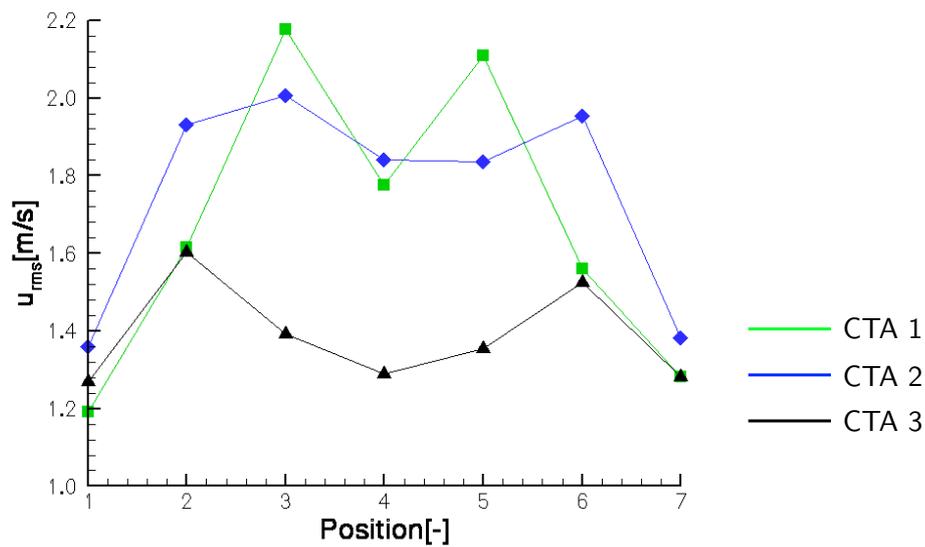


Abbildung 6.4: Turbulenzintensität σ_u an den Positionen CTA 1, 2 und 3 bei einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz

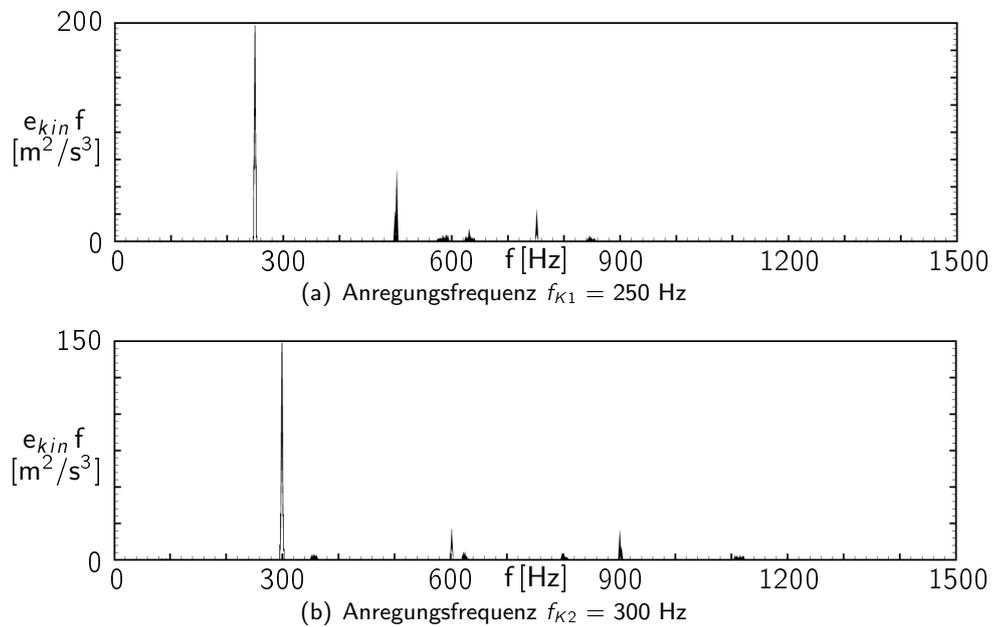


Abbildung 6.5: Wasserfalldiagramm der Messungen an Position CTA 1 und Messstelle 3 bei einer Anregungsfrequenz $f_{K1} = 250$ Hz bzw. $f_{K2} = 300$ Hz (Wasserfalldiagramm Seitenansicht)

Die Frequenzen der in der Strömung auftretenden Schwankungen (s. Kap. 2.3.2) können anhand einer FFT der gemessenen Momentangeschwindigkeiten ermittelt werden. Die FFT liefert in diesem Fall aber nur lokale Informationen zum Schwankungsverhalten der Strömung, die in Form von Leistungsspektren dargestellt werden und als Wasserfalldiagramme angeordnet sind, wie in Kapitel 5 erläutert. Jede der für diesen Zweck gebildeten Zeitreihen besteht aus 1024 Elementen. Die Verschiebung zwischen den einzelnen Zeitreihen beträgt 50 Elemente und die Wichtung derselben erfolgt wiederum mit einem Hanning-Fenster.

Im Gegensatz zur Analyse der synthetischen Vektorfelder enthält die reale Messung auch stochastische Anteile, verursacht durch Messfehler und stochastisch auftretende Strömungsphänomene. Die mit den stochastischen Anteilen korrespondierenden Frequenzen werden für die weitere Analyse in den Leistungsspektren nicht dargestellt. Dafür werden sie von solchen Frequenzen in der Auswertung getrennt, die als deterministisch eingestuft werden. Als Unterscheidungskriterium dient, ob sich Amplitudenspitzen bei einer Frequenz im Wasserfalldiagramm über die gesamte Messzeit zeigen oder ob diese nur zeitweise in den Spektren auftreten. Die Frequenzen, bei denen über die gesamte Zeit Amplitudenspitzen im Leistungsspektrum enthalten sind, werden als deterministisch auftretende Frequenzen eingestuft. Dieser Schritt vervollständigt das im Kapitel 5 eingeführte Auswerteverfahren.

Für die Messungen 1 und 2 an der Messposition CTA 1 und der Messstelle 3 (Abb. 6.5(a) und 6.5(b)) zeigen sich in den Leistungsspektren die größten Amplitudenspitzen jeweils bei den Frequenzen f_{K_i} , mit denen die Klappe angeregt wird. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass der fremderregte Klappenschwinger, wie erwartet, Strömungsschwankungen mit der gleichen Frequenz erzeugt, mit der der Klappenschwinger betrieben wird. Diese Amplitudenspitzen finden sich in allen Leistungsspektren der 21 Messstellen wieder, auch in den sieben an der Messposition CTA 3. Es wird deutlich, dass sich Strömungsschwankungen über einen weiten Bereich fortpflanzen und ihre charakteristischen Frequenzen von ihrem Entstehungsort entfernt nachgewiesen werden können.

Weitere Amplitudenspitzen zeigen sich in beiden Spektren bei den Frequenzen harmonischer Oberschwingungen der jeweiligen Anregungsfrequenz f_{K_i} bzw. der Frequenz der Strömungsschwankung. In den dargestellten Fällen betrifft das jeweils die zweite und die dritte Harmonische für die Anregungsfrequenzen f_{K_1} von 250 Hz und f_{K_2} von 300 Hz (Abb. 6.5(a), 6.5(b)), d. h. bei 500 und 750 Hz bzw. 600 und 900 Hz zeigen sich Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren.

Darüber hinaus sind nur noch wenige weitere Amplitudenspitzen in Abbildung 6.5(a) und 6.5(b) vorhanden, deren Amplituden im Gegensatz zu den Amplituden der Anregungsfrequenz f_{K_i} und ihrer Harmonischen sehr gering sind. Unter den Frequenzen, die Amplitudenspitzen in den Spektren aufweisen, sind keine, die für eine Amplitudenmodulation charakteristisch sind. Daraus folgt, dass es weder zu einer gegenseitigen Beeinflussung der vorhandenen Strömungsschwankungen untereinander noch zu einer Interaktion mit der gezielt generierten Strömungsschwankung kommt.

Eine Frequenz ist in beiden Diagrammen der Abbildung 6.5 mit Amplitudenspitzen vertreten. Zur

6 Untersuchung realer Strömungen

Bestimmung des Ursprungs der Strömungsschwankung wird die Strouhalzahl Sr entsprechend Gleichung 4.19 verwendet. Diese ist, wie in Kapitel 4.1 dargestellt, die dimensionslose Schlüsselkennzahl im Zusammenhang mit Strömungsstrukturen mit periodischen Eigenschaften und kommt hier zur Anwendung für die Bestimmung der Frequenz der Wirbelablösung an einem Hindernis in der Strömung. Es wird angenommen, dass die betrachtete Frequenz durch die Ablösung an der Klappenachse verursacht wird. Bei der Klappenachse handelt es sich um einen kreisrunden, starren Zylinder. Im Fall einer rechtwinkligen Anströmung der Klappenachse an einer festen Position kann man der Literatur entnehmen, dass die Strouhalzahl Sr einen konstanten Wert von ≈ 0.2 für Reynoldszahlen Re bis 200 000 hat [60, 121]. Die Reynoldszahl Re ist im betrachteten Fall mit ca. 40 000 deutlich kleiner als 200 000. Unter den gegebenen Randbedingungen (Massenstrom von 109 kg/h, Kanalquerschnitt von ca. 16 cm², Klappenachsendurchmesser von 5.0 mm) ergibt sich eine Ablösefrequenz von 630 Hz. Sowohl in Abbildung 6.5(a), als auch in Abbildung 6.5(b) entspricht die ermittelte Ablösefrequenz der betrachteten Frequenz in den Leistungsspektren. Es ist nicht gelungen, die weiteren Frequenzen auf diese Weise einer Ursache zuzuordnen.

Schließlich sei noch angemerkt, dass sich die Amplitudenspitzen der Anregungsfrequenz f_{Ki} und deren harmonische Oberfrequenzen bei einer Anregung unterhalb einer Klappenamplitude s_{Ki} von 0.1 mm nicht mehr von anderen Amplitudenspitzen im Leistungsspektrum abheben. Das korrespondiert mit den Verläufen der Turbulenzintensität σ_u , bei denen ebenfalls keine Erhöhung des Turbulenzniveaus bei Klappenamplituden s_{Ki} kleiner 0.1 mm feststellbar ist.

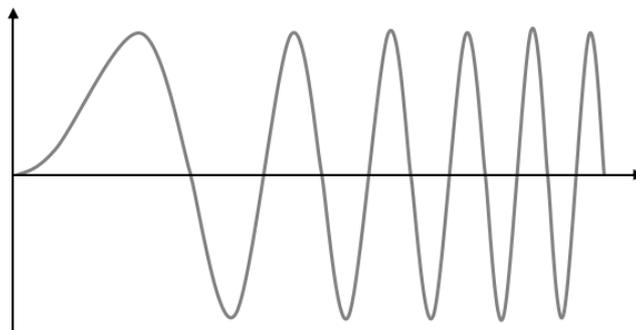


Abbildung 6.6: Schematische Darstellung eines Gleitsinus

Zusätzlich zu den Messungen mit einer festen Anregungsfrequenz f_{Ki} wurden die Auswirkungen einer sich leicht verändernden Anregungsfrequenz untersucht, wofür der Klappenschwinger mit einem Gleitsinus angesteuert wurde. Die Anregungsfrequenz f_{KG} wurde, wie in Abbildung 6.6 zu sehen, für diese Messung von 295 Hz auf 305 Hz innerhalb der Messzeit erhöht. Die Generierung des Signals erfolgte mit dem Funktionsgenerator eines Brüel & Kjær-Messsystems, da mit dem ansonsten verwendeten Funktionsgenerator HIOKI 7075 kein Gleitsinus erzeugt werden kann. Die Klappenamplitude s_{KG} für diese Messung betrug 1.40 mm.

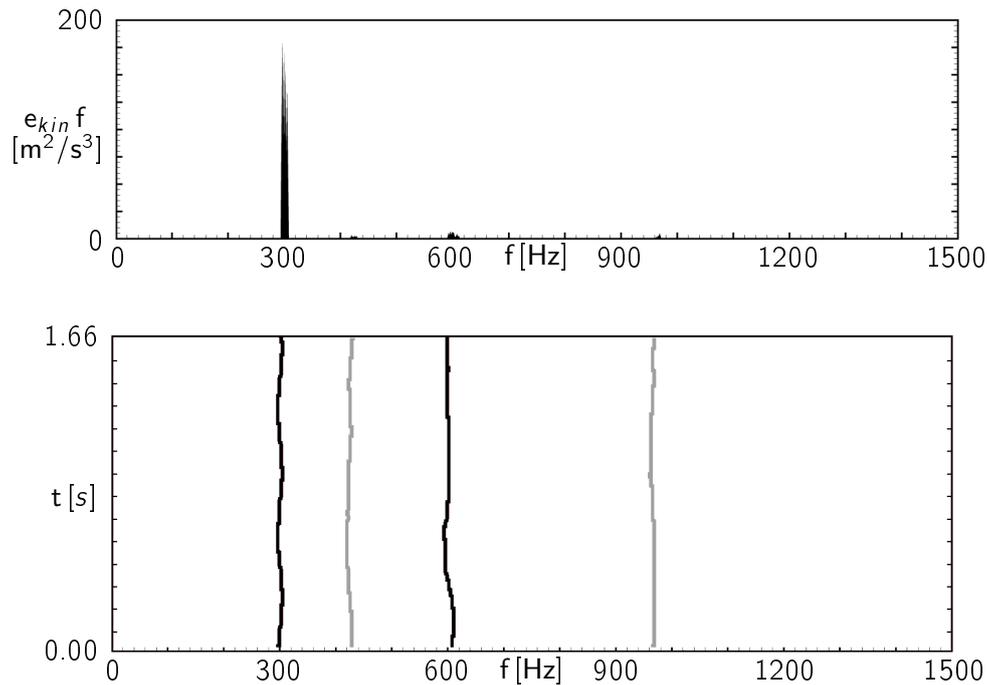


Abbildung 6.7: Wasserfalldiagramm der Messung an Position CTA 1 und Messstelle 3 bei einer Anregungsfrequenz f_{KG} von 295 Hz bis 305 Hz und einer Klappenamplitude s_{KG} von 1.40 mm (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)

In den Leistungsspektren aus der Messung an der Position CTA 1 und der Messstelle 3, die in Abbildung 6.7(a) in der Seitenansicht des Wasserfalldiagramms dargestellt sind, zeigt sich bei der Variation der Anregungsfrequenz f_{KG} nicht eine einzelne Amplitudenspitze wie bei den Messungen mit fester Anregungsfrequenz f_{Ki} , sondern es gibt mehrere Amplitudenspitzen im Bereich der Frequenz des Gleitsinus. Auf diese Weise zeigt sich, wie schon bei der Betrachtung der analytischen Strömungsfelder in Kapitel 5 in den Abbildungen 5.12(a) und 5.13(a), die Präsenz von geringen Schwankungen in den untersuchten Frequenzen. In der Draufsicht des Wasserfalldiagramms in Abbildung 6.7(b) lässt sich die sinusförmige Änderung der Anregungsfrequenz f_{KG} während der Messung gut verfolgen. Daraus lässt sich schlussfolgern, dass in den Leistungsspektren das Schwankungsverhalten einzelner Strömungsphänomene exakt wiedergegeben wird.

Wie schon im Fall der Ansteuerung mit einer festen Anregungsfrequenz f_{Ki} zeigen sich in den Leistungsspektren in Abbildung 6.7 auch Amplitudenspitzen im Bereich der zweiten harmonischen Oberfrequenz, d. h. bei 600 Hz. In der Seitenansicht (Abb. 6.7(a)) handelt es sich auch in diesem Fall nicht um eine Amplitudenspitze, sondern um mehrere. Betrachtet man die Draufsicht der Leistungsspektren (Abb. 6.7(b)), wird für die harmonische Oberfrequenz nur bis ungefähr zur Mitte des Wasserfalldiagramms eine sinusförmige Änderung der Frequenz dargestellt. In diesem Bereich ist die Schwankung der harmonischen Oberfrequenz im Vergleich mit der Schwankung der Anregungsfrequenz f_{KG} phasenverschoben und die Schwingungsamplitude größer. Anschließend verläuft die Frequenz nahezu linear mit einer Änderung des Frequenzwertes. Das Verhalten lässt sich dadurch erklären, dass sich

6 Untersuchung realer Strömungen

hier zwei Strömungsphänomene überlagern. Zunächst überlagern sich die beiden Schwingungen in der Strömung derart, dass sie eine Verstärkung der sinusförmigen Änderung der Frequenz in den Leistungsspektren generieren. Mit Fortschreiten der Messzeit geraten die Strömungsphänomene aus ihrer gemeinsamen Phasenlage und erzeugen durch eine gegenphasige Lage ein nahezu lineares Verhalten in der zweiten Hälfte der Messung, das durch den oberen Teil der Draufsicht im Wasserfalldiagramm (Abb. 6.7(b)) repräsentiert wird. Als potentieller Ursprung der sich mit der zweiten Harmonischen überlagernden Strömungsschwankung wird die Ablösung an der Klappenachse angenommen, die eine Ablösefrequenz knapp oberhalb 600 Hz erzeugt.

Vergleicht man nun die Messung, deren Anregungsfrequenz f_{KG} ein Gleitsinus ist, mit einer Messung mit einer festen Anregungsfrequenz f_{K3} bei jeweils der gleichen Klappenamplitude s_{K3} von 1.40 mm bezüglich der Turbulenzintensität σ_u gibt es keine nennenswerten Unterschiede bei den Werten in den verschiedenen Messstellen zu verzeichnen. Die auftretenden Abweichungen in den Messungen liegen innerhalb der Messungenauigkeit.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass durch die Anregung eines Klappenschwingers Strömungsstrukturen erzeugt werden, deren in den Leistungsspektren auftretende charakteristische Frequenz mit der Anregungsfrequenz f_{Ki} übereinstimmt. Diese Schwankungen in der Strömung erzeugen in den Leistungsspektren auch Amplitudenspitzen bei harmonischen Oberfrequenzen. Weiterhin sind sie an allen Messstellen nachweisbar, selbst wenn sich diese in einiger Entfernung vom Entstehungsort der Strömungsschwankung befinden. Außerdem kann durch die Anregung der Strömung durch eine bestimmte Frequenz das Turbulenzniveau der Strömung angehoben werden. Im Fall der Messungen am Aktivkanalprüfstand waren dafür Klappenamplituden des fremderregten Klappenschwingers s_{Ki} größer als 0.1 mm notwendig. Des Weiteren konnte unter Verwendung der Strouhalzahl Sr der Ursprung eines Schwankungsphänomens anhand seiner charakteristischen Frequenz ermittelt werden. Hierbei handelt es sich um die Ablösung an der Klappenachse des Klappenschwingers.

6.1.3 Erfassung von Strömungsschwankungen in der Kanalströmung mittels PIV

Nach der Auswertung der lokalen Informationen, die sich aus den CTA-Messungen ergeben, wurden am Aktivkanalprüfstand PIV-Messungen durchgeführt, um die Ergebnisse aus den vorangegangenen Messungen an globalen Daten zu bestätigen. Für die Auswertung wurde das an den analytischen Strömungsfeldern eingeführte und erprobte Verfahren angewendet, um es auf diese Weise weiter zu verifizieren. Dem Vorgehen aus Kapitel 5 entsprechend, werden die Geschwindigkeitsfelder aus den PIV-Messungen mittels SVD in räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und korrespondierende Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zerlegt. Die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ werden in Zeitreihen von je 1024 Elementen unterteilt, die im Weiteren mit einem Hanning-Fenster gewichtet und anschließend einer FFT unterzogen werden. Die Differenz zwischen den Zeitreihen beträgt jeweils 50 Elemente. Die Ergebnisse aus der FFT werden ebenso in Wasserfalldiagrammen dargestellt. Wie schon bei der Auswertung der CTA-Messungen

werden die mit den stochastischen Anteilen korrespondierenden Frequenzen in der Darstellung der Leistungsspektren nicht berücksichtigt. Das Unterscheidungskriterium ist dabei das gleiche, sodass sich dadurch außerdem Zeitkoeffizienten ergeben, die nur den deterministischen Anteil der ursprünglichen Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ enthalten. Diese werden im Weiteren deterministische Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ genannt.

