

Charakterisierung des Verdichterpumpens eines kleinen Abgasturboladers

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Moritz Werner
geboren in Lüneburg

von der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
– Dr.-Ing. –

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Christian Oliver Paschereit

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Clemens Biet

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 16.11.2018

Berlin 2018

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die Verdichterinstabilitäten eines Abgasturboladers untersucht, welcher zur Aufladung eines kleinen Ottomotors entwickelt wurde. Diese Instabilitäten, insbesondere das Verdichterpumpen, sind am Fahrzeugmotor auszuschließen, um einen sicheren und stabilen Betrieb zu gewährleisten und Schäden zu vermeiden. So ist die Kenntnis der Lage der Pumpgrenze von besonderer Bedeutung, gleichzeitig ist diese jedoch stark abhängig von der Prüf- bzw. Betriebsumgebung des Verdichters.

Zunächst werden analog einer klassischen Kennfeldvermessung am Heißgasprüfstand eine Referenzpumpgrenze aufgenommen und zusätzlich Volumenvariationen nach Verdichter durchgeführt. Darüber hinaus lassen sich Pumpfrequenzen und die transienten Verläufe der Betriebspunkte während des Verdichterpumpens aufzeichnen. Um hierfür den Massenstrom auch während der transienten, zyklischen Vorgänge bestimmen zu können, werden zwei Methoden getestet: Ein für die Messaufgabe entwickeltes bidirektionales Venturirohr sowie Stereo Particle Image Velocimetry. Gemittelte Pumpzyklen sind drehzahlabhängig für beide verdichterdruckseitig eingesetzten V2-Volumina gegenübergestellt. Außerdem wird das Auftreten von Rotating Stall untersucht.

Um den Verdichter in einer motorähnlichen Umgebung testen und gleichzeitig die Freiheitsgrade des Heißgasprüfstands nutzen zu können, wird ein Zylinderkopf mit laufendem Ventiltrieb nach dem Verdichter in den Aufbau integriert. Hierdurch ist die Abnahme der verdichteten Luft nicht mehr kontinuierlich, sondern intermittierend und dem System sind Pulsationen aufgeprägt. In Abhängigkeit von der Ventulfrequenz können Pumpgrenzen und gemittelte Pumpzyklen aufgenommen und diese mit den Daten der klassischen Heißgasmessung bei kontinuierlicher Luftabnahme verglichen werden.

Im Anschluss wird das Verdichterpumpen zur Analyse direkt am Motorprüfstand herbeigeführt. Zwei Methoden kommen hierfür zum Einsatz, eine Drucklufteinleitung nach Verdichter sowie ein negativer Lastsprung des Motors. So werden unabhängig voneinander zwei Pumpgrenzen und darüber hinaus auch Pumpcharakteristika ermittelt. Sie werden den Ergebnissen der Messungen mit intermittierender Luftabnahme gegenübergestellt.

Abstract

In this thesis, compressor instabilities of a turbocharger developed for charging a small gasoline engine are being investigated. These instabilities, compressor deep surge in particular, have to be prevented during on-engine performance to ensure safe and stable operation and to avoid damage. The knowledge of the location of the surge margin therefore is of major importance, however, its position strongly depends on the test or operating environment of the compressor.

Equivalent to a standard measurement of the compressor characteristics on a hot gas test bench, a reference surge margin is recorded at first. Variations of the volume downstream of the compressor are carried out. In addition, surge frequencies and the transient paths of the compressor operating point during compressor surge can be recorded. In order to measure the mass flow over the course of these transient, cyclic processes, two methods are tested: A bidirectional venturi tube developed for this measuring task as well as Stereo Particle Image Velocimetry. Depending on compressor speed, averaged surge cycles are compared for the two different V2-Volumes installed downstream of the compressor. Furthermore, the occurrence of rotating stall is investigated.