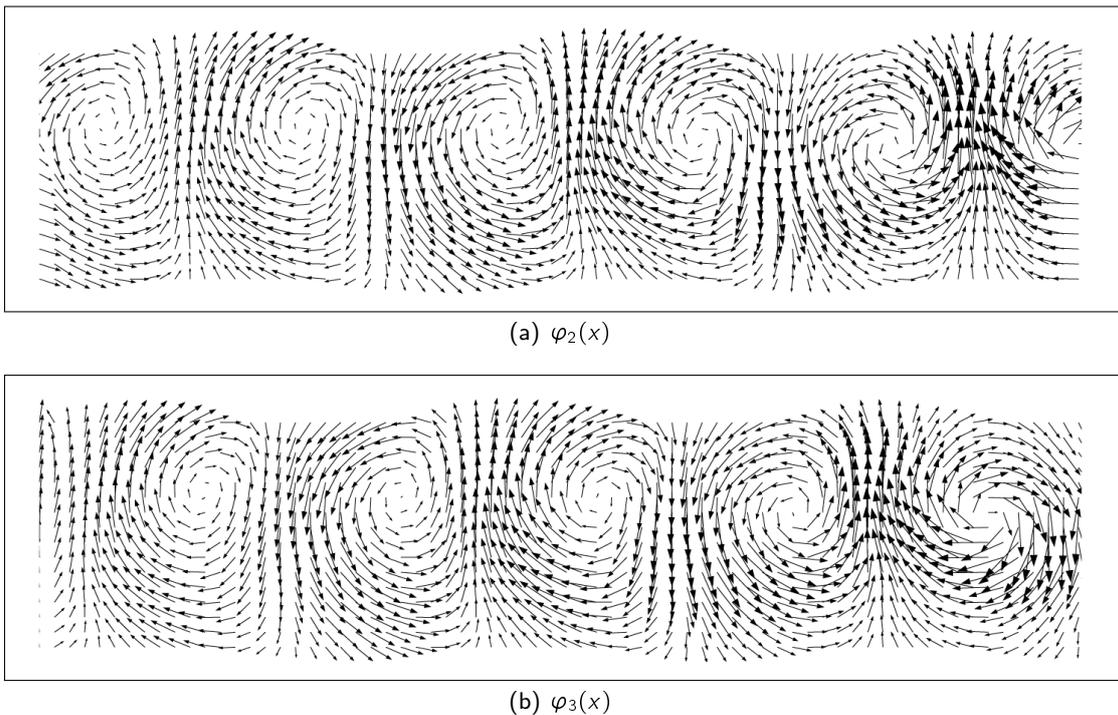
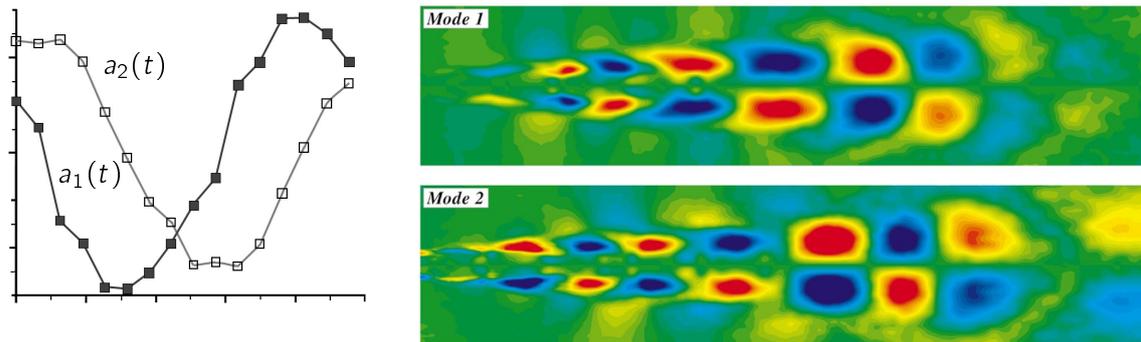


Abbildung 6.8: Räumliche Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ der Messung mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz

Die aus der SVD resultierenden räumliche Moden $\varphi_i(x)$ bestätigen die Aussagen, die im Kapitel 5 in Bezug auf die räumliche Moden $\varphi_{vi}(x)$ der künstlichen Vektorfelder getroffen wurden. So gibt der erste räumliche Mode $\varphi_1(x)$ das zeitgemittelte Geschwindigkeitsfeld wieder und die folgenden räumlichen Moden $\varphi_i(x), i = 2, 3, \dots$ enthalten die Informationen, die notwendig sind, um die Schwankungsbewegung der Strömung zu generieren.

Dabei ist bemerkenswert, dass sich die räumlichen Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ (Abb. 6.8) in ihrer Struktur sehr ähneln, abgesehen von der Tatsache, dass sie gegeneinander entlang der Kanallängsachse verschoben sind. Vergleichbare Ergebnisse zweier auf diese Weise verschobener, räumlicher Moden resultierend aus einer POD sind durch Moreno *et al.* [115] (Abb. 6.9(b)) und Régert *et al.* [136] dokumentiert. Bei Régert *et al.* ergeben sich die vergleichbaren Resultate aus der Zerlegung synthetischer Vektorfelder mit einer durchlaufenden Wirbelstruktur und aus der Messung einer laminaren Strömung, die über einer rechteckigen Aussparung strömt. Moreno *et al.* betrachten Geschwindigkeitsfelder aus

6 Untersuchung realer Strömungen



(a) Verläufe der Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ und $a_2(t)$

(b) Räumliche Moden $\varphi_1(x)$ und $\varphi_2(x)$

Abbildung 6.9: Verläufe der Zeitkoeffizienten $a_1(t)$ und $a_2(t)$ und räumliche Moden $\varphi_1(x)$ und $\varphi_2(x)$ der Axialgeschwindigkeit aus der Messung von Geschwindigkeitsfeldern eines Überschallstrahls durch Moreno *et al.* [115].

einer PIV-Messung an einem Überschallstrahl. Anders als bei Régert *et al.* ist auch eine zeitliche bzw. Phasenverschiebung im ansonsten ähnlichen Verlauf der korrespondierenden Zeitkoeffizienten dokumentiert (Abb. 6.9(a)). Das wiederum findet sich ebenso für die durch den Klappenschwinger mit der Frequenz f_{K1} angeregte Strömung in den Verläufen der Zeitkoeffizienten $a_2(t)$ und $a_3(t)$ wieder (Abb. 6.10).

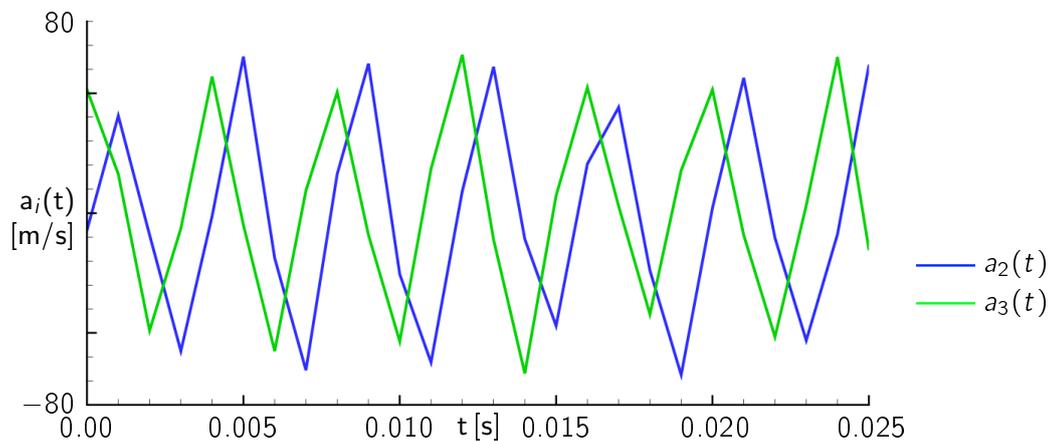


Abbildung 6.10: Zeitkoeffizientenverläufe $a_2(t)$ und $a_3(t)$ der Messung mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz

Bei Moreno *et al.* ergibt sich die korrespondierende Struktur der räumlichen Moden aus der Scherschichtinstabilität des untersuchten Freistrahls. Die Ursache für die paarweise angeordneten räumlichen Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ in den Geschwindigkeitsfeldern der Messungen am Aktivkanalprüfstand ist in der aufgeprägten Klappenschwingung zu suchen. Diese Schlussfolgerung unterstützt die Form

der Leistungsspektren der entsprechenden deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D2}(t)$ und $a_{D3}(t)$, in denen die Amplitudenspitzen bei den entsprechenden Klappenfrequenzen dominieren (Abb. 6.11). Es bestätigt sich demnach, dass sich auch bei der Auswertung globaler Daten die eingeleitete Klappenschwingung mit ihrer ursprünglichen Frequenz in der Strömung wiederfindet.

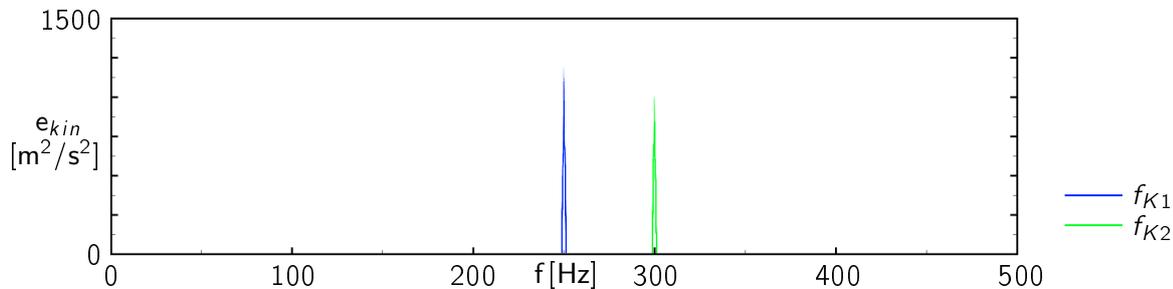


Abbildung 6.11: Wasserfalldiagramm der deterministischen Zeitkoeffizienten aus den Messungen mit einer Anregungsfrequenz von $f_{K1} = 250$ Hz und $f_{K2} = 300$ Hz (Wasserfalldiagramm Seitenansicht)

In den Leistungsspektren sind, wie bei den Ergebnissen aus der CTA-Messung, Amplitudenspitzen auch bei verschiedenen anderen Frequenzen vorhanden. Aufgrund der Dominanz der Frequenzen aus der Strömungsanregung durch den fremderregten Klappenschwinger sind diese in der gewählten Skalierung für die Seitenansicht nicht erkennbar. Eine genauere Analyse dieser Strömungsphänomene erfolgte für die vorliegende PIV-Messung nicht. Die harmonische Oberfrequenzen, die in Abbildung 6.5 zu finden sind, zeigen sich nicht in den Leistungsspektren der Abbildung 6.11, weil sie, wie die Ablösefrequenz der Grenzschicht an der Klappenachse, nicht im Frequenzbereich der Auswertung liegen.

Die Untersuchung einer realen, noch überschaubar komplexen Kanalströmung ergibt somit, dass es anhand von Daten aus CTA-Messungen und, was für die weiteren Ausführungen wichtiger ist, aus PIV-Messungen möglich ist, das instationäre Verhalten zu analysieren, Schwankungsphänomene zu identifizieren und teilweise ihrem Ursprung zuzuordnen. Im Folgenden soll nun das eigentliche Untersuchungsobjekt, die Zylinderinnenströmung, hinsichtlich seines instationären Verhaltens analysiert werden.

6.2 Messung am DOP/TOP

Nachdem in den vorherigen Kapiteln grundlegenden Erkenntnisse zu dem auf der SVD basierenden Auswerteverfahren dargestellt wurden, soll dieses nun an einer deutlich komplexeren Strömung, der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung, zur Anwendung kommen. Die Untersuchung findet an mittels Stereo-PIV am DOP/TOP gemessenen Strömungsfeldern statt. Bevor die Analyse des transienten Verhaltens der untersuchten Zylinderinnenströmung im Allgemeinen und den in der Strömung

6 Untersuchung realer Strömungen

enthaltenen Schwankungsphänomenen im Speziellen durchgeführt werden kann, wird es zunächst darum gehen, die gemessenen Momentanströmungsfelder entsprechend zu präparieren, d. h. sie aus ihren deterministischen Anteilen zu rekonstruieren.

6.2.1 Experimenteller Aufbau

Für die Visualisierung der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung wurden Messungen an dem für diesen Zweck konzipierten DOP/TOP durchgeführt, der in Abschnitt 3.2.3 detailliert vorgestellt wurde. Die vorliegenden Messungen entstanden an einem 1.6l FSI Zylinderkopf von Volkswagen, wobei es sich um den Zylinderkopf eines direkt einspritzenden 4-Ventil-Motors handelt. Eine Besonderheit dieses Zylinderkopfes ist die im Einlasskanal positionierte LBK. Durch die Betätigung der LBK ist es möglich, das Turbulenzniveaus der Zylinderinnenströmung und die Ausprägung des Tumbles zu kontrollieren (s. Kap. 2.2.2).

Wie in Kapitel 3.2.3 beschrieben, besteht der Messbereich aus einem Acrylzylinder. Passend zum Zylinderkopf besitzt der Messzylinder einen Durchmesser von 76,5 mm bei einer Höhe von 180 mm. Mittels PIV wurden instationäre Geschwindigkeitsfelder in zwei Ebenen gemessen, die senkrecht zum Zylinderkopf positioniert waren, wie in Abbildung 6.12 zu sehen ist. Die erste Messebene befand sich in der Mitte des Zylinders zwischen den Einlassventilen und wird im Weiteren als Mittelebene bezeichnet. Die zweite Ebene war parallel zur Mittelebene in der Mitte des linken Einlassventils positioniert und wird im Weiteren Ventilebene genannt.

Für die Messungen wurden die Einlassventile am Zylinderkopf manuell betätigt. Es wurden Messreihen bei einem konstanten Ventilhub von jeweils 3 mm bzw. 9 mm durchgeführt. Innerhalb der Messreihen wurde ein stationärer Massenstrom von 50 kg/h oder 100 kg/h mittels der Drehzahl des Sauggebläses eingestellt (Tabelle 6.2). Außerdem wurde in den Messreihen die LBK variiert, d. h. die Messungen wurden entweder mit geöffneter oder mit geschlossener LBK durchgeführt.

Zusätzlich wurde ein Mikrophon an der Einlassverlängerung angebracht, um Druckfluktuationen zu messen. Die Druckmessungen wurden ausschließlich bei geschlossener LBK durchgeführt. Die Aufnahme Frequenz der Messsignale betrug 48 kHz.

Das für die vorliegenden Messungen verwendete HS-PIV-System hat die folgenden, technischen Spezifikationen:

- Laser Darwin-Duo (von Quantronix): Doppelpuls, Dioden gepumpter, Frequenz verdoppelter ND:YFL-Laser, 527 nm, 25 mJ bei 1kHz pro Puls,
- High Speed Kamera (Hightspeed Star 5 von LaVision): CMOS Kamera mit einer Auflösung von 512 x 512 Pixel bei 10 kHz.

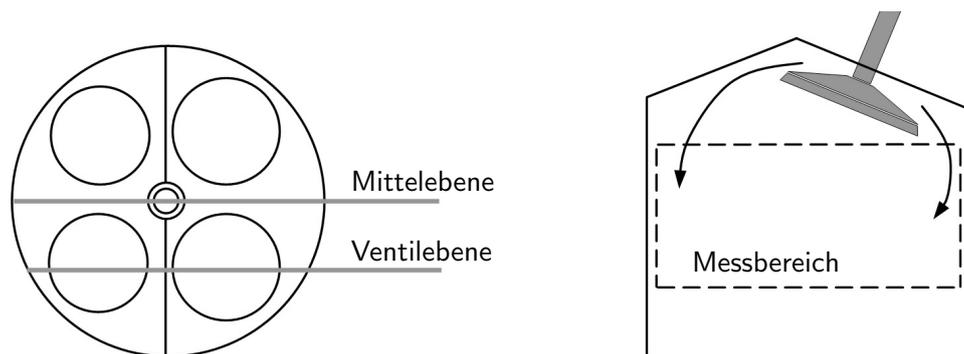


Abbildung 6.12: Messebenen

Durch das sorgfältige Abstimmen des Zeitabstands zwischen zwei aufeinander folgenden Laserpulsen war es möglich, die eigentliche Wiederholfrequenz der Lasers von 10 kHz auf 20 kHz zu verdoppeln. Somit konnte eine Aufnahme­frequenz der Strömungsfelder von 10 kHz realisiert werden. Die Korrelation der Doppelbilder wurde mit dem Programm DaVis 7.2 von LaVision durchgeführt. Für die Auswertung der Bilderpaare wurde eine Multipassmethode verwendet. Die Größe des letzten Interrogationfensters betrug 16×16 Pixel bei einer Überlappung von 25%.

Für die weitere Auswertung der gemessenen Strömungsfelder wurde das bereits vorgestellte, auf der SVD basierende Auswerteverfahren verwendet (s. Kap. 4.3 und 5).

6.2.2 Rekonstruktion der instationären Zylinderinnenströmung

Die Zerlegung gemessener Momentanströmungsfelder mittels SVD eröffnet die Möglichkeit, die instationäre Zylinderinnenströmung derart zu rekonstruieren, dass der Einfluss von Fehlern, die bei PIV-Messungen auftreten (s. Kap. 3.1.5), deutlich reduziert wird, was die Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung erst ermöglicht.

Dabei werden sich zwei Eigenschaften der SVD bzw. der Auswertemethode zunutze gemacht. Zum einen ermöglicht die Sortierung der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ anhand der Größe ihrer Eigenwerte λ_i , die räumliche Moden $\varphi_i(x)$ bei der Rekonstruktion nicht zu berücksichtigen, die nur einen kleinen Eigenwert λ_i besitzen. Wie in Kapitel 4.3 beschrieben, repräsentieren die Eigenwerte λ_i den Anteil der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ an der gemittelten kinetischen Energie in der Strömung bzw. korrespondieren mit der Präsenz der dem Eigenwert λ_i zugeordneten kohärenten Strukturen in der Strömung. Somit werden stochastisch in den Strömungsfeldern auftretende Strukturen, d. h. Messfehler, aber auch zeitlich isolierte Strömungsphänomene aufgrund ihrer geringen Präsenz und damit ihrem geringen Anteil an der kinetischen Energie in der Strömung - über die gesamte Messreihe betrachtet - durch räumliche Moden $\varphi_i(x)$ mit niedrigen Eigenwerten λ_i repräsentiert.

6 Untersuchung realer Strömungen

	Massenstrom [kg/h]		Ventilhub [mm]		LBK	
	50	100	3.0	9.0	Offen	Geschlossen
Ventilebene						
50C3V	×		×			×
50C9V	×			×		×
100C3V		×	×			×
100C9V		×		×		×
Mittalebene						
50O3M	×		×		×	
50C3M	×		×			×
100O3M		×	×		×	
100C3M		×	×			×
100O9M		×		×	×	
100C9M		×		×		×

Tabelle 6.2: Spezifikation des experimentellen Aufbaus

Zum anderen ist es möglich stochastisch auftretende Anteile in den Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ herauszufiltern. Die damit korrespondierenden temporalen Messfehler werden auf diesem Weg bei einer Rekonstruktion der gemessenen Momentanströmungsfelder nicht berücksichtigt, denn dazu ist es notwendig, die zeitliche Entwicklung der in den Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ enthaltenen Strömungsschwankungen zu bestimmen. Zu diesem Zweck werden die Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ durch FFT ermittelt und wie in Kapitel 5 erläutert, in Form von Wasserfalldiagrammen dargestellt. Jede für diesen Zweck gebildete Zeitreihe besteht aus 512 Elementen. Die Verschiebung zwischen den einzelnen Zeitreihen betrug 10 Elemente, d. h. für jede Messungen am 1.6l FSI Zylinderkopf ergeben sich jeweils 48 Zeitreihen pro analysiertem Zeitkoeffizienten $a_i(t)$.

Die maximale Frequenz, die in einem Leistungsspektrum dargestellt werden kann, wird wiederum durch das Shannon-Nyquist Kriterium festgelegt und korrespondiert mit der halben Aufnahme Frequenz. Für die Messungen am DOP/TOP entspricht das einer Frequenz von 5 kHz. Die Zeitreihen wurden für die FFT auch diesmal mit einem Hanning-Fenster gewichtet.

Diese Vorgehensweise bei der Analyse von Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ ermöglicht es, stochastisch auftretende Frequenzen von solchen Frequenzen zu trennen, die als deterministisch eingestuft werden. Als Unterscheidungskriterium dient, wie in Kapitel 6.1.2 erläutert, ob sich über die gesamte Messzeit Amplitudenspitzen bei einer Frequenz im Wasserfalldiagramm zeigen oder ob die Amplitudenspitzen nur zeitweise in den Spektren auftreten. Die Frequenzen, bei denen über die ganze Zeit Amplitudenspitzen im Leistungsspektrum erscheinen, werden als deterministisch auftretende Frequenzen eingestuft. Die stochastisch auftretenden Frequenzspitzen werden bei der Rekonstruktion der instationären Zylinderinnenströmung nicht berücksichtigt, d. h. für die Rekonstruktion der Strömungsfelder werden

deterministische Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ verwendet.

Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch diese Art der Rekonstruktion der Momentanströmungsfelder. Durch die aus der Gesamtheit der Messreihe gewonnenen Informationen zur räumlichen und zeitlichen Struktur der Strömung können fehlende Vektoren in den gemessenen Strömungsfeldern ergänzt werden, vergleichbar mit dem Ansatz von Bui-Thanh *et al.* [21] zur Gappy POD (s. Kap. 4.3).

Aus den genannten Gründen wird die Rekonstruktion von Momentanströmungsfeldern anhand einer geeigneten Anzahl an räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ mit deren korrespondierenden, auf ihre deterministischen Anteile reduzierten Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ durchgeführt. Die rekonstruierten Strömungsfelder enthalten viel weniger Messfehler, aber ermöglichen dennoch eine detaillierte qualitative und quantitative Analyse des instationären Verhaltens der Zylinderinnenströmung und der darin enthaltenen Strukturen.

Für eine angemessen genaue Rekonstruktion der gemessenen, instationären Strömungsfelder muss als erstes festgelegt werden, welche Anzahl von räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ dafür notwendig ist. Sirovich [150] schlägt für eine vollständige Rekonstruktion vor, so viele räumliche Moden $\varphi_i(x)$ zu verwenden, dass durch sie 99 % des Energieinhaltes repräsentiert wird. Auch Bui-Thanh *et al.* [21] sprechen von 99% als typischen Wert. Dagegen halten Palacios *et al.* [125] 75% des Energieinhaltes für ausreichend, um niedrigdimensionale Effekte zu erfassen. Bei Moreno *et al.* [115] repräsentieren zwei räumliche Moden $\varphi_i(x)$ bis zu 90 % des Energieinhaltes. Bui-Thanh *et al.* verwenden für ihre Rekonstruktion fünf räumliche Moden $\varphi_i(x)$, die zusammen 99,99 % der kinetischen Energie enthalten. Für ein so komplexes Strömungsfeld, wie das der Zylinderinnenströmung, wären jedoch über 200 bzw. über 850 räumliche Moden $\varphi_i(x)$ für eine Rekonstruktion von 75 % bzw. 99 % des Energieinhaltes notwendig (Abb. 6.13). In dieser Arbeit werden stattdessen rein qualitative Merkmale für die Bewertung der Rekonstruktionsgüte herangezogen.

Dazu wurden die Strömungsfelder aus 3 bis 50 räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ mit deren korrespondierenden, vollständigen Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ rekonstruiert. Durch die Verwendung der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$, d. h. Zeitkoeffizienten sowohl mit ihren stochastischen als auch ihren deterministischen Anteilen, werden alle in den gemessenen Strömungsfeldern enthaltenen Strukturen rekonstruiert, was einen Vergleich mit den gemessenen Momentanströmungsfeldern ermöglicht.

In Abbildung 6.14 sind mit unterschiedlicher Anzahl an räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ rekonstruierte Strömungsfelder dargestellt. In dem Beispiel wurde das Momentanströmungsfeld der Messung 100C3V (100 kg/h Massenstrom, geschlossene LBK, 3 mm Ventilhub, Ventilebene) zum Zeitpunkt $t = 250$ ms verwendet. Die Rekonstruktion mit 10 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten in Abbildung 6.14(b) zeigt, dass auf diese Weise die generelle Strömungsstruktur des gemessenen Strömungsfeldes (Abb. 6.14(a)) gut wiedergegeben wird. Bei einer Anzahl von 20 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten für die Rekonstruktion, wie in Abbildung 6.14(c) zu sehen, ist die Wiedergabe bestimmter Details jedoch genauer. Das zeigt sich zum Beispiel bei der schräg nach

6 Untersuchung realer Strömungen

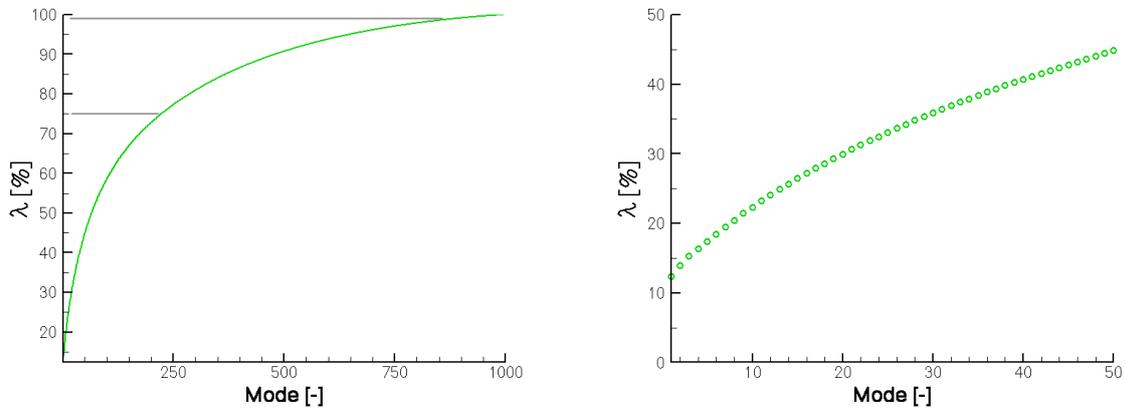


Abbildung 6.13: Eigenwerte λ_i der Messung 50C9V (Massenstrom: 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Ventilebene)

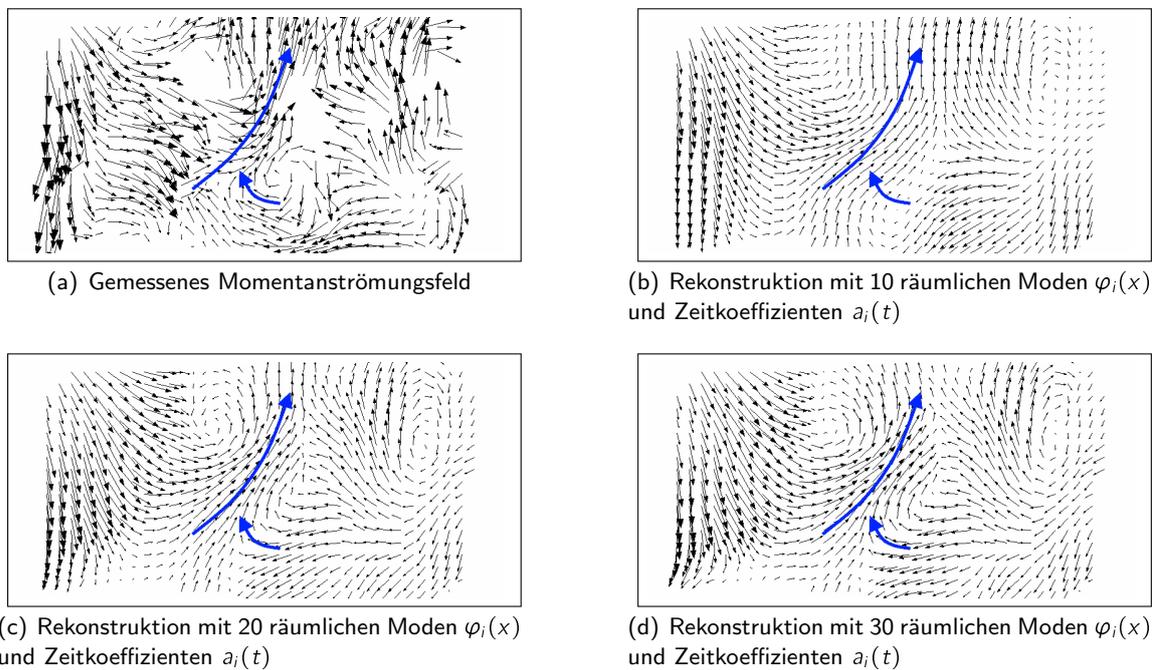


Abbildung 6.14: Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t=250$ ms (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)

oben gerichteten Strömungsstruktur, in den Strömungsfeldern markiert durch den oberen Pfeil. In Abbildung 6.14(b) nimmt diese Struktur einen relativ breiten Bereich ein, der ungefähr gleich große Geschwindigkeitsvektoren enthält. Dagegen ist der obere Teil der Strömungsstruktur in Abbildung 6.14(c) eingeschnürt, was lokal höhere Geschwindigkeiten zur Folge hat. Dieses Verhalten weist auch das gemessene Strömungsfeld in Abbildung 6.14(a) auf, ebenso das rekonstruierte Strömungsfeld unter Verwendung von 30 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten (Abb. 6.14(d)).

Ein zweites Beispiel illustriert der untere Pfeil in den Strömungsfeldern. Im Fall der Rekonstruktion mit 10 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten (Abb. 6.14(b)) befindet sich an der mit dem Pfeil markierten Stelle keine Querströmung, die sich auf die diagonal aufwärts gerichtete Strömung zu bewegt. Die Querströmung befindet sich am unteren Rand des Strömungsfeldes. Dagegen zeigt sich jeweils in den rekonstruierten Strömungsfeldern der Abbildungen 6.14(c) und 6.14(d) eine ausgeprägte Querströmung an der markierten Stelle, die sich ebenso im gemessenen Momentanströmungsfeld wiederfindet (Abb. 6.14(a)). Der Vergleich der rekonstruierten Strömungsfelder mit 20 und 30 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten in Abbildung 6.14(c) bzw. 6.14(d) zeigt, dass eine Rekonstruktion mit mehr als 20 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten zu keiner Verbesserung der Genauigkeit der Rekonstruktion führt. Weitere Vergleiche zwischen Momentanströmungsfeldern und ihren rekonstruierten Strömungsfeldern bestätigen die Ergebnisse des Beispiels. Aus diesem Grund werden alle folgenden Rekonstruktionen mit 20 räumlichen Moden und Zeitkoeffizienten durchgeführt.

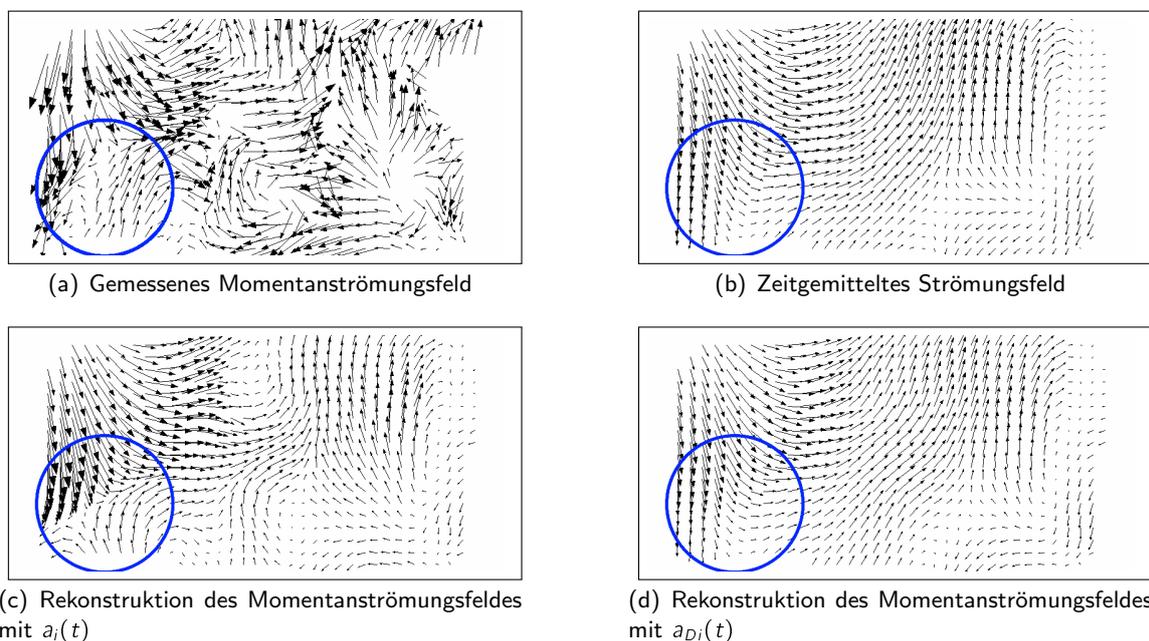


Abbildung 6.15: Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t = 260$ ms (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)

Der nächste Schritt ist die Rekonstruktion der Strömungsfelder mit den Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$, die keine stochastisch auftretenden Frequenzen enthalten. Durch das Entfernen der stochastischen

6 Untersuchung realer Strömungen

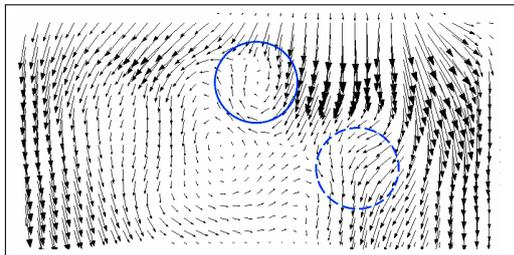
Anteile werden einige Strukturen in den Strömungsfeldern im Vergleich zu den gemessenen Strömungsfeldern nicht wiedergegeben. Wie die Analyse des analytischen Strömungsfeldes $s(x, t)$ (s. Kap. 5.2) zeigt, sind die einzelnen Strömungsstrukturen und deren transientes Verhalten in mehr als einem räumlichen Mode $\varphi_i(x)$ bzw. einem Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ enthalten. Somit ist die Kombination einer spezifischen Anzahl von Funktionen notwendig, um eine bestimmte Strömungsstruktur zu reproduzieren, was auch auf stochastisch auftretende Strömungsstrukturen zutrifft. Das Fehlen der stochastischen Anteile in den Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ führt dazu, dass die entsprechenden Strömungsstrukturen in den rekonstruierten Strömungsfeldern unterdrückt und nur deterministische Strömungsstrukturen rekonstruiert werden.

Ein Beispiel für eine stochastische Strömungsstruktur ist in Abbildung 6.15(a) innerhalb des Kreises zu sehen. Die Strömungsstruktur im gemessenen Strömungsfeld der Messung 100C3V (100 kg/h Massenstrom, geschlossene LBK, 3 mm Ventilhub, Ventilebene) zum Zeitpunkt $t = 260$ ms ist der Abwärtsströmung an der linken Zylinderwand entgegengerichtet. Die gleiche Strömungsstruktur ist in dem rekonstruierten Strömungsfeld enthalten (Abb. 6.15(c)), das unter Verwendung der vollständigen Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ generiert wurde. Solch eine Struktur korrespondiert jedoch weder mit Strömungsstrukturen in anderen Momentanströmungsfeldern oder mit Strukturen im zeitgemittelten Strömungsfeld (Abb. 6.15(b)) noch mit Ergebnissen anderer Messungen oder den Ergebnissen aus CFD-Simulationen [81]. Das mittels deterministischer Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ rekonstruierte Strömungsfeld in Abbildung 6.15(d) enthält die betrachtete, stochastische Strömungsstruktur nicht.

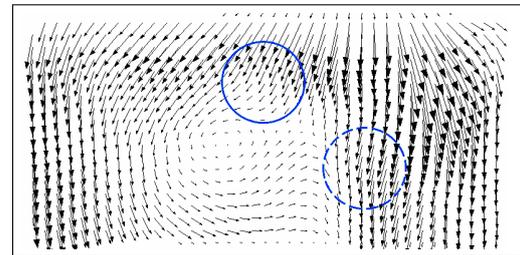
Weitere Beispiele für stochastische Strömungsstrukturen sind in Abbildung 6.16 zu finden. So zeigt sich zum Zeitpunkt $t = 250$ ms im rekonstruierten Strömungsfeld in Abbildung 6.16(a) im oberen Kreis eine Wirbelstruktur, die sich zu anderen Zeitpunkten nicht in dem Strömungsfeld wiederfindet. Bei einer Rekonstruktion unter Verwendung der vollständigen Zeitkoeffizienten $a_i(t)$, wie in Abbildung 6.16(a), existiert die Wirbelstruktur in einer Reihe von Strömungsfeldern für eine unbestimmte Zeit, um danach für eine ebenso unbestimmte Zeit nicht existent zu sein. Ein realistisches Verhalten eines Wirbels, der nicht permanent im Strömungsfeld verweilt, wäre eine Bewegung durch das Strömungsfeld hindurch oder eine oszillierende Bewegung aus dem Strömungsfeld hinaus und wieder hinein, doch dieses Verhalten weist die Wirbelstruktur nicht auf. Werden die Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ für die Rekonstruktion der Strömungsfelder verwendet, wird diese Wirbelstruktur nicht generiert.

Das gleiche gilt auch für die Querströmung in Abbildung 6.16(c), die mit dem unteren Kreis markiert ist. Sie ist nicht im Strömungsfeld 6.16(d) vorhanden, das mit den deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ generiert wurde. Betrachtet man die dritte Geschwindigkeitskomponente des Strömungsfeldes, die in Abbildung 6.16(c) nicht dargestellt ist, zeigen sich im Gebiet der Querströmung hohe Geschwindigkeiten aus der Ebene heraus. Es ist nicht nachvollziehbar, wie eine solche Strömungsstruktur in einem Gebiet entstehen soll, in dem die Ringstrahlen aus den Ventilspalten zusammentreffen und in Folge dessen nach unten abströmen.

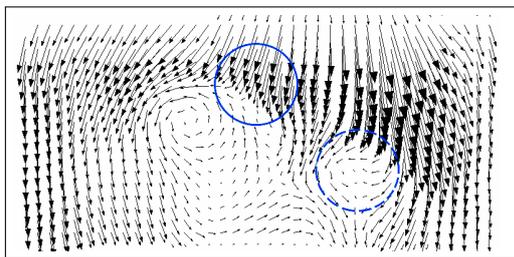
Die gewählten Beispiele zeigen, dass stochastisch auftretende Strömungsstrukturen als nicht physika-



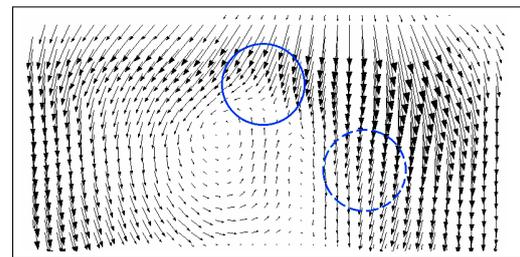
(a) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_i(t)$ zum Zeitpunkt $t = 250$ ms



(b) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 250$ ms

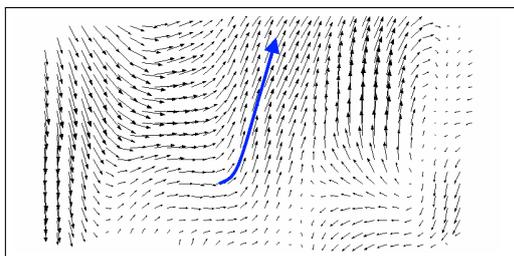


(c) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_i(t)$ zum Zeitpunkt $t = 260$ ms

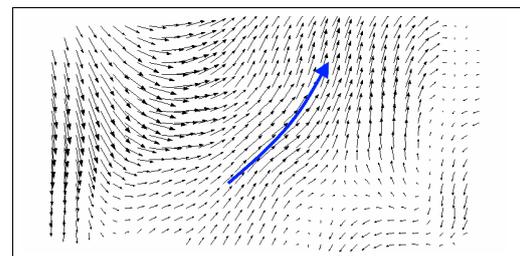


(d) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 260$ ms

Abbildung 6.16: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C3M zum Zeitpunkt $t_1 = 250$ ms und $t_2 = 260$ ms unter Verwendung der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ bzw. der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)



(a) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t_1 = 250$ ms



(b) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t_2 = 260$ ms

Abbildung 6.17: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C3V zum Zeitpunkt $t_1 = 250$ ms und $t_2 = 260$ ms unter Verwendung der deterministischer Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Ventilebene)

lich eingestuft werden können und somit als Messfehler. Außerdem enthalten mit deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ rekonstruierte Strömungsfelder keine Strömungsstrukturen, die ein stochastisches Verhalten aufweisen. Die vorhandenen Strömungsstrukturen ändern ihre Strömungsrichtung, wie in Abbildung 6.17 durch die Pfeile markiert, oder ihre Position, wie im Fall des Wirbelzentrums in Abbildung 6.18. Dieses nachvollziehbare, transiente Verhalten verschiedener Strömungsstrukturen belegt, dass die Rekonstruktion unter Verwendung von deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ erfolgreich Momentanströmungsfelder mit einem Minimum an Messfehlern reproduziert, mit deren Hilfe eine realistische Analyse der transienten, einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung möglich ist.

6.2.3 Transientes Verhalten der Strömungsstruktur

Die transienten Eigenschaften der Strukturen in der Zylinderinnenströmung können nun systematisch analysiert werden, nachdem die benötigten, auf ihre deterministischen Anteile reduzierten Momentanströmungsfelder bereitgestellt wurden. Im Folgenden wird das Verhalten der am DOP/TOP gemessenen Strömung unter verschiedenen Randbedingungen, wie unterschiedlicher Ventilhub, Massenstrom und Stellung der LBK, untersucht.

Der Vergleich zwischen der transienten Strömung bei 9 mm und 3 mm Ventilhub, bei einem gleichen Massenstrom von 100 kg/h und einer geschlossenen LBK, zeigt in der Mittelebene (langer Pfeil in Abbildung 6.18) im Fall der Messung bei 9 mm Ventilhub eine wellenförmige Fluktuation in der abwärtsgerichteten Strömung entlang der linken Zylinderwand. Ansonsten ergeben sich für beide Ventilhübe relativ stabile Strömungsbedingungen. Einzige Ausnahme bildet ein kleiner Wirbel bei 9 mm Ventilhub unterhalb der Einlassventile, dessen Zentrum in Abbildung 6.18 durch einen Punkt markiert ist. Dieser Wirbel, der bei einem Ventilhub von 3 mm nicht vorhanden ist und sich im Messgebiet rechts oben befindet, schwankt um seine mittlere Position und variiert auch in seiner Stärke über die Zeit betrachtet. Der Wirbel resultiert aus der Interaktion der Hauptströmung, die über den vorderen Teil des Einlassventils abströmt (markiert mit einem Pfeil in der Mitte des rechten Strömungsfeldes in Abbildung 6.18) und der Rezirkulation verursacht durch die Tumblebewegung, die entlang der rechten Zylinderwand aufwärts strömt (markiert mit dem rechten Pfeil im rechten Strömungsfeld in Abbildung 6.18).

Beim Vergleich der Strukturen der Zylinderinnenströmung mit offener und geschlossener LBK bei 3 mm Ventilhub und 100 kg/h Massenstrom zeigt sich, dass sie sich nur wenig unterscheiden. Mit geschlossener LBK erscheint in der Mittelebene (Abb. 6.19(a)) eine deutliche Wirbelstruktur. In einigen Fällen ist eine vergleichbare Wirbelstruktur bei offener LBK in einem Bereich geringer Geschwindigkeiten erkennbar (markiert mit einem Kreis in Abbildung 6.19(b)). Im Allgemeinen unterliegt die Strömung mit geschlossener LBK jedoch stärkeren Fluktuationen bei höheren Strömungsgeschwindigkeiten.