To test the compressor in an engine-like environment and to benefit from the degrees of freedom of the hot gas test bench at the same time, a cylinder head with a driven valve train is integrated into the system downstream of the compressor. Thus the flow of the compressed air is not continuous but intermittent and pulsations are present in the system. Depending on the frequency of the valves, surge margins and averaged surge cycles can be recorded and compared to the data of the standard hot gas measurement with continuous air flow.

Finally, deep surge is initiated directly at an engine test bench. For the initiation two methods were considered, an injection of compressed air downstream from the compressor and a load step decreasing the torque of the engine. Two surge margins are recorded independently and characteristics of deep surge are identified. The results are compared to the data of the measurements with intermittent air flow.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	ix
Tabellenverzeichnis	xi
Nomenklatur	xiii
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	3
2.1 Verdichterbetrieb und Instabilitäten	3
2.1.1 Verdichterpumpen	8
2.1.2 Rotating Stall	11
2.2 Literaturüberblick zur Forschung an Verdichterinstabilitäten	12
2.2.1 Heißgasversuche zum Verdichterpumpen bei kontinuierlicher Luftabnahme	13
2.2.2 Rotating Stall und weitere Verdichterinstabilitäten	14
2.2.3 Intermittierende Luftabnahme zur Simulation einer motorähnlichen Umgebung	15
2.2.4 Untersuchungen am Verbrennungsmotor	16
2.2.5 Rechnerische Simulation	17
3 Ziel der Arbeit	19
4 Methode	21
4.1 Versuchsträger Abgasturbolader	21
4.2 Druckmesstechnik	23
4.3 Bestimmung des Massenstroms	24
4.3.1 Bidirektionales Venturirohr	26
4.3.2 Stereo Particle Image Velocimetry	32
4.4 Drehzahlermittlung	36
4.5 Versuchsmotor	37
4.6 Techniken zur Signalanalyse	38
4.6.1 Frequenzanalyse	38
4.6.2 Korrelationsanalyse	39
5 Untersuchungen bei kontinuierlicher Luftabnahme am Heißgasprüfstand	41
5.1 Versuchsaufbau	41
5.2 Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit vom Verdichteraustrittsvolumen	42

5.3	Kalibrierung der Massenstromerfassung zur Bestimmung der transienten Verdichterbetriebspunkte	45
5.3.1	Kalibrierung des bidirektionalen Venturirohrs und Indikation der Rückströmung	45
5.3.2	Kalibrierung der Stereo-PIV-Messung	49
5.4	Ergebnisse verschiedener Verfahren zur Massenstrombestimmung während des Verdichterpumpens	52
5.4.1	Massenstrombestimmung mittels bidirektionalem Venturirohr	52
5.4.2	Massenstrombestimmung mittels Stereo-PIV	56
5.5	Analyse der Pumpzyklen bei kontinuierlicher Luftabnahme	61
6	Rotating Stall und weitere rotierende Druckphänomene	65
6.1	Analyse des Rotating Stall	65
6.2	Rotierende Druckschwankungen in Kennfeldmitte	70
7	Untersuchungen bei intermittierender Luftabnahme am Heißgasprüfstand	73
7.1	Versuchsaufbau	73
7.2	Stabiler Verdichterbetrieb und Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Ventulfrequenz	75
7.3	Analyse der Pumpzyklen bei intermittierender Luftabnahme	80
8	Untersuchungen im Motorbetrieb	85
8.1	Einleiten des Verdichterpumpens am Motorprüfstand	85
8.2	Versuchsaufbau	87
8.3	Verdichterpumpen und Lage der Pumpgrenze bei Erhöhung des Gegendrucks durch Drucklufteinleitung	88
8.4	Verdichterpumpen und Lage der Pumpgrenze bei negativem Lastsprung des Motors	91
8.5	Vergleich mit den Ergebnissen der intermittierenden Luftabnahme am Heißgasprüfstand	93
8.5.1	Vergleich der Pumpgrenzen	93
8.5.2	Vergleich der Pumpzyklen	93
9	Zusammenfassung	97
	Danksagung	101
	Literatur	103