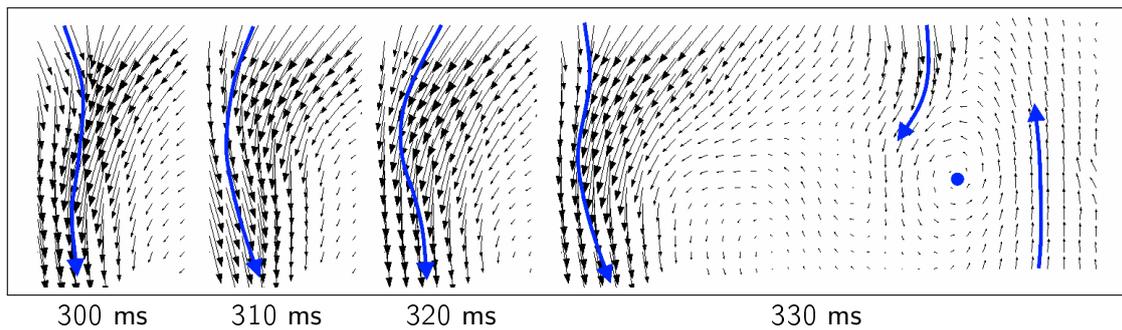
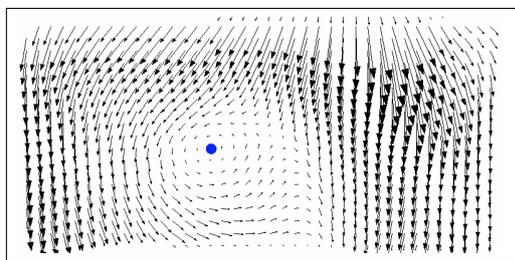
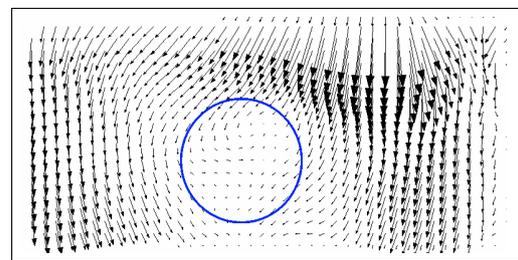


Abbildung 6.18: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100C9M zu verschiedenen Zeitpunkten t_i unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene)



(a) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes der Messung 100C3M mit $a_{D_i}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 260$ ms



(b) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes der Messung 100O3M mit $a_{D_i}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 260$ ms

Abbildung 6.19: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messungen 100C3M und 100O3M zum Zeitpunkt $t = 260$ ms unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene und offene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)

Im Gegensatz dazu unterscheidet sich die Struktur der Strömung mit offener LBK bei 9 mm Ventilhub und 100 kg/h Massenstrom (Abb. 6.20) deutlicher von der Strömungsstruktur mit geschlossener LBK bei gleichem Ventilhub und Massenstrom (Abb. 6.18). Die Strömung mit offener LBK gleicht in ihrer Struktur der Strömung bei einem Ventilhub von 3 mm unter ansonsten gleichen Bedingungen (Abb. 6.19(b)). Unabhängig davon weist sie ebenfalls eine wellenförmige Fluktuation der Struktur auf, die an der linken Zylinderwand herabströmt (lange Pfeile in Abbildung 6.20), wie sie schon bei der Zylinderinnenströmung bei geschlossener LBK und 9 mm Ventilhub zu beobachten war (Pfeile in Abbildung 6.18). Darüber hinaus ist der im rechten Teil der Strömung in Abbildung 6.18 beobachtete Wirbel nicht mehr vorhanden, jedoch lässt sich wie schon zuvor feststellen, dass das allgemeine Schwankungsniveau mit geschlossener LBK viel höher ist als mit offener.

Der Vergleich zwischen Messungen mit einem Massenstrom von 50 kg/h und 100 kg/h bei einem Ventilhub von 3 mm und geschlossener LBK zeigt, dass sich in beiden Fällen wiederum ähnliche

6 Untersuchung realer Strömungen

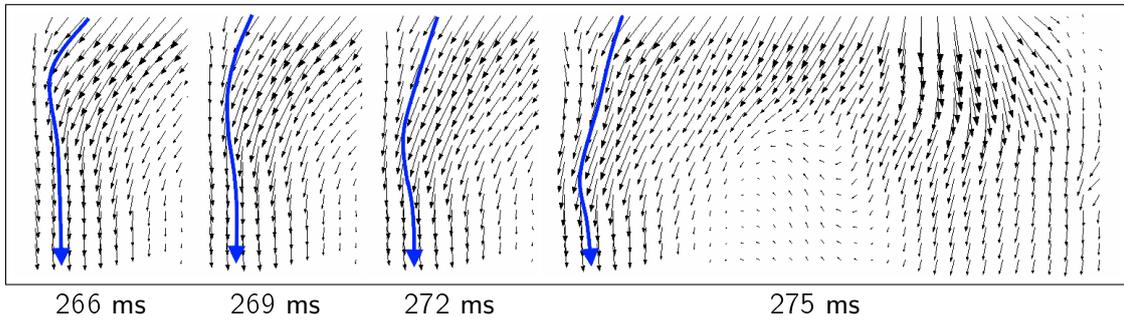
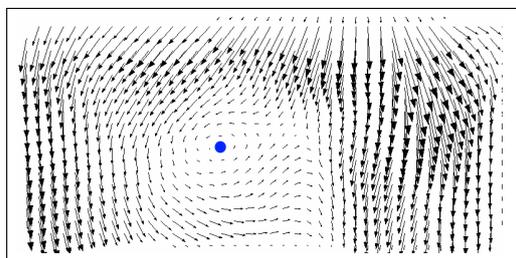
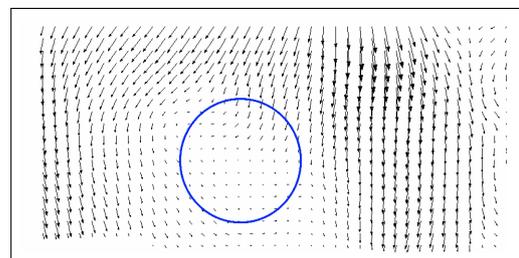


Abbildung 6.20: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messung 100O9M zu verschiedenen Zeitpunkten t_i unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ (Massenstrom: 100 kg/h, offene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene)



(a) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes der Messung 100C3M mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 250$ ms



(b) Rekonstruktion des Momentanströmungsfeldes der Messung 50C3M mit $a_{Di}(t)$ zum Zeitpunkt $t = 250$ ms

Abbildung 6.21: Rekonstruierte Strömungsfelder der Messungen 100C3M und 50C3M zum Zeitpunkt $t = 250$ ms unter Verwendung der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$ (Massenstrom: 100 und 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene)

Strömungsstrukturen ausbilden, auch wenn die Strömung mit 100 kg/h Massenstrom die erwarteten höheren Geschwindigkeiten und stärkeren Fluktuationen gegenüber der Strömung mit 50 kg/h Massenstrom aufweist (Abb.6.21). Einzige Ausnahme stellt ein kleines Gebiet in der Mittelebene dar, in dem sich bei einem Massenstrom von 50 kg/h keine klare Wirbelstruktur ausbildet, vergleichbar mit der Strömungsstruktur bei einem Massenstrom von 100 kg/h, 3 mm Ventilhub und offener LBK (Abb.6.19(b)).

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass eine Erhöhung des Massenstromes und eine geschlossene LBK zu stärkeren Fluktuationen in der Zylinderinnenströmung führen. Eine Erhöhung des Ventilhubes führt zu einer verstärkten Einflussnahme des Einlasssystems (Saugrohr und Einlasskanal) und der LBK auf die Struktur der Strömung und auf deren transientes Verhalten. Das Schwankungsniveau verringert sich mit steigendem Ventilhub. Die gleichen Ergebnisse zum Einfluss des Ventilhubes und der LBK konnten bei der Auswertung von weiteren Messungen am DOP/TOP anhand von Stabilitätskriterien gewonnen werden (s. Kap. 4.1.4). Auch konnte festgestellt werden, dass das

transiente Verhalten durch zwei bestimmende Strömungsstrukturen charakterisiert wird: Zum einen durch isolierte Wirbelstrukturen, die in ihrer Stärke und Position variieren und zum anderen durch wellenförmige Fluktuationen von strahlförmigen Strömungsstrukturen, im Besonderen an Wänden. Die Interaktionen zwischen diesen verschiedenen Strömungsstrukturen erzeugen Instabilitäten in der gesamten Zylinderinnenströmung, welche Einfluss auf die Zuverlässigkeit der Gemischbildung im Zylinder nehmen.

6.2.4 Charakteristische Frequenzen

Die weitere Untersuchung des transienten Verhaltens in Form von Strömungsschwankungen basiert auf der Analyse der Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ mittels Frequenzanalyse. Ein solcher Ansatz ermöglicht die Suche nach den Ursprüngen der Strömungsfluktuationen. Es ist anzunehmen, dass diese Schwankungen in der Strömung durch druckinduzierte Grenzschichtablösung, z. B. im Nachlauf des Ventilschaftes, und durch Scherschichtinstabilitäten, z. B. im Freistrah durch den Ventilspalt, verursacht werden (s. Kap. 2.3.2).

In Kapitel 5 konnte anhand des zeitabhängigen, analytischen Strömungsfeldes $s_m(x, t)$ gezeigt werden, dass sich alle in der Strömung durch deterministische Schwankungen hervorgerufenen Frequenzen im Leistungsspektrum der SVD-Zeitkoeffizienten wiederfinden. Diese Frequenzen können auch als deterministische Frequenzen bezeichnet werden. Da die mit den Strömungsschwankungen assoziierten Frequenzen das transiente Verhalten der Strömung im Zylinder charakterisieren, können die Frequenzen ebenso als charakteristische Frequenzen bezeichnet werden.

In den Kapiteln 6.1.2 und 6.1.3 konnte durch das aktive Eingreifen in die Strömung mittels Erzeugen einer deterministischen Schwankung durch Anregung eines Plattenschwingers gezeigt werden, dass die mit der Anregung korrespondierende, deterministische Frequenz in einer realen Strömung nachgewiesen werden kann. Die Detektierung der charakteristischen Frequenz gelang auch in größerer Entfernung vom Entstehungsort der Fluktuation, sodass eine Zuordnung der Ursache zu einer Strömungsschwankung in der Zylinderinnenströmung auch dann möglich ist, wenn dieser Ursprung nicht direkt im Zylinder, sondern stromaufwärts, z. B. im Ansaugtrakt, zu suchen ist.

Im Folgenden werden die wichtigsten charakteristischen Frequenzen in der Zylinderinnenströmung und deren Ursprung identifiziert. Bei der Analyse muss jedoch beachtet werden, dass nicht allen ermittelten, deterministischen Frequenzen ein Ursprung zugeordnet werden kann aufgrund von Messungenauigkeiten, der Komplexität der Strömung und der in diesem Zusammenhang auftretende harmonischen Oberfrequenzen und Amplitudenmodulationen. Die nachfolgende Betrachtung ergibt, dass typischerweise eine exakte Zuordnung bei einem Drittel der Frequenzen gelingt.

Die Analyse wird anhand der drei deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$, $i = 1, 2, 3$ mit den größten, korrespondierenden Eigenwerten λ_i (höchster Energieinhalt) durchgeführt. Dazu sei daran erinnert, dass einzelne Informationen durch eine SVD in verschiedenen Moden bzw. Zeitkoeffizienten

6 Untersuchung realer Strömungen

enthalten sind und dass Zeit- und Rauminformationen interagieren. Daraus ergibt sich, dass das Ergebnis einer Frequenzanalyse der ersten drei Zeitkoeffizienten die Charakteristik einer Vielzahl von Strömungsstrukturen in Zeit und Raum enthält. Dennoch kann der Energieinhalt der räumlichen Moden dazu genutzt werden, zwischen dominanten und weniger dominanten Strömungsstrukturen zu unterscheiden.

Wirbelablösung am Ventilschaft

Zunächst wird die Frequenz f_{VS} der Wirbelablösung am Ventilschaft betrachtet. Aufgrund der Umströmung des Ventilschaftes kommt es auf der von der Anströmung abgewandten Seite des Ventilschaftes zur Strömungsablösung und Wirbelbildung. Für die Bestimmung der Frequenz f_{VS} wird, wie schon in Kapitel 6.1.2, die Strouhalzahl Sr entsprechend Gleichung 4.19 verwendet. Handelt es sich bei der Umströmung des Ventilschaftes um eine senkrechte Anströmung eines kreisrunden, starren Zylinders an einer festen Position, ist aus der Literatur bekannt, dass die Strouhalzahl einen konstanten Wert von ≈ 0.2 für Reynoldszahlen Re bis 200 000 hat [60, 121]. Die Reynoldszahl Re ist im betrachteten Fall deutlich kleiner als 200 000, die Anströmung des Ventilschaftes ist jedoch nicht senkrecht. Aufgrund dessen wird im Folgenden eine modifizierte Strouhalzahl Sr_{nei} (Gln. 6.1, enthalten in [121]) unter der Annahme verwendet, dass diese im Bereich der Reynoldszahl Re der betrachteten Messung gilt. Die Strouhalzahl Sr_{nei} ist gültig für unter einem Winkel β geneigten Kreiszyylinder:

$$Sr_{nei} = 0.5 Sr(1 + \sin \beta). \quad (6.1)$$

Unter Verwendung der Gleichung 4.19 ergibt sich eine Ablösefrequenz f_{VS} von 1800 Hz für die Bedingungen der Messung 100C3M. Zieht man den Neigungswinkel des Ventilschaftes in der Strömung mit $\beta = 45^\circ$ in Betracht, so ergibt sich aus der Gleichung (4.19) unter Verwendung der modifizierten Strouhalzahl Sr_{nei} (Gln.6.1) ein Wert für die Ablösefrequenz f_{VS} von 1550 Hz. Die Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Abb. 6.22) sowie $a_{D2}(t)$ und $a_{D3}(t)$ (ohne Abbildung) zeigen klare Amplitudenspitzen im Frequenzbereich von 1500 Hz bis 1550 Hz. In Abbildung 6.22 ist die Frequenz f_{VS} in den Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ mit einem grünen Rahmen aus einer Volllinie markiert.

In der Theorie sollte die Ablösefrequenz f_{VS} für die Messung bei einem Ventilhub von 9 mm und geschlossener LBK nahezu den selben Wert annehmen, da sich die Strömungsbedingungen am Ventilschaft nicht spürbar geändert haben dürften. Tatsächlich zeigen auch die Leistungsspektren der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Abb. 6.23) sowie $a_{D2}(t)$ und $a_{D3}(t)$ (ohne Abbildung) der Messung 100C9M deutliche Amplitudenspitzen im Frequenzbereich von 1500 Hz bis 1550 Hz (grüner Rahmen aus einer Volllinie in Abbildung 6.23). Im Vergleich dazu findet sich die Frequenz f_{VS} in den deterministischen Frequenzen $a_{D1}(t)$ and $a_{D2}(t)$ der Messung in der Ventilebene 100C9V

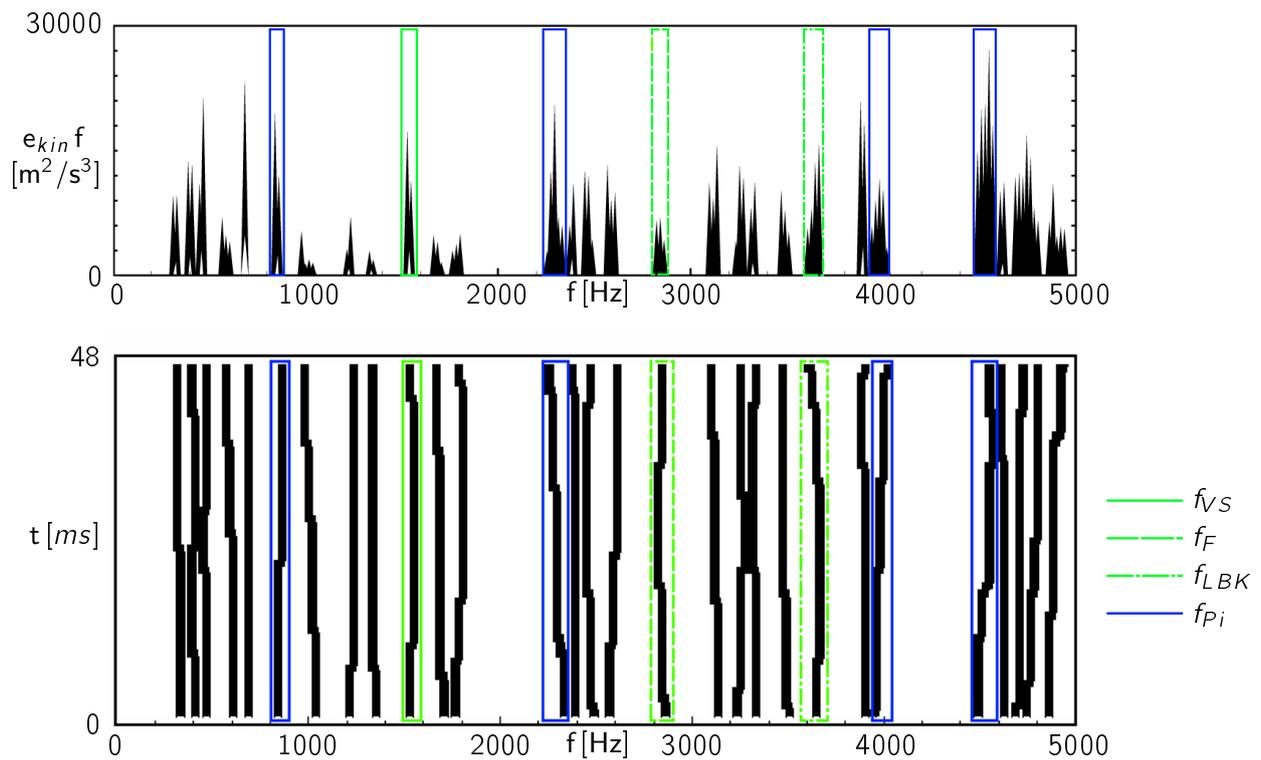


Abbildung 6.22: Wasserfalldiagramm der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)

nicht wieder, was zeigt, dass der Einfluss der Ablösung an den Ventilschäften vor allem auf die zentrale Zylinderregion beschränkt ist.

Die Identifikation der Ablösefrequenz f_{VS} am Ventilschaft konnte anhand von CFD-Simulationen bestätigt werden. Imberdis *et al.* [81] bzw. Imberdis [80] simulierten die Strömung für die Messbedingungen mit einem Massenstrom von 50 und 100 kg/h, einer geschlossenen LBK sowie einem Ventilhub von 3 und 9 mm. Dabei wurden als Berechnungsmethoden sowohl Scale Adaptive Simulation (SAS) als auch Detached Eddy Simulation (DES) verwendet, wie sie in der kommerziellen Software CFX enthalten sind. In den Ergebnissen für die Messbedingungen 100C3 (Massenstrom 100 kg/h, LBK geschlossen, Ventilhub 3 mm) der SAS konnte eine charakteristische Frequenz von 1406 Hz identifiziert werden, während die Ergebnisse der DES eine Frequenz von 1523 Hz ergaben. In beiden Fällen wurde als Ursprung der charakteristischen Frequenz die Region unmittelbar stromabwärts hinter dem Ventilschaft identifiziert, was den präsentierten Resultaten entspricht.

Bezugnehmend auf Gleichung (6.1) sollte die Ablösefrequenz am Ventilschaft f_{VS} bei einem Massenstrom von 50 kg/h und geschlossener LBK die Hälfte der bisherigen Frequenz betragen. Der reduzierte Massenstrom führt zu einer Halbierung der Strömungsgeschwindigkeit, mit der Folge, dass die Gleichung (6.1) eine Frequenz von 775 Hz ergibt. In den Leistungsspektren der deterministischen

6 Untersuchung realer Strömungen

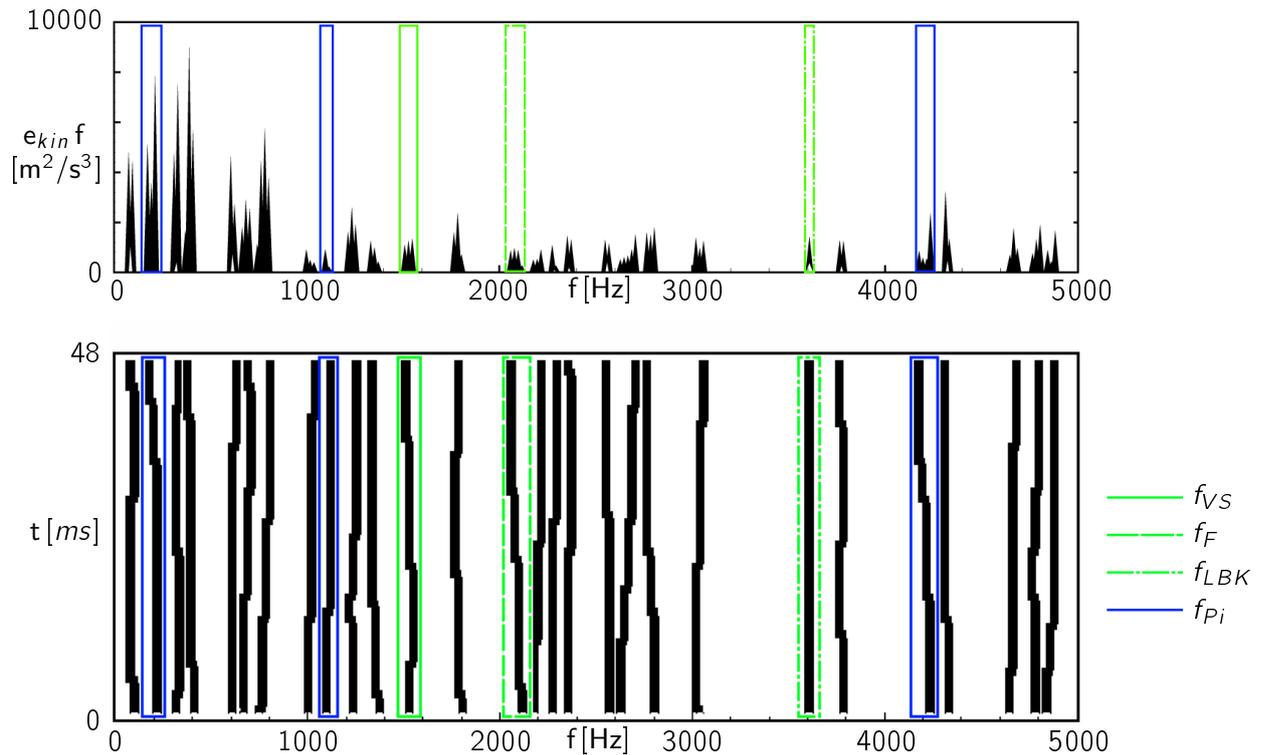


Abbildung 6.23: Wasserfalldiagramm der Messung 100C9M (Massenstrom: 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 9 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)

Zeitkoeffizienten der Messung 50C3M, für $a_{D1}(t)$ in Abbildung 6.24 dargestellt, aber auch in $a_{D2}(t)$ und $a_{D3}(t)$ (ohne Abbildung), zeigen sich Amplitudenspitzen im Bereich um 750 Hz (grüner Rahmen aus einer Volllinie in Abbildung 6.24), was sehr gut mit der theoretischen Vorhersage übereinstimmt. Für den reduzierten Massenstrom konnte die charakteristische Frequenz f_{VS} auch für die Messungen in der Ventilebene in den verschiedenen Zeitkoeffizienten nachgewiesen werden (ohne Abbildung), woraus sich schließen lässt, dass der Einfluss der Wirbelablösung am Ventilschaft unter diesen Bedingungen global größer ist. Die Ergebnisse sind die gleichen für einen Ventilhub von 9 mm und einen Massenstrom von 50 kg/h. Frequenzen um die 750 Hz heben sich auch in diesem Fall in den Leistungsspektren der deterministischen Zeitkoeffizienten in der Mittel- und der Ventilebene hervor.

In den Leistungsspektren aus den SAS-Ergebnissen für die Messbedingungen 50C9 von Imberdis [80] zeigen sich Amplitudenspitzen bei einer Frequenz von 656 Hz, deren räumliche Verteilung der Amplituden mit der Verteilung der Frequenz 1406 Hz unter den Bedingungen 100C3 eine vergleichbare Struktur aufweist (Abb. 6.25(a) und 6.25(b)). Für die Messbedingungen 50C3 zeigen sich Amplitudenspitzen bei einer Frequenz von 650 Hz in den Spektren [80]. In beiden Fällen handelt es sich nahezu um eine Halbierung der charakteristischen Frequenz, wie sie auch für die Messung ermittelt wurde. Dass die mittels SAS simulierten Werte geringer sind als die gemessenen, scheint eine sy-

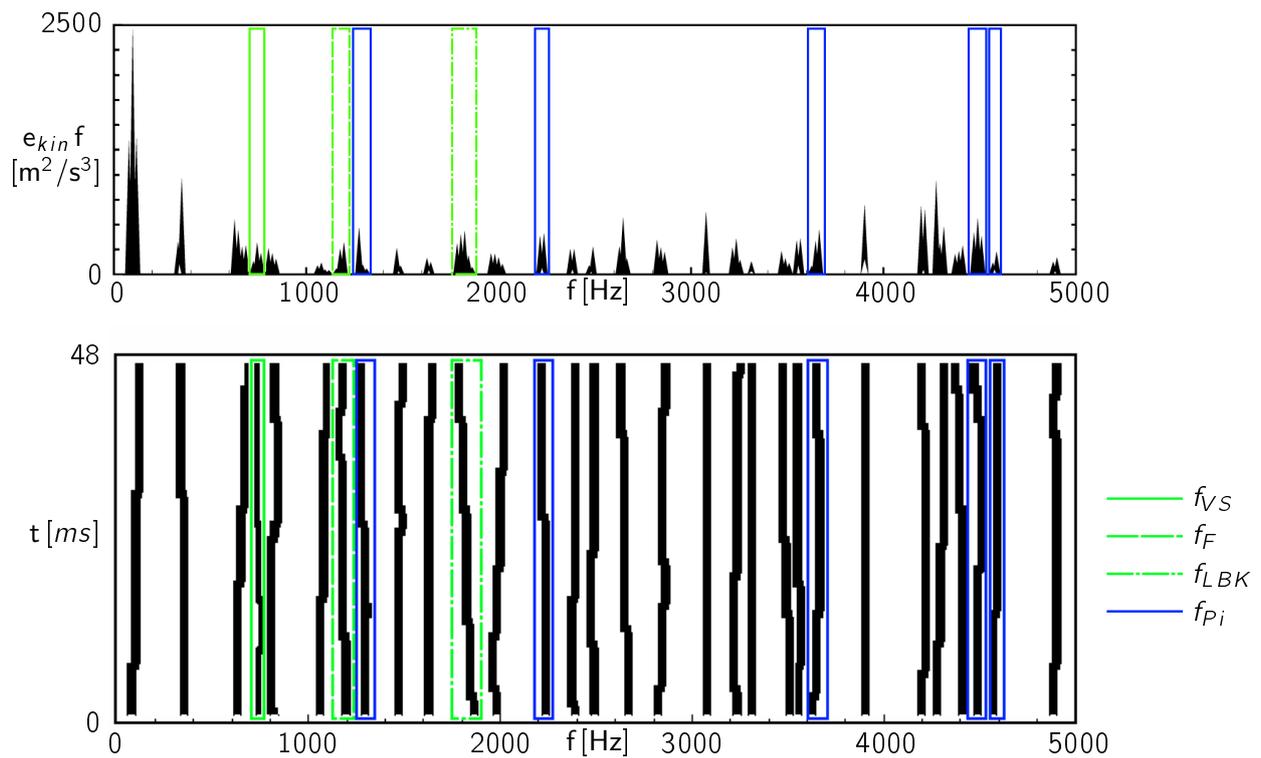


Abbildung 6.24: Wasserfalldiagramm der Messung 50C3M (Massenstrom: 50 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von charakteristischen Frequenzen unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)

stematische Abweichung zu sein, da sie auch bei den nachfolgenden Betrachtungen auftritt (s. Tab. 6.3).

Für die Messungen mit offener LBK verdoppelt sich der Strömungsquerschnitt im Einlasskanal im Vergleich mit Messungen mit geschlossener LBK. Dadurch halbiert sich wiederum die Strömungsgeschwindigkeit und die Gleichung 6.1 ergibt eine Ablösefrequenz am Ventilschaft f_{VS} von 775 Hz. Bei der Betrachtung der Ergebnisse der Messung 100O3M (ohne Abbildung) bei einem Ventilhub von 3 mm sind Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten bei einer Frequenz von 745 Hz zu finden. Für die Messung 100O9M (ohne Abbildung), d. h. bei einem Ventilhub von 9 mm, befinden sich die Amplitudenspitzen bei einer Frequenz von 765 Hz. Beide Frequenzen korrespondieren ziemlich genau mit dem theoretischen Wert aus Gleichung 6.1 (weniger als 4% relative Abweichung).

Scherschichtinstabilität des aus dem Ventilspalt austretenden, ringförmigen Freistrahls

Ein zweites signifikantes Phänomen während des Ansaugens der Luft in den Brennraum ist der aus dem Ventilspalt austretende, ringförmige Freistrah. Dieser Teil der Einlassströmung kann mit Scherschichtinstabilitäten in der Zylinderinnenströmung assoziiert werden, besonders bei geschlosse-

6 Untersuchung realer Strömungen

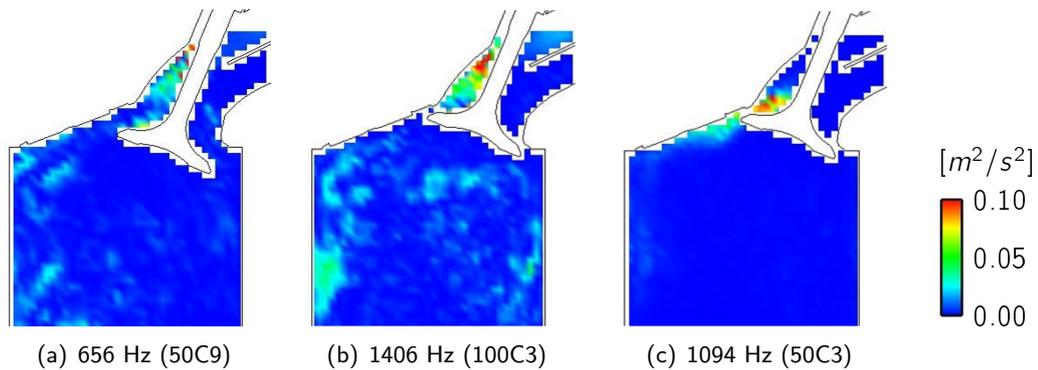


Abbildung 6.25: Räumlichen Verteilung der Amplituden der Frequenzen 656 Hz, 1406 Hz und 1094 Hz unter den Messbedingungen 50C9, 100C3 bzw. 50C3 aus SAS durchgeführt von Imberdis [80]

ner LBK, denn dadurch wird die Strömung über den oberen Teil des Ventiltellers geführt. Daraus resultieren höhere Strömungsgeschwindigkeiten in diesem Gebiet, die ursächlich für stärkere Strömungsschwankungen sind. Diese Fluktuationen in der Strömung verursachen zum Teil klare deterministische Frequenzen. Die Frequenz, die mit der höchsten Amplitude dieser Strömungsschwankungen in Beziehung gesetzt werden kann, wird im Folgenden mit f_F bezeichnet. Die Simulationen durch Imberdis *et al.* [81] ergaben unter Verwendung von SAS und DES für die durch den Freistrahle induzierte Frequenz f_F einen Wert von 2539 Hz bzw. 2500 Hz für die Messbedingungen 100C3.

Aus der Analyse der Messungen 100C3M and 100C3V ergeben sich Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren etwas oberhalb von 2500 Hz. Jedoch sind diese Amplituden in fast allen Leistungsspektren der verschiedenen Messungen gegenwärtig, sodass die dazugehörigen Frequenzen nicht mit diesem spezifischen Phänomen der Einlassströmung assoziiert werden können. Als eine vielversprechende Alternative konnten Amplitudenspitzen im Frequenzbereich um 2850 Hz in den Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ der Messungen 100C3M identifiziert werden. Diese Frequenz ist in den Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messungen 100C3M in Abbildung 6.22 durch einen grünen Rahmen aus einer gestrichelten Linie gekennzeichnet. Die weitere Auswertung der SAS und DES für die Messbedingungen 100C3 von Imberdis [80] ergab, dass in den Leistungsspektren auch Amplitudenspitzen bei 2800 Hz bzw. 2850 Hz zu finden sind. Sie finden sich ebenfalls in den Leistungsspektren der Messung in der Ventilebene 100C3V wieder mit einer Abweichung von weniger als 2%. Daraus folgt, dass die betrachtete Scherschichtinstabilität einen globalen Einfluss auf die Zylinderinnenströmung hat.

Im Fall der Messungen 100C9M und 100C9V vergrößert sich die Fläche des Ventilspaltes, was zu einer verringerten Strömungsgeschwindigkeit des Freistrahles führt. Aufgrund dessen sollte die Frequenz f_F niedriger sein als für die Messungen mit einem Ventilhub von 3 mm. Unter Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen der maximalen Geschwindigkeit im Freistrahle und der Frequenz der Scherschichtinstabilität f_F , sollten sich in den Leistungsspektren der Messungen mit 9 mm Ven-

tilhub Amplitudenspitzen um 2100 Hz aus den Spektren hervorheben. Tatsächlich zeigen sich im Fall der Messungen 100C9M und 100C9V Amplitudenspitzen im Bereich dieser Frequenz in den Leistungsspektren. In Abbildung 6.23 ist die entsprechende Frequenz f_F mit einem grünen Rahmen aus einer gestrichelten Linie gekennzeichnet. Die charakteristischen Frequenzen f_F , die in der Mittel- und der Ventilebene gefunden wurden, weichen wiederum weniger als 2 % voneinander ab. Somit zeigt sich, dass die Scherschichtinstabilität auch bei hohem Ventilhub die gesamte Zylinderinnenströmung beeinflusst.

Gesetzt den Fall, dass auch bei einem Massenstrom von 50 kg/h, einem Ventilhub von 3 mm und einer geschlossenen LBK eine lineare Abhängigkeit zwischen der Frequenz der Scherschichtinstabilität f_F und der maximalen Geschwindigkeit im Freistrahл besteht, ergibt sich ein Wert für die Frequenz f_F von 1150 Hz. In den Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten aus den Messungen 50C3M und 50C3V finden sich auch in diesem Fall Amplitudenspitzen, die mit dem ermittelten Wert der Frequenz korrespondieren. In Abbildung 6.24 ist die betrachtete Frequenz f_F mit einem grünen Rahmen aus einer gestrichelten Linie gekennzeichnet. Die Auswertung der SAS von Imberdis [80] ergibt für die betrachteten Messbedingungen eine Frequenz von 1094 Hz, deren Darstellung der räumlichen Verteilung der Amplituden den Freistrahл über den oberen Teil des Ventiltellers mit einschließt (Abb. 6.25(c)), womit die getroffene Annahme bezüglich der linearen Abhängigkeit als bestätigt betrachtet werden kann. Dem folgend ist eine Frequenz f_F von 980 Hz für die Messung 50C9V ermittelbar, die sich auch in den entsprechenden Leistungsspektren der Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ wiederfindet (ohne Abbildung). Eine Übertragung der Ergebnisse auf die Messungen mit geöffneter LBK erscheint jedoch nicht sinnvoll, denn bei einer geöffneten LBK hat die in den Zylinder eintretende Strömung eine gleichförmigere Massenstromverteilung um das Ventil als das dieses bei einer geschlossenen LBK der Fall ist. Die sich dadurch ergebende geänderte Form des Freistrahls zeigt ein deutlich anderes Verhalten bei der Interaktion mit der Zylinderinnenströmung und die Annahme eines linearen Zusammenhangs zwischen der Frequenz der Scherschichtinstabilität f_F und der maximalen Geschwindigkeit im Freistrahл scheint somit nicht mehr gegeben.

Scherschichtinstabilität im Nachlauf der Abrisskante der LBK

Ein drittes transientes Strömungsphänomen kann mit der Scherschicht im Nachlauf der Abrisskante der LBK assoziiert werden, denn diese verursacht Fluktuationen in der Zylinderinnenströmung mit einer charakteristischen Frequenz f_{LBK} . Imberdis *et al.* [81] identifizierten aus den Ergebnissen ihrer CFD-Simulationen für die Messbedingungen 100C3 eine Frequenz f_{LBK} von 3594 Hz. Aus der Analyse der Messung 100C3M ergeben sich tatsächlich markante Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ bei einer Frequenz von 3650 Hz. Für den Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messung 100C3M ist die Frequenz f_{LBK} in Abbildung 6.22 durch einen grünen Rahmen aus einer Strich-Punkt-Linie gekennzeichnet. Die Leistungsspektren der Messung 100C3V (ohne Abbildung) zeigen die gleiche charakteristische Frequenz. Somit beeinflusst auch die dazu korrespondierende Instabilität im Nachlauf der Abrisskante der LBK die Zylinderinnenströmung global.

6 Untersuchung realer Strömungen

Für Messungen bei einem Ventilhub von 9 mm sollten sich die Amplitudenspitzen, die mit der Frequenz f_{LBK} korrespondieren, kaum zu anderen Frequenzen im Vergleich mit den Messungen bei 3 mm Ventilhub verschoben haben, denn die lokalen Strömungsverhältnisse um die LBK bleiben auch bei steigendem Ventilhub nahezu unverändert. Zur Bestätigung finden sich Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren aller deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ der Messungen mit 100 kg/h Massenstrom, 9 mm Ventilhub und geschlossener LBK bei der gleichen charakteristischen Frequenz f_{LBK} von 3650 Hz. Die Frequenz f_{LBK} ist exemplarisch in der Abbildung 6.23 in den Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messung 100C9M durch einen grünen Rahmen aus einer Strich-Punkt-Linie gekennzeichnet.

Im Fall der Messungen mit halbiertem Massenstrom sollte die Frequenz f_{LBK} , die mit der Scherschichtinstabilität an der LBK-Abrisskante assoziiert werden kann, nur noch halb so groß sein unter Beibehaltung der weiter oben getroffenen Annahme. Die Leistungsspektren, die sich aus der Analyse der Messungen 50C3M und 50C3V mit einem Massenstrom von 50 kg/h ergeben, enthalten Amplitudenspitzen für die Frequenz f_{LBK} im Bereich um 1825 Hz, welche in Abbildung 6.24 durch einen grünen Rahmen aus einer Strich-Punkt-Linie markiert sind. Aus den Simulationsergebnissen der Messbedingungen 50C3 resultiert für die Frequenz f_{LBK} ein Wert von 1750 Hz [80]. Für einen Ventilhub von 9 mm konnten ebenso Amplitudenspitzen mit einer Frequenz assoziiert werden, deren Ursache in der Scherschichtinstabilität an der LBK-Abrisskante zu suchen ist. Der Wert der ermittelten Frequenz f_{LBK} für einen Ventilhub von 9 mm weicht mit einem Wert von 1880 Hz dabei geringfügig von der für 3 mm Ventilhub bestimmten Frequenz f_{LBK} ab. Aus der Präsenz der Frequenz f_{LBK} in den Leistungsspektren für die verschiedenen Messbedingungen lässt sich auch in diesem Fall schließen, dass die an der Abrisskante der LBK induzierte Strömungsinstabilität Einfluss auf die gesamte Zylinderinnenströmung hat.

Zusammengefasst sind die Ergebnisse zu den charakteristischen Frequenzen für die Wirbelablösung am Ventilschaft f_{VS} , die Scherschichtinstabilität des aus dem Ventilschlitz austretenden, ringförmigen Freistrahls f_F und die Scherschichtinstabilität im Nachlauf der Abrisskante der LBK f_{LBK} der Messungen 50C3, 50C9, 100C3 und 100C9 in der Ventil- als auch in der Mittelebene und deren Vergleich mit den Simulationsergebnissen von Imberdis [80] in Tabelle 6.3 zu finden. Diese Übersicht zeigt noch einmal deutlich, dass es gelungen ist, den wichtigsten Strömungsphänomenen - in Bezug auf das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung - ihre charakteristischen Frequenzen zuzuordnen.

Einfluss des Prüfstandsbaus und des Messsystems

Eine weitere Quelle für deterministische Schwankungen in der gemessenen Strömung stellen der Prüfstandsbauplan und das Messsystem dar. Um diese Möglichkeit zu überprüfen, wurden Druckmessungen in der Einlassverlängerung simultan zu den HS-PIV Messungen mit geschlossener LBK durchgeführt. Die Leistungsspektren dieser Druckmessungen zeigen jeweils eine bestimmte Anzahl an Amplitudenspitzen (sieben für die Messbedingungen 100C3, sechs für die Messbedingungen 100C9 und neun für die Messbedingungen 50C3 für Frequenzen kleiner als 5000 Hz). Jede dieser 22 in der

	50C3		50C9		100C3		100C9	
	PIV	SAS	PIV	SAS	PIV	SAS	DES	PIV
f_{VS} [Hz]	750	650	750	656	1550	1406	1523	1550
f_F [Hz]	1150	1094	980	–	2850	2800	2850	2100
f_{LBK} [Hz]	1825	1750	1880	–	3650	3594	3594	3650

Tabelle 6.3: Vergleich der charakteristischen Frequenzen f_{VS} , f_F und f_{LBK} ermittelt aus PIV-Messung und SAS bzw. DES unter den Bedingungen 50C3, 50C9, 100C3 und 100C9 (Massenstrom von 50 und 100 kg/h, geschlossene LBK, Ventilhub von 3 und 9 mm)

Zuströmung gemessenen Frequenzen f_{P_i} finden sich in den Leistungsspektren der betrachteten Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$, $i = 1, 2, 3$ wieder, mit Ausnahme von einer Frequenz in der Mittelebene und drei Frequenzen in der Ventilebene. Ursache dafür ist möglicherweise, dass die mit den Frequenzen korrespondierenden Strömungsschwankungen nicht global Einfluss auf die Zylinderinnenströmung nehmen. Die Frequenzen f_{P_i} , die sich in den Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messungen in der Mittelebene wiederfinden, sind in den Abbildungen 6.22, 6.23 und 6.24 mit einem blauen Rahmen aus einer Volllinie gekennzeichnet. Diese Frequenzen sind kein ursprünglicher Teil der Zylinderinnenströmung, sondern sie werden durch Störungen aus der Umgebung verursacht, wie beispielsweise den Pulsationen des Sauggebläses.

Harmonische Oberfrequenzen und Amplitudenmodulationen

In den Spektren der Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ finden sich auch Phänomene, wie harmonische Oberfrequenzen und Amplitudenmodulationen, die schon bei der Untersuchung des analytischen Vektorfeldes $s_m(x, t)$ (s. Kap. 5.2) und den Messungen am Aktivkanalprüfstand (s. Kap. 6.1.2) in den entsprechenden Leistungsspektren identifiziert werden konnten. Anhand der Spektren des Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messungen 100C3M soll die Zuordnung der genannten Phänomene zu den in den Spektren vorhandenen Frequenzen demonstriert werden. Um eine bessere Übersichtlichkeit bei der Markierung der Frequenzen zu gewährleisten, werden die Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ der Messung 100C3M ein weiteres Mal in einer Abbildung (Abb. 6.26) wiedergegeben.