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schnittmodell eines Abgasturboladers	4
2.2	Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad des Radialverdichters	4
2.3	Schematische Darstellung einer Drosselkurve	6
2.4	Schematische Darstellung eines Verdichterkennfeldes	7
2.5	Schematische Darstellung eines Pumpzyklus	10
2.6	Schematische Darstellung des Rotating Stall	12
4.1	Instrumentierung des Druckmessgehäuses	22
4.2	Schema der Instrumentierung des Druckmessgehäuses	23
4.3	Schema des bidirektionalen Venturirohrs	28
4.4	Aufbau des bidirektionalen Venturirohrs	29
4.5	Multiplikatoren zur Berechnung des resultierenden Massenstroms beim Differenzdruckverfahren	32
4.6	Schematische Darstellung des Stereo-PIV-Systems	33
4.7	Vier Fotos zur Bestimmung eines einzelnen Strömungsfeldes	35
4.8	Bestimmung des resultierenden Vektors innerhalb einer Interrogation Area	36
4.9	Beispielhaftes Frequenzspektrum eines Drucksignals zur Drehzahlermittlung	37
5.1	Schema des Heißgasprüfstands, Versuche bei kontinuierlicher Luftabnahme	42
5.2	Pumpgrenzen verschieden konfigurierter Versuchsaufbauten bei kontinuierlicher Luftabnahme	44
5.3	Relative Verschiebung der Pumpgrenzen verschieden konfigurierter Versuchsaufbauten bei kontinuierlicher Luftabnahme	45
5.4	Durchflusskoeffizienten c_D in Abhängigkeit vom Differenzdruck gemessen im Venturirohr	46
5.5	Bestimmung der Richtungsindikatoren, instantane Druckdifferenz	48
5.6	Bestimmung der Richtungsindikatoren, Druckverlauf nach Verdichter	49
5.7	Einzelne Vektorkomponenten einer stationären Rohrströmung bestimmt mittels Stereo-PIV	50
5.8	Korrektur und Kalibration der Stereo-PIV-Daten	50
5.9	Relative Abweichung des durch Stereo-PIV ermittelten Massenstroms über dem Massenstrom der Referenzmessung des Heißgasprüfstands	52
5.10	Zeitliche Verläufe der Massenströme und Differenzdrücke, großes V_2 -Volumen	53
5.11	Zeitliche Verläufe der Massenströme und Differenzdrücke, kleines V_2 -Volumen	54
5.12	Kennfelddarstellung mit acht Pumpzyklen, großes V_2 -Volumen	55
5.13	Kennfelddarstellung mit acht Pumpzyklen, kleines V_2 -Volumen	55
5.14	Schema zur Erstellung eines gemittelten Pumpzyklus	57
5.15	Zuordnung der Geschwindigkeitsfelder zu einem Referenzdrucksignal	58