Die in den Leistungsspektren gefundenen Amplitudenspitzen korrespondieren nicht mit einer festen Frequenz über die Zeit betrachtet wie im Fall des analytischen Vektorfeldes $s_m(x, t)$ (s. Kap. 5.2), sondern die gefundenen Frequenzen unterliegen ihrerseits zeitlichen Schwankungen, wie sie auch bei der Analyse des bewegten Vektorfeldes $v_{m1}(x, t)$ auftraten (Abb. 5.12 und 5.13 in Kap. 5.2). Unter Einbeziehung der Ergebnisse zum bewegten Vektorfeld $v_{m1}(x, t)$ ergibt sich, dass die drei Frequenzen jeweils links und rechts von der Frequenz f_F in Abbildung 6.26, die deutliche Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_1}(t)$ aufweisen, als deren Seitenband- bzw. Modulationsfrequenzen f_{MF_i} $i = 1, 2, 3$ betrachtet werden können. Die Frequenzen f_{MF_2} und f_{MF_3} mit Werten um 410 Hz bzw. 480 Hz weisen Amplitudenspitzen in den Leistungsspektren in

6 Untersuchung realer Strömungen

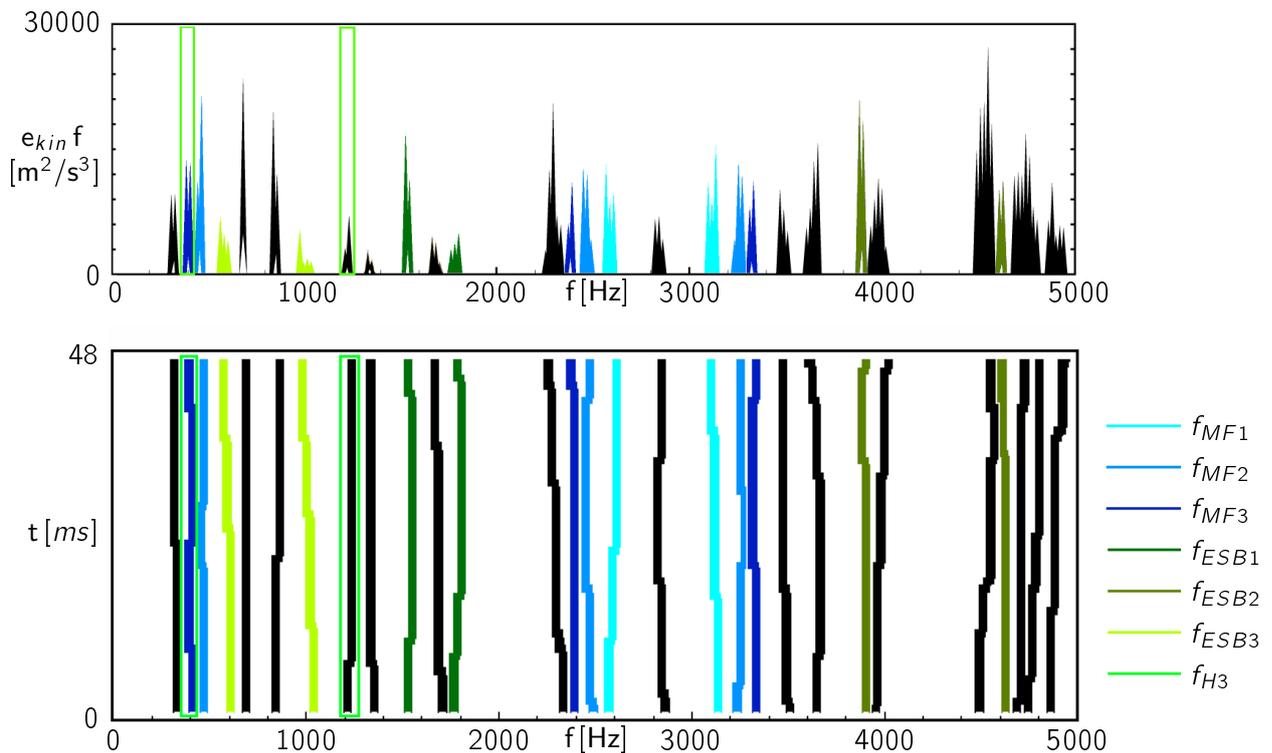


Abbildung 6.26: Wasserfalldiagramm der Messung 100C3M (Massenstrom: 100 kg/h, LBK zu, Ventilhub: 3 mm, Mittelebene) - Darstellung von harmonischen Frequenzen, ESB-AM und ZSB-AM unter Verwendung des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ (Wasserfalldiagramm Seitenansicht und Draufsicht)

Abbildung 6.26 auf (hellblau bzw. dunkelblau eingefärbt) im Gegensatz zur dritten Modulationsfrequenz f_{MF1} mit Werten von 250 bis 290 Hz, deren Seitenband-Amplitudenverläufe cyan eingefärbt sind. Der Ursprung der Frequenzen f_{MF2} und f_{MF3} kann von der Wirbelablösung unterhalb des Ventiltellers herrühren, wobei die Frequenz f_{MF2} für die Ablösung am unteren Teil des Ventiltellers steht aufgrund der geringeren Strömungsgeschwindigkeit im Vergleich mit der Strömungsgeschwindigkeit am oberen Teil des Ventiltellers. Die Frequenz f_{MF3} wird demzufolge mit der Ablösung am oberen Teil des Ventiltellers assoziiert.

Als Beleg für diese Annahme dient auch in diesem Fall die Abschätzung der Ablösefrequenz mit Hilfe der Strouhalzahl Sr . Die Frequenzen f_{MF2} und f_{MF3} ergeben sich aus der Gleichung (Gln. 4.19) unter der Annahme, dass sich die Umströmung des Ventilteller ähnlich der Umströmung eines dreieckigen Prismas verhält, das "gegen die Kante" angeströmt wird. Für diesen Fall hat Novák [121] eine Strouhalzahl Sr_P von 0,24 ermittelt, die im untersuchten Bereich unabhängig von der Reynoldszahl Re war. Die Messungen von Novák erfolgten bis zu einer Reynoldszahl Re von $1 \cdot 10^4$. Die hier ermittelten Ablösefrequenzen haben nur Gültigkeit unter der Bedingung, dass die Strouhalzahl Sr_P auch bei deutlich höheren Reynoldszahlen konstant bleibt.

Die Abbildung 5.13 in Kapitel 5.2 illustriert, dass es sich bei einer Amplitudenmodulation neben einer ZSB-AM auch um eine ESB-AM handeln kann. Diese Art der Amplitudenmodulation findet sich in den Leistungsspektren des deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D1}(t)$ für die Frequenz f_{VS} . Die Amplitudenspitzen des Seitenbandes haben einen nahezu konstanten Abstand von 255 Hz von der Frequenz f_{VS} . Die Schwankungen der modulierten Frequenz f_{VS} und ihrer Seitenbandfrequenz f_{ESB1} , deren Amplitudenspitzen in Abbildung 6.26 jeweils dunkelgrün eingefärbt sind, weisen dabei lediglich einen geringen zeitlichen Versatz auf.

Es gibt eine Reihe weiterer Frequenzen in den Leistungsspektren, die auf diese Weise miteinander in Zusammenhang gebracht werden können. So haben die Amplitudenspitzen um 4625 Hz einen nahezu konstanten Frequenzabstand zu den Amplitudenspitzen um 3900 Hz. Beide zu den Frequenzen gehörenden Amplitudenverläufe sind in Abbildung 6.26 olivgrün eingefärbt. Auch die Frequenzen um 590 Hz und 1000 Hz verlaufen parallel zueinander (in Abb. 6.26 gelbgrün eingefärbt). Die Differenz zwischen den letzteren beiden Frequenzen entspricht der Frequenz f_{MF2} .

Als Beispiel für eine harmonische Oberfrequenz konnte die Frequenz f_{H3} mit einem Wert um 1230 Hz identifiziert werden, die in Abbildung 6.26 durch einen grünen Rahmen markiert ist und der dritten Harmonischen der Frequenz f_{MF2} entspricht, die ebenfalls mit einem grünen Rahmen in Abbildung 6.26 markiert ist.

Auf diese Weise ist es möglich, einen großen Teil der Frequenzen in Verbindung zueinander zu bringen und teilweise ihren Ursprung zu klären. Dabei muss jedoch angemerkt werden, dass die Zuordnung der Frequenzen zu harmonischen Frequenzen und ESB- bzw. ZSB-Amplitudenmodulationen oder weiteren Strömungsphänomenen, wie im Fall der Frequenzen f_{MF2} und f_{MF3} , nicht genauso fundiert ist, wie das im ersten Teil bei der Betrachtung der charakteristischer Frequenzen f_{VS} , f_F , f_{LBK} und f_{Pi} der Fall gewesen ist. Deshalb bleibt die Aussage weiterhin bestehen, dass typischerweise bei einem Drittel der deterministischen Frequenzen eine exakte Zuordnung ihres Ursprungs gelingt.

Die Ergebnisse der präsentierten Untersuchung der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung eines 1.6l FSI 4-Ventil-Zylinderkopfes zeigen, dass es möglich ist, einer großen Anzahl von Fluktuationen in der Strömung den Ursprung ihrer Entstehung unter Verwendung der beschriebenen Vorgehensweise zuzuordnen. Daraus ergibt sich, dass es durch die Änderung der Geometrie der Entstehungsorte der Strömungsschwankungen (z. B. des Ventilschaftes oder der Abrisskante der LBK) oder durch Änderung der Strömungsbedingungen (z.B. der Massenstromverteilung über den Querschnitt) möglich ist, das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung zu beeinflussen. Auf diesem Weg wird es zukünftig möglich sein, spezifische Strömungsschwankungen zu einem vorbestimmten Zeitpunkt zu erzeugen.

7 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war es ein besseres Verständnis für die Strömungsvorgänge im Zylinder zu erlangen und eine genauere Charakterisierung des transienten Verhaltens der einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung zu ermöglichen, denn die Bestimmung des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung mit seinen deterministischen Schwankungsphänomenen und die Identifikation des Ursprungs dieser Strömungsschwankungen erweisen sich als wichtige Elemente bei der Erschaffung einer dem Brennverfahren angepassten Zylinderinnenströmung.

Um dieses Ziel zu erreichen, war es nötig, die räumliche und zeitliche Struktur der Zylinderinnenströmung eingehend analysieren zu können. Besonderes Augenmerk wurde dabei auf die deterministischen Anteile am Schwankungsverhalten der Zylinderinnenströmung gelegt. Zu diesem Zweck wurde ein Auswerteverfahren basierend auf der Karhunen-Loève Zerlegung bzw. SVD eingeführt.

Bei dem Auswerteverfahren werden die Strömungsfelder zuerst durch eine SVD in Eigenwerte λ_i , räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ zerlegt, bevor die Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ anschließend auf ihre deterministischen Anteile reduziert werden. Durch die Reduktion der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ ist es möglich instationäre Strömungsfelder derart zu rekonstruieren, dass Messfehler aus einer PIV-Messung weitestgehend eliminiert werden. Eine weitere Eigenschaft der SVD, die für die Rekonstruktion genutzt wird, ist die Ordnung der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ und der Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ nach der Größe ihrer Eigenwerte λ_i . Die Eigenwerte λ_i repräsentieren dabei den Anteil der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ an der gemittelten kinetischen Energie in der Strömung. Stochastisch auftretende Strömungsstrukturen, d. h. Messfehler, aber auch zeitlich isolierte Strömungsphänomene, haben nur einen geringen Anteil an der kinetischen Energie in der Strömung über die gesamte Messreihe betrachtet und werden deshalb mit niedrigen Eigenwerten λ_i assoziiert. Aus diesem Grund werden räumliche Moden $\varphi_i(x)$ und ihre korrespondierenden Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ mit niedrigen Eigenwerten λ_i bei der Rekonstruktion nicht berücksichtigt.

Basierend auf den rekonstruierten, instationären Strömungsfeldern bestand nun die Möglichkeit, eine qualitative Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung durchzuführen. Außerdem war es nun möglich, durch eine FFT der auf ihre deterministischen Anteile reduzierten Zeitkoeffizienten $a_{Di}(t)$, eine quantitative Analyse von Schwankungsphänomenen mit großer Bedeutung für die Zylinderinnenströmung und die Bestimmung des Ursprungs dieser Strömungsschwankungen durchzuführen.

7 Zusammenfassung

Doch zunächst wurde das Auswerteverfahren an künstlich generierten Vektorfeldern getestet, um ein besseres Verständnis für die Analyseresultate aus den Messungen zu erlangen und um nachzuweisen, dass Frequenzen deterministischer Schwankungen in einem zeitabhängigen Signal durch eine SVD detekrierbar sind. Die Struktur der Vektorfelder repräsentieren für die Zylinderinnenströmung typische kohärenten Strukturen. Die Untersuchung dieser analytischen Strömungsfelder zeigte,

- dass alle durch die Modulation der Amplitude der Vektoren verursachten Frequenzen sowie zusätzlich die Frequenzen, die aus der später hinzugefügten Wirbelbewegung resultieren, in der Frequenzanalyse wiedergegeben wurden,
- dass weitere Frequenzen, die in der Analyse beobachtet wurden, mit harmonischen Oberfrequenzen und Seitenband-Amplitudenmodulationen assoziiert werden konnten und
- dass es nicht möglich ist, die räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ und Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ den ursprünglichen Strukturen eindeutig zuzuordnen, da sich die einzelnen Strukturen in verschiedenen räumlichen und zeitlichen Moden wiederfinden.

Im nächsten Schritt wurden Messungen am Aktivkanalprüfstand durchgeführt, der eigens für diese Arbeit konzipiert wurde und einen Modelleinlasskanal nachbildet, an dem Auswirkungen von aktiv gesteuerten Einbauten auf eine gleichförmige oder pulsierende Kanalströmung untersucht werden können. Eine auf diese Weise erzeugte mit einer aktiv generierten Strömungsschwankung beaufschlagten Kanalströmung wurde mit CTA und PIV vermessen. Die Messungen dienten dazu, nachzuweisen, dass einzelne Schwankungsphänomene in einer realen Strömung nachweisbar sind und das auch in einem größeren Abstand von ihrem Entstehungsort. Daneben sollte geklärt werden, inwieweit künstlich generierte und damit deterministische Strömungsschwankungen das Turbulenzniveau beeinflussen.

Anhand der Ergebnisse der CTA-Messungen konnte gezeigt werden, dass die durch den periodisch angeregten Klappenschwinger erzeugte Strömungsschwankung die Turbulenzintensität erhöht und dadurch belegt, dass auch deterministische Schwankungsphänomene einen Anteil am Turbulenzniveau haben. Des Weiteren ergab sich aus den Leistungsspektren des Geschwindigkeitssignals an den einzelnen Messpunkten, dass sich die Strömungsschwankung mit der Erregerfrequenz des Plattenschwingers ausbreitet. Anders formuliert heißt das, die Strömungsschwankung konnte in einiger Entfernung von ihrem Entstehungsort identifiziert werden. Zusätzlich ergaben sich in den Leistungsspektren Amplitudenspitzen bei harmonischen Oberfrequenzen der durch den Klappenschwinger generierten Strömungsschwankung. Auch gelang es unter Verwendung der Strouhalzahl Sr ein Schwankungsphänomen anhand seiner charakteristischen Frequenz seinem Ursprung zuzuordnen, wobei es sich um die Ablösung an der Klappenachse des Klappenschwingers handelte.

Die Auswertung der PIV-Messungen unter Anwendung des SVD basierenden Auswerteverfahrens ergab, dass der erste räumliche Mode $\varphi_1(x)$ das zeitgemittelte Geschwindigkeitsfeld wiedergibt und die folgenden räumlichen Moden $\varphi_i(x), i = 2, 3, \dots$ die Informationen enthalten, die notwendig sind, um die Schwankungsbewegung der Strömung zu generieren. Daraus ergab sich die Schlussfolgerung,

dass eine direkte Zuordnung der räumlichen Moden $\varphi_i(x)$ zu bestimmten Strömungsstrukturen nicht möglich ist, wie sie schon für die Analyse der synthetischen Vektorfelder getroffen wurde. Es bestätigte sich auch, dass deterministische Schwankungsphänomene, hier in Form der jeweils eingeleiteten Klappenschwingung, in der Strömung bei der Auswertung der PIV-Messungen identifiziert werden können. Wie schon bei den CTA-Messungen entsprach die gemessene Frequenz in der Strömung der Erregerfrequenz des Klappenschwingers. Harmonische Oberfrequenzen und die Ablösefrequenz an der Klappenachse des Klappenschwingers wurden aufgrund des eingeschränkten Frequenzbereichs der PIV-Messungen von 0 Hz bis 500 Hz in den Leistungsspektren der untersuchten Zeitkoeffizienten $a_i(t)$ nicht wiedergefunden.

Eine Besonderheit bei der Auswertung der Klappenschwingung zeigte sich sowohl in der Struktur der räumlichen Moden $\varphi_2(x)$ und $\varphi_3(x)$ als auch im zeitlichen Verlauf ihrer korrespondierenden Zeitkoeffizienten $a_2(t)$ und $a_3(t)$. Sie ähnelten sich auffällig, mit Ausnahme der Tatsache, dass sie gegeneinander entlang der Kanallängsachse bzw. in der Zeit verschoben waren. Die Ursache für die paarweise angeordneten räumlichen und zeitlichen Moden liegt in der aufgeprägten Klappenschwingung.

Der zweite für diese Arbeit entwickelte Prüfstand ist der Drall und Tumble Optische Prüfstand, der konzipiert wurde, um die einlasskanalgenerierte Zylinderinnenströmung unter stationären Messbedingungen mittels PIV- bzw. HS-PIV-Messung erfassen zu können. Der Einsatz der PIV ermöglicht die Strömung im Zylinder zu erfassen, ohne diese zu beeinflussen. Die Flexibilität des Prüfstandes erlaubt es, 2D-PIV- als auch stereoskopische 3D-PIV-Messungen an dem voll optisch zugänglichen Messzylinder durchzuführen. Dabei besteht durch seinen variablen Aufbau die Möglichkeit, Drall- und Tumbleströmung gleichermaßen gut zu erfassen. Für diese Arbeit wurden die Messungen am einem 1.6l FSI 4 Ventil-Zylinderkopf durchgeführt.

Für die Analyse des transienten Verhaltens der Zylinderinnenströmung wurden für eine erste Abschätzung des Schwankungsverhaltens Stabilitätskriterien eingeführt. Anhand der Auswertung verschiedener Messungen am DOP/TOP mittels Stabilitätskriterien zeigte sich,

- dass die Strömung bei sehr kleinen Ventilhuben wenig stabil ist aufgrund der noch nicht ausgeprägten Drall- oder Tumbleströmung,
- dass die Strömung durch Einbauten wie eine LBK und/oder eine Querschnittsverengung stärkeren Schwankungen unterworfen ist als ohne,
- und dass die Stabilität der Zylinderinnenströmung gering ist beim Auftreten von mehreren und/oder in ihrer Existenz unbeständigen Wirbelstrukturen.

Die anschließende detaillierte Analyse anhand der rekonstruierten, instationären Strömungsfelder ergab, dass stärkere Strömungsschwankungen verursacht werden durch

- einen größeren Massenstrom,

7 Zusammenfassung

- eine geschlossene LBK und durch
- einen kleineren Ventilhub,

was die Erkenntnisse aus der Analyse von Messungen am DOP/TOP mittels Stabilitätskriterien bestätigt. Darüber hinaus zeigte die Analyse, dass das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung durch die Interaktion zwischen zwei Hauptströmungsstrukturen bestimmt wird:

- Isolierte Wirbelstrukturen, die in ihrer Stärke und Position variieren und
- wellenförmige Fluktuationen von strahlförmigen Strömungsstrukturen, im Besonderen an Wänden.

Am Ende befasste sich diese Arbeit mit der Identifikation von charakteristischen Frequenzen der wichtigsten Schwankungsphänomene in der Zylinderinnenströmung. Unter Zuhilfenahme der Strouhalzahl S_r , von Analogiebetrachtungen und den Ergebnissen aus CFD-Berechnungen konnten aus den Resultaten der FFT der deterministischen Zeitkoeffizienten $a_{D_i}(t)$ die charakteristischen Frequenzen bestimmt und anschließend ihrem Ursprung zugeordnet werden. Auf diese Weise gelang es die charakteristische Frequenz für

- die Wirbelablösung am Ventilschaft,
- die Scherschichtinstabilität des aus dem Ventilspalt austretenden, ringförmigen Freistrahls und
- die Scherschichtinstabilität im Nachlauf der Abrisskante der LBK

zu ermitteln.

Auch konnte gezeigt werden, dass der Prüfstands Aufbau und das Messsystem weitere Quellen deterministischer Schwankungen in der gemessenen Strömung darstellen. Diese Schwankungen, die kein ursprünglicher Teil der Zylinderinnenströmung sind, wurden durch Störungen aus der Umgebung verursacht, wie beispielsweise den Pulsationen des Sauggebläses. Außerdem konnten Phänomene, wie harmonische Oberfrequenzen und Zweiseitenband-Amplitudenmodulationen, die schon bei der Untersuchung der analytischen Vektorfelder auftraten, in den entsprechenden Leistungsspektren identifiziert werden.

Abschließend lässt sich sagen, dass sich bei der Untersuchung der Zylinderinnenströmung selbst unter stationären Messbedingungen zeigt, dass die Strömung komplexen Schwankungen unterworfen ist. Beginnend mit der Verwendung von Stabilitätskriterien über eine detaillierte Untersuchung der in der Strömung enthaltenen Strukturen und ihrer zeitlichen Entwicklung bis hin zur Identifikation einzelner Strömungsschwankungen, ihrer charakteristischen Frequenzen und ihres Ursprungs wird ein immer besserer und detaillierter Einblick in das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung gewonnen. Die Analyse der Zylinderinnenströmung erweist sich daher in der vorgestellten Form als ein geeignetes Werkzeug für zukünftige Anstrengungen bei der Erzeugung einer dem Brennverfahren angepassten Zylinderinnenströmung. Darüber hinaus wird man, durch die Möglichkeit Schwankungsfrequenz in

der Strömung ihrem Ursprung zuzuordnen, in die Lage versetzt das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung zu kontrollieren. Im nächsten Schritt wird es durch die Veränderung der Geometrie, der Anordnung oder der Anströmbedingung von Bauteilen möglich sein die Strömungsfuktuationen und damit das transiente Verhalten der Zylinderinnenströmung stärker als bisher zu beeinflussen.