5.16	Bereinigung der Stereo-PIV-Daten und Erstellung einer Fourierreihen-Approximation	58
5.17	Beispielhafter Pumpzyklus mit Strömungsbildern (Stereo-PIV)	60
5.18	Vergleich gemittelter Pumpzyklen, großes und kleines V2-Volumen	62
5.19	Gemittelte Pumpzyklen bei variiertem Verdichterdrehzahl, großes V2-Volumen	63
5.20	Gemittelte Pumpzyklen bei variiertem Verdichterdrehzahl, kleines V2-Volumen	63
6.1	Schema der Erstellung eines Spektrogramms	66
6.2	Spektrogramm, Drucksensor im Schaufelkanal, $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$	67
6.3	Frequenzspektren von Druck- und Beschleunigungswerten über Kennfeldlinie	69
6.4	Schwankungsgrößen der Drucksignale gemessen an drei verschiedenen Umfangspositionen im Diffusor	71
7.1	Schema des Heißgasprüfstands, Versuche bei intermittierender Luftabnahme	74
7.2	Pulsationseinheit im Versuchsaufbau	74
7.3	Stabile Kennfeldpunkte bei intermittierender Luftabnahme	76
7.4	Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme	78
7.5	Relative Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme	78
7.6	Amplituden bei Ventildrehzahl im Totaldruckverhältnis	79
7.7	Schwankungsgrößen der Drucksignale im V2-Volumen bei variiertem äquivalenter Motordrehzahl an gleichen, quasistationären Verdichterbetriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze	81
7.8	Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$ und variiertem Ventildrehzahl	84
7.9	Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ und variiertem Ventildrehzahl	84
8.1	Verdichterkennfeld mit Betriebspunkten bei Motorvollast	86
8.2	Schematische Darstellung zur Einleitung des Verdichterpumpens am Verbrennungsmotor	86
8.3	Umbau der Luftstrecke des Verbrennungsmotors zur Untersuchung des Verdichterpumpens	88
8.4	Bestimmung der Pumpgrenze bei Drucklufteinleitung nach Verdichter	89
8.5	Pumpgrenzen ermittelt im Motorbetrieb mittels Drucklufteinleitung, Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte zur Pumpgrenze	90
8.6	Bestimmung der Pumpgrenze bei negativem Lastsprung	91
8.7	Pumpgrenzen bestimmt im Motorbetrieb mittels negativen Lastsprungs, Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte zur Pumpgrenze	92
8.8	Vergleich der Pumpgrenzen ermittelt in den Motorversuchen mit denen bei intermittierender Luftabnahme	94
8.9	Vergleich gemittelter Pumpzyklen zwischen Motormessungen und Heißgasmessungen mit intermittierender Luftabnahme	95

Tabellenverzeichnis

2.1	Literaturübersicht zur Lage der Pumpgrenzen am Motor im Vergleich zu Heißgasmessungen	17
4.1	Bewertung verschiedener Verfahren zur Massenstrommessung	25
4.2	Bestimmung des Durchflusskoeffizienten c_D mittels CFD-Analyse in Abhängigkeit vom korrigierten Massenstrom \dot{m}_0 bei $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$	28
5.1	Konfigurationen der Messreihen	43
5.2	Pumpfrequenzen f_P bei großem sowie kleinem V2-Volumen und kontinuierlicher Luftabnahme in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl	61
7.1	Untersuchte Ventolfrequenzen und äquivalente Motordrehzahlen eines Dreizylinder-motors	75
7.2	Pumpfrequenzen f_P bei intermittierende Luftabnahme in Abhängigkeit von der Verdichter-drehzahl n_0 und der äquivalenten Motordrehzahl	82
8.1	Pumpfrequenzen f_P und korrigierte Abgasturboladerdrehzahl n_0 an der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Motordrehzahl	90

Nomenklatur

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Definition
a_{tang}	m/s^2	Beschleunigung tangential
A_0, A_k	-	Amplituden
B	-	Greitzer-Parameter
c	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
\vec{c}	m/s	Geschwindigkeit (Absolutsystem)
c_D	-	Durchflusskoeffizient
c_k	-	komplexer Fourier-Koeffizient
c_u	m/s	Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit
d_{AB}	m	Durchmesser Engstelle Venturirohr
D	m	Durchmesser
D_{mid}	m	Durchmesser Zentralbereich des Rohrquerschnitts
f	Hz	Frequenz
f_0	Hz	Grundfrequenz
f_a	Hz	Abtastrate
$f_{\text{BP1}}, f_{\text{BP2}}$	Hz	Schaufeldrehklang / Blade-Passing-Frequency
f_n	Hz	Drehfrequenz der Abgasturboladerwelle
f_P	Hz	Pumpfrequenz
f_V	Hz	Ventilfrequenz der Pulsationseinheit
g	m/s^2	Erdbeschleunigung
Δh	J/kg	spezifische Verlustenergie
I	-	Zeitintervall
I_{end}	-	Zeitintervall nach Verdichterpumpen