Literaturverzeichnis

- [1] *VECTIS CFD Version 3.12 Theory Manual*. Ricardo Consulting Engineers Ltd., 2009.
- [2] *Probes for Hot-wire Anemometry*. Dantec Dynamics A/S, 2010.
- [3] Abdalla, E. M. O.: *Structural Modeling of Aggregated Financial Ratios*. PhD Dissertation, Fachbereich Mathematik, Universität Siegen, 2007.
- [4] Aben, P. C. H., P. R. Bloemen und J. C. H. Zeegers: *2-D PIV measurements of oscillatory flow around parallel plates*. *Science*, 327(5972):1491–1494, 2010.
- [5] Adrian, R. J.: *Statistical properties of particle velocimetry measurements in turbulent flow*. In: Adrian, R. J., D. F. G. Durão, F. Durst, H. Mishina und J. H. Whitelaw (Hrsg.): *Laser Anemometry In Fluid Mechanics-III*, S. 115–129. LADOAN, 1988. Selected Papers from the Third Intl. Symp. On Appl. Of Laser-doppler Anemometry to Fluid Mechanics.
- [6] Arcoumanis, C., T. S. Bea und Z. Hu: *Flow and Combustion in a Four-Valve, Spark-Igintion Optical Engine*. SAE Technical Paper Series, 940475, 1994.
- [7] Arcoumanis, C., A. C. Enotiadis und J. H. Whitelaw: *Frequency analysis of tumble and swirl motored engines*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automobile Engineering, 205(3):177–184, 1991.
- [8] Arcoumanis, C., S. N. Godwin und J. W. Kim: *Effect of Tumble Strength on Combustion and Exhaust Emissions in a Single-Cylinder, Four-Valve, Spark-Ignition Engine*. SAE Technical Paper Series, 981044, 1998.
- [9] Ardenne, M. von, G. Musiol und U. Klemradt: *Effekte der Physik und ihre Anwendungen*. Verlag Harri Deutsch, 2005.
- [10] Baby, X., A. Dupont, A. Ahmed, W. Deslandes, G. Charnay und M. Michard: *A New Methodology to Analyse Cycle-to-Cycle Aerodynamic Variantions*. SAE Technical Paper Series, 2002-01-2837, 2002.
- [11] Baumgarten, H., J. Geiger und P. Wolters: *Development of a Charge Motion Controlled Combustion System for DI SI-Engines and its Vehicle Application for EU-4 Emission Regulations*. SAE Technical Paper Series, 2000-01-0257, 2000.

Literaturverzeichnis

- [12] Büchling, J.: *Der neue 2,0-l-FSI-Motor von Audi*. Motortechnische Zeitschrift, 63(10):788–789, 2002.
- [13] Bensler, H. P., L. Kapitza, J. Raposo und U. Reisch: *A new experimental method for determining port generated swirl flow*. SAE Technical Paper Series, 2002-01-2846, 2002.
- [14] Bizon, K., G. Continillo, S. S. Merola und B. M. Vaglieco: *Application of Proper Orthogonal Decomposition to the analysis of I.C.E. space and time resolved data*. SAE Technical Paper Series, 2007-01-0007, 2007.
- [15] Bonnet, J. P., J. Delville, M. N. Glauser, R. A. Antonia, D. K. Bisset, D. R. Cole, H. E. Fiedler, J. H. Garem, D. Hilberg, J. Jeong, N. K. R. Kevlahan, L. S. Ukeiley und E. Vincendeau: *Collaborative testing of eddy structure identification methods in free turbulent shear flows*. Experiments in Fluids, 25(3):197–225, 2006.
- [16] Borée, J.: *Extended proper orthogonal decomposition: a tool to analyse correlated events in turbulent flows*. Experiments in Fluids, 35(2):188–192, 2003.
- [17] Brücker, C.: *Digital-Particle-Image-Velocimetry (DPIV) in a scanning light-sheet: 3D starting flow around a short cylinder*. Experiments in Fluids, 19(4):255–263, 1995.
- [18] Brücker, C.: *3D scanning PIV applied to an air flow in a motored engine using digital high-speed video*. Measurement Science and Technology, 8(12):1480–1492, 1997.
- [19] Brüggemann, H., M. Wamser, A. Peters und W. Pütz: *Die neuen Dieselmotoren OM 668 mit Common-Rail-Direkteinspritzung für die Mercedes-Benz-A-Klasse*. In: *Sonderausgabe ATZ und MTZ: Die neue A-Klasse von Daimler-Benz*, 1997.
- [20] Bruun, H. H.: *Hot-Wire Anemometry: Principles and Signal Analysis*. Oxford University Press, 1995.
- [21] Bui-Thanh, T., M. Damodaran und K. Willcox: *Proper Orthogonal Decomposition Extensions for Parametric Applications in Transonic Aerodynamics*. In: *21st Applied Aerodynamics Conference*, Bd. AIAA 2003-4213, 2003.
- [22] Campbell, J. W., G. Hardy und F. Personeni: *Diesel Engine Intake Port - Flow Stability and application of CFD using a Hybrid-Low-Reynolds near wall method*. In: *THIESEL 2006, Conference on Thermo- and Fluid Dynamics Processes in Diesel Engines*, 2006.
- [23] Chatterjee, A.: *An Introduction to the Proper Orthogonal Decomposition*. Current Science, 78(7):808–817, 2000.
- [24] Choi, W., B. C. Choi, H. K. Park, K. J. Joo und J. H. Lee: *In-Cylinder Flow Field Analysis of a Single Cylinder DI Diesel Engine Using PIV and CFD*. SAE Technical Paper Series, 2003-01-1846, 2003.

- [25] Cosadia, I., J. Borée, G. Charnay und P. Dumont: *Cyclic variations of the swirling flow in a Diesel transparent engine*. Experiments in Fluids, 41(1):115–134, 2006.
- [26] Cosadia, I., J. Borée und P. Dumont: *Coupling time-resolved PIV flow-fields and phase-invariant proper orthogonal decomposition for the description of the parameters space in a transparent Diesel engine*. Experiments in Fluids, 43(2-3):357–370, 2007.
- [27] Coupland, J. M., C. P. Garner, R. D. Alcock und N. A. Halliwell: *Holographic Particle Image Velocimetry and its Application in Engine Development*. Journal of Physics: Conference Series, 45:29–37, 2006.
- [28] Daneshyar, H. und D. E. Fuller: *Definition and measurement of turbulence parameters in reciprocating I.C. engines*. SAE Technical Paper Series, 861529, 1986.
- [29] Deslandes, W., P. Dumont, A. Dupont und X. Baby: *Airflow Cyclic Variations Analysis in Diesel Combustion Chamber by PIV Measurements*. SAE Technical Paper Series, 2004-01-1410, 2004.
- [30] Dingel, O., J. Kahrstedt, T. Seidel und S. Zülch: *Dreidimensionale Messung der Ladungsbe-
wegung mit Doppler Global Velocimetry*. Motortechnische Zeitschrift, 64(2):106–110, 2003.
- [31] Dingel, O., T. Seidel und H. Steuker: *Strömungsmessung während der Kompression mit Doppler
Global Velocimetry*. Motortechnische Zeitschrift, 67(5):368–375, 2006.
- [32] Dobler, H.: *Vorschlag zur Erzeugung von Turbulenzen im Brennraum : Membranzungen machen
Wirbel*. Automobil-Revue, 93(7):33, 1998.
- [33] Druault, P., P. Guibert und F. Alizont: *Use of proper orthogonal decomposition for time inter-
polation from PIV data*. Experiments in Fluids, 39(6):1009–1023, 2005.
- [34] Eichlseder, H., M. Klüting und W. F. Piock: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*.
Springer, 2008.
- [35] Elsinga, G. E., F. Scarano, B. Wieneke und B. W. van Oudheusden: *Tomographic particle image
velocimetry*. Experiments in Fluids, 41(6):933–947, 2006.
- [36] Endres, H., H. J. Neußer und R. Wurms: *Influence of Swirl and Tumble on Economy and
Emissions of Multi Valve SI Engines*. SAE Technical Paper Series, 920516, 1992.
- [37] Endres, H., H. J. Neußer und R. Wurms: *Entwicklung tumble-unterstützter Brennverfahren mit
Hilfe neuester Entwicklungsmethoden*. Motortechnische Zeitschrift, 55(10):592–598, 1994.
- [38] Endres, H., R. Wurms und H. J. Neußer: *Verbrauchs- und Emissionsminderung bei Mehrventil-
Ottomotoren durch Anwendung von Drall und Tumble*. In: 3. Aachener Kolloquium Fahrzeug-
und Motorentechnik, 1991.
- [39] Everson, R. und L. Sirovich: *Karhunen-Loeve procedure for gappy data*. Journal of the Optical
Society of America A: Optics, Image Science, and Vision, 12(8):1657–1664, 1995.

Literaturverzeichnis

- [40] Fahl, M.: *Trust-Region Methods for Flow Control based on Reduced Order Modelling*. PhD Dissertation, Fachbereich IV, Universität Trier, 2001.
- [41] Fansler, T.D. und D.T. French: *Cycle-Resolved Laser-Velocimetry Measurement in a Reentrant-Bowl-in-Piston Engine*. SAE Technical Paper Series, 880377, 1988.
- [42] Farge, M.: *Wavelet Transform and their Applications to Turbulence*. Annual Reviews of Fluid Mechanics, 24:395–458, 1992.
- [43] Farge, M., N. K. R. Kevlahan und K. Schneider: *Non-Gaussianity and Coherent Vortex Simulation for two-dimensional turbulence using an adaptive orthonormal wavelet basis*. Physics of Fluids, 11(8):2187–2201, 1999.
- [44] Farge, M. und K. Schneider: *Coherent Vortex Simulation (CVS), a semi-deterministic turbulence model using wavelets*. Flow, Turbulence and Combustion, 66(4):393–426, 2001.
- [45] Farge, M., K. Schneider, G. Pellegrino, A. A. Wray und R. S. Rogallo: *Coherent vortex extraction in three-dimensional homogeneous turbulence: Comparison between CVS-wavelet and POD-Fourier decompositions*. Physics of Fluids, 15(10):2886–2896, 2003.
- [46] Fiedler, H. E., C. Kirmse, B. Sammler, G. Seifert und C. J. Kähler: *Turbulente Strömungen*. Vorlesungsskript, 2003. Hermann-Föttinger-Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Berlin; Institut für Strömungsmechanik, Technische Universität Braunschweig.
- [47] Fischer, J., A. Velji und U. Spicher: *Investigation of Cycle-To-Cycle Variations of In-Cylinder Processes in Gasoline Direct Injection Engines Operating With Variable Tumble Systems*. SAE Technical Paper Series, 2004-01-0044, 2004.
- [48] Floch, A., J. V. Frank und A. Ahmed: *Comparison of the Effects of Intake-Generated Swirl and Tumble on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Engine*. SAE Technical Paper Series, 952457, 1995.
- [49] Fogleman, M., J. L. Lumley, D. Rempfer und D. Haworth: *Application of the proper orthogonal decomposition to datasets of internal combustion engine flows*. Journal of Turbulence, 5, 2004.
- [50] Fraidl, G. K.: *Die Zukunft des Ottomotors*. In: *Vortragsreihe des österr. Verein für Kraftfahrzeugtechnik*, 2003. Vortrag.
- [51] Fraidl, G. K., W. F. Piöck und M. Wirth: *Die Direkteinspritzung als Basis zukünftiger Ottomotorkonzepte*. In: *19. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 156–174, 1998.
- [52] Freek, C., W. Hentschel und W. Merzkirch: *High Speed PIV - a diagnostic tool for IC-engines*. In: *8th International Symposium on Flow Visualization, Sorrento*, 1998.

- [53] Freek, C., W. Hentschel und A. Wüste: *Optimization of in-cylinder fluid motion by means of on-line Particle Tracking Velocimetry*. In: *3rd International Conference on Combustion Technologies For a Clean Environment, Lissabon, Portugal, 1995*.
- [54] Förster, W., G. Karpinsky, H. Krain, I. Röhle und R. Schodl: *3-Component-Doppler-Laser-Two-Focus Velocimetry Applied to a Transonic Centrifugal Compressor*. In: *10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, Portugal, 2000*.
- [55] Fukushima, C., L. Aanen und J. Westerweel: *Investigation of the mixing process in an axisymmetric turbulent jet using PIV and LIF*. In: Adrian, R. J., D. F. G. Durão, M. V. Heitor, M. Maeda, C. Tropea und J. H. Whitelaw (Hrsg.): *Laser Techniques for Fluid Mechanics*, S. 339–356. Springer, 2002.
- [56] Furuno, S., S. Iguchi, K. Oishi und T. Inoue: *The Effects of 'Inclination Angle of Swirl Axis' on Turbulence Characteristics in a 4-Valve Lean-Burn Engine with SCV*. SAE Technical Paper Series, 902139, 1990.
- [57] Geiger, J., H. J. Neußer und F. Pischinger: *Neue Entwicklungswerkzeuge zur Optimierung der Zylinderinnenströmung und Flammenausbreitung an Serienmotoren*. In: *Wichtige optische Meßmethoden in der modernen Automobilentwicklung, Haus der Technik, Essen, 1995*.
- [58] Gindele, J.: *Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung*. PhD Dissertation, Institut für Kolbenmaschinen, Universität Karlsruhe, 2001. Forschungsberichte aus dem Institut für Kolbenmaschinen der Universität Karlsruhe (TH) 2001,2.
- [59] Gleißner, M., S. Arndt, R. Grzeszik, T. Lindemann, A. Dreizler, B. Böhm und S. Müller: *Analyse der Brennraumströmung eines direkteinspritzenden Ottomotors mittels Hochgeschwindigkeits-Particle Image Velocimetry : Auswirkung auf Gemischbildung und Verbrennung*. In: *Motorische Verbrennung - Aktuelle Probleme und moderne Lösungsansätze (IX. Tagung)*, 2009.
- [60] Gölling, B.: *Experimentelle Untersuchungen des laminar-turbulenten Überganges der Zylinder-grenzschichtströmung*. Techn. Ber. Forschungsbericht 2001, 14, Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V., 2001.
- [61] Glufke, T.: *Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Diplomarbeit, Institut für Maschinenmesstechnik und Kolbenmaschinen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003.
- [62] Graftieaux, L., M. Michard und N. Grosjean: *Combining PIV and POD and vortex identification algorithms for the study of unsteady turbulent swirling flows*. *Measurement Science and Technology*, 12(9):1422–1429, 2001.

Literaturverzeichnis

- [63] Grebe, U. D.: *Möglichkeiten zur ansaugseitigen Querschnittssteuerung und deren Analyse an einem Vierventil-Ottomotor*. Techn. Ber. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, 289, VDI Verlag, 1996.
- [64] Grebe, U. D., R. Prüfer, P. Hofmann, M. Fitl und D. Weissenberger: *Kanalabschaltung: Der intelligente Weg zur Verbrauchsverbesserung kleiner Ottomotoren*. In: *23. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 81–100, 2002.
- [65] Grigo, M., M. Schwaderlapp und P. Wolters: *Luftgeführtes Gemischbildungsverfahren für einen direktinspritzenden Ottomotor*. In: *18. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 84–104, 1997.
- [66] Hadded, O. und I. G. Denbratt: *Turbulence Characteristics of Tumbling Air Motion in Four-Valve S.I. Engines and their Correlation with Combustion Parameters*. SAE Technical Paper Series, 910478, 1991.
- [67] Hadler, J., R. Szengel, H. Middendorf, A. Kuphal, W. Siebert und L. Hentschel: *Minimaler Verbrauch - Maximale Kraft : TSI-Technik im neuen 1,2l Motor von Volkswagen*. In: *30. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 92–116, 2009.
- [68] Haertig, J., M. Havermann, C. Rey und A. George: *Particle Image Velocimetry in Mach 3.5 and 4.5 shock-tunnel flows*. AIAA Journal, 40(6):1056–1060, 2002.
- [69] Hentschel, W., B. Block, T. Hovestadt, H. Meyer, G. Ohmstede, V. Richter, B. Stiebels und A. Winkler: *Optical diagnostics and CFD-simulations to support the combustion process development of the Volkswagen FSI direct-injection gasoline engine*. SAE Technical Paper Series, 2001-01-3648, 2001.
- [70] Hentschel, W., G. Ohmstede, G. Block, R. Vanhaelst, S. Schmerbeck, J. Czajka, K. Wislocki und D. Karst: *Multiple swirl flow analysis in a direct-injection diesel engine*. In: *12th International Symposium on Flow Visualization, Göttingen*, 2006.
- [71] Hentschel, W., G. Ohmstede, S. Dankers, F. Kallmeyer und K. Schintzel: *Micro-invasive optical diagnostics for combustion process development of the Volkswagen FSI Engine*. In: *32. FISITA World Automotive Congress, München*, 2008. F2008-12-058.
- [72] Hentschel, W. und B. Stoffregen: *Flow visualization with laser light-sheet techniques in automotive research*. In: *4th International Symposium on Flow Visualization, Paris*, 1986.
- [73] Herberg, T.: *Numerische Simulation und Analyse der stationären und instationären laminaren Ablöseblase an der zurückspringenden and abgerundeten Stufe mit Hilfe der Karhunen-Loève Zerlegung*. Techn. Ber. Forschungsbericht 95-31, Department of Computer Science, Michigan State University, 1995.
- [74] Heywood, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Book Co, 1988.

- [75] Hill, N. S., P. Asadamongkon und K. C. Lee: *A study of turbulence and cyclic variation levels in internal combustion engine cylinders*. In: *10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, Portugal, 2000*.
- [76] Hinsch, K. D.: *Holographic particle image velocimetry*. *Measurement Science and Technology*, 13(7):R61–R72, 2002.
- [77] Hohenberg, G.: *Analyse der Gemischbildung und Verbrennung am DI-Ottomotor*. In: *18. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 1–33, 1997.
- [78] Holmes, P., J. L. Lumley und G. Berkooz: *Turbulence and Coherent Structures and Dynamical Systems and Symmetry*. Cambridge University Press, 1996.
- [79] Hu, Z., J. H. Whitelaw und C. Vafidis: *Flame Propagation Studies in a Four-Valve Pentroof-Chamber Spark Ignition Engine*. SAE Technical Paper Series, 922321, 1992.
- [80] Imberdis, O.: *Turbulent Flow Structures Induced by an Engine Intake Port*. PhD Dissertation, Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2009.
- [81] Imberdis, O., M. Hartmann, H. P. Bensler, L. Kapitza und D. Thévenin: *A numerical and experimental investigation of a DISI-engine intake port generated turbulent flow*. *SAE Journal of Engines*, 116:1373–1387, 2007.
- [82] Jordan, P., M. Schlegel, O. Stalnov, B. R. Noack und C. E. Tinney: *Identifying noisy and quiet modes in a jet*. In: *13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (28th AIAA Aeroacoustics Conference)*, Bd. AIAA 2007-3602, 2007.
- [83] Kapitza, L., O. Imberdis, H. P. Bensler, J. Willand und D. Thévenin: *Rekonstruktion und Visualisierung der instationären, einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung an einem Volkswagen 1.6L FSI Zylinderkopf*. In: *19th Simulation and Visualization Conference, Magdeburg*, S. 209–220, 2008.
- [84] Kapitza, L., O. Imberdis, H. P. Bensler, J. Willand und D. Thévenin: *An experimental analysis of the turbulent structures generated by the intake port of a DISI-engine*. *Experiments in Fluids*, 48(2):265–280, 2010.
- [85] Karhunen, K.: *Zur Spektraltheorie stochastischer Prozesse*. *Ann. Acad. Sci. Fennicae and Series A1 and Mathematica-Physica*, 34:1–7, 1946.
- [86] Khalighi, B.: *Intake-Generated Swirl and Tumble Motion in a 4-Valve Engine with Various Intake Configurations - Flow Visualization and Particle Tracking Velocimetry*. SAE Technical Paper Series, 950059, 1990.
- [87] Khalighi, B., S. H. E. Tahry, D. C. Haworth und M. S. Huebler: *Computation and Measurement of Flow and Combustion in a Four-Valve Engine with Intake Variations*. SAE Technical Paper Series, 950287, 1995.