Symbol	Einheit	Definition
I_{pump}	-	Zeitintervall mit detektiertem Verdichterpumpen
k_{PIV}	-	Kalibrationskonstante PIV
k_{turb}	-	Koeffizient turbulentes Strömungsprofil
$k_{\text{xc,max}}$	-	Sampleanzahl der Verschiebung zweier Signale
L	m	Länge Venturirohr
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
$\Delta\dot{m}_{\text{err}}$	kg/s	Messunsicherheit des Massenstroms
\dot{m}_{id}	kg/s	idealisierter Massenstrom
\dot{m}_{L1}	kg/s	Luftmassenstrom Sensor des Motorprüfstands
\dot{m}_{L2}	kg/s	Luftmassenstrom Sensor des Verbrennungsmotors
$\Delta\dot{m}_{\text{rel}}$	-	relative Änderung der Pumpgrenze
\dot{m}_{res}	kg/s	resultierender Massenstrom
Ma	-	Machzahl
n	min^{-1}	Abgasturboladerdrehzahl
n_{mot}	min^{-1}	Drehzahl des Verbrennungsmotors
$n_{\text{mot,eq}}$	min^{-1}	äquivalente Drehzahl eines Dreizylindermotors
$n_{\text{puls,NW}}$	min^{-1}	Nockenwellendrehzahl der Pulsationseinheit
N	-	Anzahl
N_{PZ}	-	Anzahl der Pumpzyklen
N_{R}	-	Anzahl der Stallzellen
$N_{\text{S,ATL}}$	-	Anzahl der Verdichterschaufeln
p	bar	Druck
Δp	bar	Differenzdruck
p'_2	bar	Schwankungsgröße Druck Verdichteraustritt
p'_{puls}	bar	Schwankungsgröße Druck vor Pulsationseinheit
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck des Verbrennungsmotors
r, R	m	Radius
r_{xy}	-	Kreuzkorrelationskoeffizient
\hat{r}_{xy}	-	Schätzwert Kreuzkorrelationskoeffizient

Symbol	Einheit	Definition
R	J/kg·K	spezifische Gaskonstante
Re	-	Reynoldszahl
t	s	Zeit
Δt_{PIV}	s	Zeit zwischen zwei Belichtungen
t_{XF}	s	Zeitintervall (Überblendung)
T	K	Temperatur
T_{pump}	s	Periodendauer Pumpzyklus
u, \vec{u}	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
u, v, w	m/s	Geschwindigkeitskomponente (PIV)
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
\vec{w}	m/s	Geschwindigkeit (Relativsystem / Rotor)
x, y		Signal
x', y'		Schwankungsgröße
\bar{x}, \bar{y}		zeitlicher Mittelwert
x_A, x_B	-	Multiplikatoren (Überblendung)
x_p		allg. periodisches Signal
Y	J/kg	spezifische Laufradarbeit
$Y_{th\infty}$	J/kg	spezifische theoretische Laufradarbeit
z	m	Höhe

Grichische Symbole

Symbol	Einheit	Definition
α	°	Winkel Strömungsvektor (Absolutsystem)
α	°	Winkel Fotosensor
β	°	Winkel Strömungsvektor (Relativsystem)
β	-	Durchmesserverhältnis
δ	°	Einström- / Abströmwinkel Venturirohr

Symbol	Einheit	Definition
ε	-	Expansionszahl
η_{is}	-	isentroper Verdichterwirkungsgrad
$\theta_1, \theta_2, \theta_3$	°	Umfangswinkel
κ	-	Isentropenexponent
μ	-	Verlustkoeffizient
μ_{xc}	-	Normierungsfaktor
π_D	-	Druckverhältnis Venturirohr
Π_{tot}	-	Totaldruckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
τ	s	Zeitverschiebung
ϕ	-	Durchflusszahl
φ	°	Winkel Objektiv
ψ	-	Druckzahl

Indizes und Abkürzungen

Bezeichnung	Beschreibung
0	korrigierter Wert
1	vor Verdichter / Verdichter(rad)eintritt
2	nach Verdichter / Verdichter(rad)austritt
A	Auslegungspunkt
A	vor Venturirohr (bzgl. Hauptströmungsrichtung)
B	nach Venturirohr (bzgl. Hauptströmungsrichtung)
bez	Bezugs-
CFD	Computational Fluid Dynamics
FFT	schnelle Fourier Transformation
i, k	Zählindex
m	Meridiankomponente

Bezeichnung	Beschreibung
<i>m</i> PIV	gemittelt über Strömungsquerschnitt
<i>max</i>	Maximum
<i>mind</i>	Minderleistung
NW	Nockenwinkel / Nockenwelle
PIV	Particle Image Velocimetry
PG	Pumpgrenze
R	Rotating Stall
REF	Referenz-
<i>reib</i>	Reibungsverluste
RMS	Root Mean Square
SPIV	Stereo Particle Image Velocimetry
<i>stoß</i>	Stoßverluste
T	Turbine
<i>u</i>	Umfangskomponente
<i>umg</i>	Umgebungs-
V	Verdichter
V2	verdichterdruckseitiges Volumen
V2G	großes verdichterdruckseitiges Volumen
V2K	kleines verdichterdruckseitiges Volumen
<i>xc</i>	Kreuzkorrelation

1 Einleitung

In Anbetracht des Klimawandels und dessen stetig wachsenden Auswirkungen ist eine weltweite Senkung der CO₂-Emissionen von maßgeblicher Bedeutung. Politischer Druck auf die Senkung der Emissionswerte wird durch konkrete Grenzwerte aufgebaut. In Europa werden diese für neu zugelassene PKW durch eine entsprechende Verordnung der Europäischen Union [81] vorgegeben, wobei deren Anpassungen an zukünftige Entwicklungen üblicherweise mit einer Verschärfung der Zielvorgaben einhergeht. So muss sich die Automobilindustrie seit Jahren immer stärker darauf ausrichten, Emissionen und Kraftstoffverbräuche zu senken und gleichzeitig attraktive Konzepte für die Kunden anzubieten.

Zu emissionsmindernden Maßnahmen am Fahrzeug zählen z. B. die Reduktion des Gewichts und des Luftwiderstands, aber auch weitere Effizienzsteigerungen einzelner Komponenten. Darüber hinaus lassen sich direkt am Verbrennungsmotor Einsparungen durch eine Verschiebung der Motorbetriebspunkte in Kennfeldbereiche geringerer spezifischer Kraftstoffverbräuche erzielen, die üblicherweise bei höheren Drehmomenten liegen. Hierfür werden zwei Strategien verfolgt, die in der Regel gemeinsam Anwendung finden, das "Downspeeding" und das "Downsizing". Das "Downspeeding" zielt auf eine optimierte Getriebeabstimmung ab, sodass der Motor bei kleineren Drehzahlen und höheren Drehmomenten gefahren werden kann. Das "Downsizing" bewirkt eine Erhöhung der Leistungsdichte des Verbrennungsmotors: Der Hubraum wird reduziert bei gleichzeitiger Beibehaltung der Leistungswerte des ursprünglichen Motors. Um dies zu ermöglichen sind die Motorbetriebspunkte auf höhere Drehmomente anzuheben, was nur durch eine "Aufladung" des Verbrennungsmotors erreicht werden kann. Hierbei wird die zur Kraftstoffumsetzung im Zylinder benötigte Luftmasse nicht wie ursprünglich direkt durch den Kolbenhub angesaugt, sondern die Füllung des Zylinders wird durch technische Maßnahmen künstlich erhöht. Bei der Abgasturboaufladung wird dies durch einen Strömungslader bzw. einen Verdichter erreicht. Die nötige mechanische Energie für dessen Antrieb liefert eine Turbine, in der Abgasenergie umgesetzt wird.