Literaturverzeichnis

- [88] Kolmogorov, A. N.: *The local structure of turbulence in incompressible viscous fluid for very large Reynolds numbers*. Doklady Akademii Nauk SSSR, 30(4):151–155, 1941.
- [89] Kosambi, D. D.: *Statistics in function space*. Journal of Indian Mathematical Society, 7:76–88, 1943.
- [90] Kostas, J., J. Soria und M. S. Chong: *A comparison between snapshot POD analysis of PIV velocity and vorticity data*. Experiments in Fluids, 48(2):146–160, 2005.
- [91] Kragel, B.: *Streamline Diffusion POD Models in Optimization*. PhD Dissertation, Fachbereich IV, Universität Trier, 2005.
- [92] Kraus, E.: *Simulation der vorgemischten Verbrennung in einem realen Motor mit dem Level-Set-Ansatz*. PhD Dissertation, Fakultät für Mathe und Physik, Eberhard-Karls-Universität zu Tübingen, 2007.
- [93] Krausgrill, C.: *Messung und Bewertung der Zylinderinnenströmung am Ottomotor*. Techn. Ber. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, 379, VDI Verlag, 1999.
- [94] Krebs, R. und B. Stiebels: *Der Beitrag des Otto-Motors mit Direkteinspritzung zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs und Minderung der CO₂-Emissionen am Beispiel des FSI-Motors der Volkswagen AG*. In: *Senkung des Kraftstoffverbrauchs, München, 2000*. Vortrag.
- [95] Kuhn, S., C. Wagner und P. R. von Rohr: *Influence of wavy surfaces on coherent structures*. Experiments in Fluids, 43(2-3):251–259, 2007.
- [96] Kuwahara, K., T. Watanabe, J. Takemura, S. Omori, T. Kume und H. Ando: *Optimization of In-Cylinder Flow and Mixing for a Center-Spark Four-Valve Engine Employing the Concept of Barrel-Stratification*. SAE Technical Paper Series, 940986, 1994.
- [97] Lacarelle, A., D. M. Luchtenburg, M. R. Bothien, B. R. Noack und C. O. Paschereit: *A Combination of Image Post-Processing Tools to Identify Coherent Structures of Premixed Flames*. In: *2nd Int. Conf. Jets and Wakes and Separated Flows, Berlin, 2008*.
- [98] Lenaerts, V., G. Kerschen und J. C. Golinval: *Proper Orthogonal Decomposition for Model Updating of non-linear Mechanical Systems*. Mechanical Systems and Signal Processing, 15:31–43, 2001.
- [99] Lesieur, M.: *Turbulence in Fluids*. Springer, 2008.
- [100] Lewalle, J., J. Delville und J. P. Bonnet: *Decomposition of Mixing Layer Turbulence into Coherent Structures and Background Fluctuations*. Flow, Turbulence and Combustion, 64(4):301–328, 2000.
- [101] Li, Y., S. Liu, S. X. Shi und Z. Xu: *Effect of the Swirl Control Valve on the In-Cylinder Air Motion in a Four-Valve SI Engine*. SAE Technical Paper Series, 2000-01-2058, 2000.

- [102] Li, Y., H. Zhao, Z. Peng und N. Ladommatos: *Analysis of Tumble and Swirl Motion in a Four-Valve SI Engine*. SAE Technical Paper Series, 2001-01-3555, 2001.
- [103] Liebl, J., M. Klütting, J. Poggel und S. Missy: *Der neue BMW Vierzylinder- Ottomotor mit Valvetronic, Teil 2: Thermodynamik und funktionale Eigenschaften*. Motortechnische Zeitschrift, 62(7/8), 2001.
- [104] Loève, M.: *Sur les fonctions aléatoires stationnaires du second ordre*. Revue Scientifique, 83:297–303, 1945.
- [105] Lohninger, H.: *Fundamentals of Statistics*. Epina eBooks, 2006.
- [106] Lorenz, M.: *Zusammenhänge zwischen der Ladungsbewegung und dem Verbrennungsablauf beim Ottomotor*. In: *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, Graz, S. 327–345, 1989.
- [107] Lumley, J. L.: *The structure of inhomogeneous turbulent flows*. Atmospheric Turbulence and Radio Wave Propagation, S. 166–178, 1967.
- [108] Manhart, M.: *Umströmung einer Halbkugel in turbulenter Grenzschicht : Grobstruktursimulation und Eigenmodeanalyse der Ablöseprozesse*. Techn. Ber. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 7, Strömungstechnik, 292, VDI Verlag, 1996.
- [109] Mase, Y., J. I. Kawashima, T. Sato und M. Eguchi: *Nissan's new multivalve DI diesel engine series*. SAE Technical Paper Series, 981039, 1998.
- [110] Maurel, S., J. Borée und J. L. Lumley: *Extended Proper Orthogonal Decomposition: Application to Jet/Vortex Interaction*. Flow, Turbulence and Combustion, 67:125–136, 2001.
- [111] Meinhart, C. D., S. T. Wereley und J. G. Santiago: *PIV measurements of a microchannel flow*. Experiments in Fluids, 27(5):414–419, 1999.
- [112] Menne, R. J., S. Limbach, B. Brinkmann, C. D. Hohage, D. Skipp und T. Sweet: *Abstimmung und Integration von Benzinmotoren mit Direkteinspritzung*. In: *24. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 81–103, 2003.
- [113] Menzel, F., T. Seidel, W. Schmidt und J. Pape: *Einzylindermotor als Werkzeug zur Entwicklung neuer Brennverfahren*. Motortechnische Zeitschrift, 67(3):168–173, 2006.
- [114] Mollenhauer, K. und H. Tschöke: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer, 2007.
- [115] Moreno, D., A. Krothapalli, M. B. Alkisar und L. M. Lourenco: *Low-dimensional model of a supersonic rectangular jet*. Physical Review E, 69(026304), 2005.
- [116] Moriyoshi, Y., T. Kamimoto und M. Yagita: *Definition of Turbulence in In-Cylinder Flow Fields*. JSME International Journal. Ser. B, Fluids and Thermal Engineering, 36B(1):172–177, 1993.

Literaturverzeichnis

- [117] Nadarajah, S., S. Balabani, M. J. Tindal und M. Yianneskis: *The effect of swirl on the annular flow past an axisymmetric poppet valve*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Engineering Science, 212(6):473–484, 1998.
- [118] Nadarajah, S., S. Balabani, M. J. Tindal und M. Yianneskis: *The turbulence structure of the annular non-swirling flow past an axisymmetric poppet valve*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C, Journal of Engineering Science, 212(6):455–471, 1998.
- [119] Neußer, H. J., L. Spiegel und J. Ganser: *Particle Tracking Velocimetry - A Powerful Tool to Shape the In-Cylinder Flow of Modern Multi-Valve Engine Concepts*. SAE Technical Paper Series, 950102, 1995.
- [120] Nordgren, H., L. Hildingsson und B. Johansson: *Comparison Between In-Cylinder PIV Measurements and CFD Simulations and Steady Flow Impulse Torque Swirl Meter Measurements*. SAE Technical Paper Series, 2003-01-3147, 2003.
- [121] Novák, J.: *Die Strouhal-Zahl der Körper und einfacher Körpersysteme*. Techn. Ber. Monographs and memoranda 23, National Research Institute of Machine Design, 1978.
- [122] Obukhov, A. M.: *Energy distribution in the spectrum of a turbulent flow*. Izvestiya Akademii Nauk SSSR Seriya Geologicheskaya Geofizicheskaya, 4-5:453–466, 1941.
- [123] Ohmstede, G., P. Alberti, L. Kapitza, F. Lange und S. Schmerbeck: *Untersuchung von Eigenschaften alternativer Kraftstoffe für die dieselmotorische Verbrennung*. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden, 2008*.
- [124] Ozdor, N., M. Dulger und E. Sher: *Cyclic Variability in Spark Ignition Engines A Literature Survey*. SAE Technical Paper Series, 940987, 1994.
- [125] Palacios, A., G. H. Gunaratne, M. Gorman und K. A. Robbins: *Karhunen-Loève analysis of spatiotemporal flame patterns*. Physical Review E, 57(5), 1998.
- [126] Philips, P. J., T. Mayer, T. Wallbrück, G. A. Warren und R. J. Menne: *Massnahmen zur Verbesserung des Magerlaufverhaltens von Ottomotoren*. In: *18. Internationales Wiener Motoren-symposium*, S. 257–284, 1997.
- [127] Piquet, J.: *Turbulent Flows : Models and Physics*. Springer, 2001.
- [128] Pischinger, S., W. Salber, J. Dilthey und P. Adomeit: *Ladungsbewegung und Gemischbildung bei Ottomotoren mit voll variabler Ventilsteuerung*. Motortechnische Zeitschrift, 62(11):936–945, 2001.
- [129] Pope, S. B.: *Turbulent Flows*. Cambridge University Press, 2008.
- [130] Pratchett, T.: *Echt Zauberhaft*. Goldmann Verlag, 2001.

- [131] Prescher, K. und F. Peter: *Zusammenhänge zwischen der Ladungsbewegung und dem Verbrennungsablauf beim Ottomotor*. In: *Motorische Verbrennung - aktuelle Probleme und moderne Messverfahren, Erlangen*, S. 174–195, 1995.
- [132] Pugachev, V. S.: *The general theory of correlation of random functions*. Izvestiya Akademii Nauk SSSR Seriya Matematicheskaya, 17(5):401–420, 1953.
- [133] Raffel, M., C. E. Willert, S. T. Wereley und J. Kompenhans: *Particle image velocimetry : a practical guide*. Springer, 2. Aufl., 2007.
- [134] Raposo, J., W. Hentschel und W. Merzkirch: *Analysis of the Dynamical Behavior of Coherent Structures in In-Cylinder Flows of Internal Combustion Engines*. In: *10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, Portugal*, 2000.
- [135] Reeves, M., D. P. Towers, B. Tavender und C. H. Buckberry: *A high-speed all-digital technique for cycle-resolved 2-D flow measurement and flow visualisation within SI engine cylinders*. Optics and Lasers in Engineering, 31(4):247–261, 1999.
- [136] Régert, T., P. Rambaud und M. L. Reithmüller: *Investigation of the Link between Physics and POD Modes*. Techn. Ber. A894174, von Kármán Institute for Fluid Dynamics, 2005.
- [137] Reuss, D. L., R. J. Adrian, C. C. Landreth, D. T. French und T. D. Fansler: *Instantaneous Planar Measurement of Velocity and Large-Scale Vorticity and Strain Rate in an Engine Using Particle-Image Velocimetry*. SAE Technical Paper Series, 890616, 1989.
- [138] Reuss, D. L., T. W. Kuo, B. Khalighi, D. C. Haworth und M. Rosalik: *Particle Image Velocimetry Measurements in a High-Swirl Engine Used for Evaluation of Computational Fluid Dynamics Calculations*. SAE Technical Paper Series, 952381, 1995.
- [139] Ricardo, H. R. und J. G. G. Hempson: *The High Speed Internal Combustion Engine*. Blackie and Son, 5. Aufl., 1968.
- [140] Roudnitzky, S., P. Druault und P. Guibert: *Proper orthogonal decomposition of in-cylinder engine flow into mean component, coherent structures and random Gaussian fluctuations*. Journal of Turbulence, 7(70):197–225, 2006.
- [141] Rozsas, T., U. Thoms und D. Meyerdierks: *Einfluss von Brennraumform und Ansaugsystem auf die ottomotorische Magerlaufgrenze*. VDI-Berichte, 578:93–112, 1985.
- [142] Schade, H., E. Kunz, F. Kameier und C. O. Paschereit: *Strömungslehre*. de Gruyter, 2007.
- [143] Schindler, K. P., W. Hentschel, J. H. Whitelaw, C. Arcoumanis, J. Wolfrum, A. Arnold und A. Leipertz: *Analyse der Gemischbildung und Verbrennung am DI-Ottomotor*. In: *12. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 405–417, 1991.

Literaturverzeichnis

- [144] Schlegel, M., B. R. Noack, P. Comte, D. Kolomenskiy, K. Schneider, M. Farge, D. M. Luchtenburg, J. E. Scouten und G. Tadmor: *Reduced-Order Modelling of Turbulent Jets for Noise Control*. In: Brun, C., D. Juvé, M. Manhart und C. D. Munz (Hrsg.): *Numerical Simulation of Turbulent Flows and Noise Generation*, Bd. 104 (NNFM), Kap. 1, S. 3–27. Springer, 2009.
- [145] Schleif, F. M.: *Prototype based Machine Learning for Clinical Proteomics*. PhD Dissertation, Fakultät für Mathematik/Informatik und Maschinenbau, Technischen Universität Clausthal, 2007.
- [146] Schlichting, H. und K. Gersten: *Grenzschicht-Theorie*. Springer, 2006.
- [147] Söderberg, F., B. Johansson und B. Lindhoff: *Wavelet Analysis of In-Cylinder LDV Measurements and Correlation Against Heat-Release*. SAE Technical Paper Series, 980483, 1998.
- [148] Seidel, T. und H. Steuker: *Doppler Global Velocimetry Messung der Zylinderinnenströmung mit ottomotorischer Direkteinspritzung*. Motortechnische Zeitschrift, 69(4):328–333, 2008.
- [149] Sheng, M.: *Non-linear Model Reduction and Control of Molten Carbonate Fuel Cell Systems with Internal Reforming*. PhD Dissertation, Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2007.
- [150] Sirovich, L.: *Turbulence and the Dynamics of Coherent Structures: I and II and III*. Quarterly Applied Mathematics, 45(3):561–590, 1987.
- [151] Sirovich, L. und R. Everson: *Management and Analysis of Large Scientific Datasets*. The International Journal of Supercomputer Applications, 6(1):50–68, 1992.
- [152] Spurk, J. H. und N. Aksel: *Strömungslehre : Einführung in die Theorie der Strömungen*. Springer, 2007.
- [153] Stanislas, M., K. Okamoto, C. J. Kähler und J. Westerweel: *Main results of the Second International PIV Challenge*. Experiments in Fluids, 39(2):170–191, 2005.
- [154] Stone, C. R. und N. Ladommatos: *The Measurement and Analysis of Swirl in Steady Flow*. SAE Technical Paper Series, 921642, 1992.
- [155] Szengel, R., M. Wiedmann, L. Damminger, J. Böhme, M. Jung und U. Breuling: *Der neue 2,0-l-FSI-Ottomotor mit Vierventiltechnik*. In: *Der neue Audi A3 / Sonderheft ATZ/MTZ*, S. 72–91, 2003.
- [156] Tennekes, H. und J. L. Lumley: *A First Course in Turbulence*. MIT Press, 1972.
- [157] Thien, G.: *Entwicklungsarbeiten an Ventilkämen von Viertakt-Dieselmotoren*. Österreichische Ingenieurs Zeitschrift, 9, 1965.

- [158] Tinney, C. E.: *The Modified Complementary Technique applied to the Mach 0.85 axisymmetric jet for noise prediction*. In: *13th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (28th AIAA Aeroacoustics Conference)*, Bd. AIAA 2007-3663, 2007.
- [159] Tippelmann, G.: *A New Method of Investigation of Swirl Ports*. SAE Technical Paper Series, 770404, 1977.
- [160] Tippelmann, G.: *Räumlicher Drallmesser für Drall- und Tumblemesser*. Motortechnische Zeitschrift, 58(6):327–363, 1997.
- [161] Tomita, K.: *Der neue Nissan L4 Direkteinspritzer-Ottomotor und CVT*. In: *20. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 306–332, 1999.
- [162] Trigui, N., J. C. Kent, Y. G. Guezennec und W. C. Choi: *Characterization of Intake Generated Fluid Flow Fields in IC Engines Using 3-D Particle Tracking Velocimetry (3-D PTV)*. SAE Technical Paper Series, 940279, 1994.
- [163] Tropea, C., B. J. McKeon, G. Comte-Bellot, J. F. Foss, J. Westernweel, F. Scarano, J. F. Meyers, J. W. Lee, A. A. Cavone, R. Schodl, M. M. Koochesfahani, D. O. Nocera, Y. Andreopoulos, W. J. Dahm, J. A. Mullin, J. M. Wallace, P. V. Vukoslavcevic, S. C. Morris, E. R. Pardyjak und A. Cuerva: *Velocity, Vorticity, and Mach Number*. In: Tropea, C., A. L. Yarin und J. F. Foss (Hrsg.): *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*, Kap. 5, S. 215–471. Springer, 2007.
- [164] Tropea, C., H. Nobach, L. Cordier, J. P. Bonnet, J. Delville, J. Lewalle, M. Farge, K. Schneider und R. J. Adrian: *Review of Some Fundamentals of Data Processing*. In: Tropea, C., A. L. Yarin und J. F. Foss (Hrsg.): *Springer Handbook of Experimental Fluid Mechanics*, Kap. 22, S. 1337–1398. Springer, 2007.
- [165] Urushihara, T., T. Murayama, Y. Tagaki und K. H. Lee: *Turbulence and Cycle-by-Cycle Variation of Mean Velocity Generated by Swirl and Tumble Flow and their Effects on Combustion*. SAE Technical Paper Series, 950813, 1995.
- [166] Uzkan, T., C. Borgnakke und T. Morel: *Charakterization of Flow Produced by a High-Swirl Inlet Port*. SAE Technical Paper Series, 830266, 1983.
- [167] Vennemann, P., K. T. Kiger, R. Lindken, B. C. W. Groenendijk, S. S. de Vos, T. L. ten Hagen, N. T. Ursem, R. E. Poelmann, J. Westerweel und B. P. Hierck: *In vivo micro particle image velocimetry measurements of blood-plasma in the embryonic avian heart*. Journal of Biomechanics, 39(7):1191–1200, 2006.
- [168] Weiß, A. H.: *Experimentelle Untersuchung der Verwirbelung von Strömungen im Zylinder von Kolbenmotoren*. PhD Dissertation, Lehrstuhl für Angewandte Thermodynamik und Institut für Thermodynamik, RWTH Aachen, 1988.

Literaturverzeichnis

- [169] Wernet, M. P.: *Planar particle imaging Doppler velocimetry: a hybrid PIV/DGV technique for three-component velocity measurements*. Measurement Science and Technology, 15(10):2011–2028, 2004.
- [170] Westerweel, J.: *Digital Particle Image Velocimetry - Theory and Application*. PhD Dissertation, Delft University of Technology, 1993. Delft University Press.
- [171] Westerweel, J.: *Fundamentals of digital particle image velocimetry*. Measurement Science and Technology, 8(12):1379–1392, 1997.
- [172] Willenbockel, O. und J. Quarg: *Neue Wege der Verbrauchsreduzierung*. In: *18. Internationales Wiener Motorensymposium*, S. 191–207, 1997.
- [173] Willert, C., E. Bluemcke, M. Beversdorff und W. Unger: *Application of phase-averaging Doppler global velocimetry to engine exhaust flows*. In: *10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, Portugal*, 2000.
- [174] Willert, C., I. Roehle, R. Schodl, O. Dingel und T. Seidel: *Application of Planar Doppler Velocimetry within Piston Engine Cylinders*. In: *11th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lissabon, Portugal*, 2002.
- [175] Wirth, M.: *Die turbulente Flammenausbreitung im Ottomotor und ihre charakteristischen Längenskalen*. Techn. Ber. Fortschritt-Berichte VDI: Reihe 12, Verkehrstechnik/Fahrzeugtechnik, 193, VDI Verlag, 1993.
- [176] Wolters, P., J. Geiger, W. Salber und J. Dilthey: *Zurück zur Homogenität - Ausblick auf neue ottomotorische Brennverfahren*. In: *VDI Tagung Innovative Fahrtriebe, Dresden*, 2002.
- [177] Wolters, P., W. Salber, M. Krüger, T. Körfer und J. Dilthey: *Variable Ventilsteuerung : Schlüsseltechnologie für Homogene Selbstzündung*. In: *5. Dresdner Motorenkolloquium*, 2003.
- [178] Wurms, R., M. Kuhn, A. Zeilbeck, S. Adam, R. Krebs und W. Hatz: *Die Audi Turbo FSI Technologie*. In: *13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*, 2004.

Eigene Literatur

Artikel:

Kapitza, L., O. Imberdis, H. P. Bensler, J. Willand und D. Thévenin: *An experimental analysis of the turbulent structures generated by the intake port of a DISI-engine*. Experiments in Fluids, 48(2):265-280, 2010.

Imberdis, O., M. Hartmann, H. P. Bensler, L. Kapitza und D. Thévenin: *A numerical and experimental investigation of a DISI-engine intake port generated turbulent flow*. SAE Journal of Engines, 116:1373-1387, 2007.

Bensler, H. P., L. Kapitza, J. Raposo und U. Reisch: *A new experimental method for determining port generated swirl flow*. SAE Technical Paper Series, 2002-01-2846, 2002.

Konferenzen:

Thévenin, D., O. Imberdis, M. Hartmann, H. P. Bensler und L. Kapitza: *Flow fluctuations generated by the intake port of a DISI engine*. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung, 5., Spraybildung, Simulation, Applikation, Messtechnik, Berlin*, S. 347-356, 2009.

Kapitza, L., O. Imberdis, H. P. Bensler, J. Willand und D. Thévenin: *Rekonstruktion und Visualisierung der instationären, einlasskanalgenerierten Zylinderinnenströmung an einem Volkswagen 1.6L FSI Zylinderkopf*. In: *19th Simulation and Visualization Conference, Magdeburg*, S. 209-220, 2008.

G. Ohmstede G., P. Alberti, L. Kapitza, F. Lange und S. Schmerbeck: *Untersuchung von Eigenschaften alternativer Kraftstoffe für die dieselmotorische Verbrennung*. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden*, 2008

Bensler, H. P., A. Semke und L. Kapitza: *Transient vehicle simulation : a coupled approach*. In: *12. Internationale Automobiltechnische Konferenz, Gesamtfahrzeug-Entwicklung, Stuttgart*, 2008.

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name	Lars Kapitza
Geburtsdatum	12. Dezember 1973
Geburtsort	Halle/S.
Familienstand	ledig

Bildungsweg

09/80 - 07/90	Polytechnische Oberschule 68.POS "Aleksander Zawadzki", Rostock-Groß Klein Abschluss mit "sehr gut"
09/90 - 06/93	Allgemeine Hochschulreife Fachgymnasium Elektronik/Elektrotechnik, Rostock-Evershagen Abschluss mit der Note 1,8
10/94 - 09/96	Grundstudium Maschinenbau FB Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock Vordiplom mit "gut"
10/96 - 09/97	Hauptstudium Vertiefungsrichtung "Fabriksysteme und Logistik" FB Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock
10/97 - 09/01	Hauptstudium Vertiefungsrichtung "Energemaschinenbau" FB Maschinenbau und Schiffstechnik, Universität Rostock Diplom mit "gut"

Beruflicher Werdegang

10/01 - 12/04	Doktorand Bereich Gesamtfahrzeug - Konzeptfahrzeuge Konzernforschung, Volkswagen AG, Wolfsburg
seit 01/05	Mitarbeiter Bereich Antriebe - Brennverfahren und Abgasnachbehandlung Konzernforschung, Volkswagen AG, Wolfsburg

Ugh!

Bibliothekar der Unsichtbaren Universität in Ankh-Morpork [130]