Die Abstimmung der beiden Strömungsmaschinen des Abgasturboladers, Verdichter und Turbine, auf den Verbrennungsmotor stellt eine Herausforderung dar. Hierbei muss bedacht werden, dass die Verdichter- und Turbinenseite nicht nur direkt über die Abgasturboladerwelle, sondern auch indirekt über den Verbrennungsmotor auf der Gasseite gekoppelt sind und somit nicht unabhängig voneinander betrieben werden können. Gleichzeitig hat der Verbrennungsmotor eine andere Charakteristik bezüglich seines Durchsatzes, sodass Regelorgane am Abgasturbolader nötig sind.

Für das dynamische Verhalten des Abgasturboladers und damit auch das Ansprechverhalten des Motors ist ein geringes Massenträgheitsmoment von Verdichter und Turbine, also eine kleine Baugröße, vorteilhaft. Der Verdichter muss jedoch stets so groß ausgelegt sein, dass er die gesamte dem Motor zuzuführende Luft, auch an Betriebspunkten höchster Motorleistung, auf

gewünschtem Druckniveau fördern kann. Gleichzeitig ist die Kennfeldbreite des Verdichters zu beachten, da nicht nur die maximale, sondern auch die minimale Fördermenge bei entsprechendem Ladedruck begrenzt ist. Diese Betriebsgrenze zu kleinen Massenströmen und hohen Druckverhältnissen resultiert aus dem Arbeitsprinzip eines Strömungsladers. Sie trennt den stabilen vom instabilen Betriebsbereich des Verdichters und wird als "Pumpgrenze" bezeichnet.

Die Pumpgrenze schränkt den Motorbetrieb bei hohen Drehmomenten und geringen Motordrehzahlen ein und ist eine limitierende Größe am sog. Eckmoment des Motors (engl. Low-End-Torque) und für Motordrehzahlen darunter. Schon durch einen geringfügig niedrigeren förderbaren Luftmassenstrom des Verdichters lässt sich dessen Druckverhältnis und damit das Drehmoment des Motors in dem genannten Betriebsbereich entscheidend vergrößern.

Ein instabiler Verdichterbetrieb, insbesondere das sog. "Verdichterpumpen", führt zu eingeschränktem, unkontrollierten Motorverhalten und kann auch Beschädigungen am Abgasturbolader oder am Verbrennungsmotor nach sich ziehen. Daher ist die Motorapplikation mit der Regelung von Verdichter und Turbine so abzustimmen, dass instabiler Verdichterbetrieb ausgeschlossen wird und zudem stets ein gewisser Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze gewahrt bleibt. Somit ist einerseits die Kenntnis über den genauen Verlauf der Pumpgrenze und das Verhalten des Verdichters in deren Nähe, andererseits ein möglichst geringer, aber vertretbarer Sicherheitsabstand zur Pumpgrenze für die optimale Ausnutzung der Betriebsbereiche erstrebenswert.

Die Pumpgrenze eines Abgasturboladerverdichters wird üblicherweise an einem Heißgasprüfstand bestimmt. Hier sind Turbine und Verdichter gasseitig nicht miteinander gekoppelt. Einige Randbedingungen weichen von denen am Verbrennungsmotor ab. So wird beispielsweise die Turbine kontinuierlich durchströmt und ist keinen Abgaspulsen des Motors ausgesetzt. Auch der Verdichter erfährt am Heißgasprüfstand eine kontinuierliche Durchströmung und dessen druckseitiges System weist keinen Ventiltrieb auf, der am Motor die verdichtete Luft nicht kontinuierlich abnimmt.

Die Pumpgrenze ist nicht allein abhängig vom Verdichter selbst. Ihr Verlauf ist maßgeblich bestimmt durch das System, in dem der Verdichter eingesetzt wird. Einen besonderen Einfluss haben die Volumina der gasführenden Leitungen und deren geometrische Eigenschaften, insbesondere auf der Druckseite des Verdichters. Daher ist es naheliegend, dass aufgrund einer anderen Leitungsführung, anderer Komponenten aber auch einer unterschiedlichen, nämlich nicht kontinuierlichen Luftabnahme durch den Ventiltrieb, die tatsächliche Pumpgrenze am Motor an einer anderen Position liegen kann, als sie am Heißgasprüfstand ermittelt wurde. In der Literatur wird in mehreren Fällen beobachtet, dass am Verbrennungsmotor der stabile Betriebsbereich des Verdichters größer ist als bei den Resultaten der Heißgasmessungen, dass also noch geringere Massenströme förderbar und höhere Druckverhältnisse und damit Drehmomente erreichbar sind.

Diese Arbeit soll dazu beitragen, ein besseres Verständnis über die Einflüsse auf die Lage der Pumpgrenze zu generieren und das Verdichterpumpen zu charakterisieren. Ein besonderer Untersuchungsschwerpunkt soll hierbei auf dem möglichen Einfluss einer Motorumgebung liegen, in der dem Verdichter ein Ventiltrieb nachgeschaltet ist.

2 Grundlagen

2.1 Verdichterbetrieb und Instabilitäten

Bei Verdichtern, die bei der Abgasturboaufladung zum Einsatz kommen, handelt es sich um Strömungslader, im Gegensatz zur mechanischen Aufladung, wo üblicherweise Verdrängerlader eingesetzt werden. Strömungslader sind, ausgenommen bei Großmotoren, als Radialverdichter ausgeführt. Sie zeichnen sich durch ein hohes erreichbares Druckverhältnis und gute Wirkungsgrade bei kompakter Bauweise aus. Im PKW-Bereich werden Radialverdichter ohne Vorleitrad und mit unbeschauelten Diffusoren eingesetzt [64].

Ein Foto eines Abgasturboladers in einer Schnittdarstellung zeigt Abbildung 2.1. Die luftführende Verdichterseite ist in blau, die abgasführende Turbinenseite in rot dargestellt. Das Verdichterrad wird aus axialer Richtung angeströmt. Wie bei Strömungsladern üblich wird das Fluid innerhalb des sich drehenden Verdichterlaufrades beschleunigt, wobei sich dessen kinetische Energie und damit der Totaldruck erhöht. Hierbei findet eine Umlenkung statt, sodass das Fluid aus dem Laufrad in radialer Richtung abströmt. Nach Austritt aus dem Rad wird die Strömungsgeschwindigkeit innerhalb eines Ringspalts, dem Diffusor, und in der spiralförmigen Volute des Verdichtergehäuses reduziert. Hierdurch wird die kinetische Energie in potentielle gewandelt bzw. der Druck durch die Abnahme des dynamischen Totaldruckanteils erhöht. Das in der Abbildung dargestellte Verdichtergehäuse verfügt über ein integriertes Umluftventil, das bei zu hohem Druck geschaltet werden kann, um verdichtete Luft vom Verdichteraustritt zurück vor das Verdichterrad zu leiten.

Bei der Abgasturboaufladung liefert eine mit Abgas des Verbrennungsmotors beaufschlagte Turbine das Antriebsmoment des Verdichters. Verdichter- und Turbinenrad sind direkt über eine gemeinsame Welle mechanisch miteinander gekoppelt und bilden zusammen eine Laufgruppe. Die Anströmung des Turbinenrades ist in der Regel radial ausgeführt, die Abströmung in axialer Richtung. Zur Regelung der hier dargestellten Turbine ist diese mit einem Bypass, einem sog. "Wastegate" ausgestattet, sodass ein Teilstrom des Abgases an der Turbine vorbei geleitet werden kann.

Die Strömungssituation direkt am Laufrad des Verdichters wird durch Vektoren in Abbildung 2.2 schematisch dargestellt. Die Fluidgeschwindigkeiten \vec{c} unter den Winkeln α beziehen sich hierbei auf ein Absolutsystem, das fest zur Einbaulage der Maschine ausgerichtet ist, wogegen die Vektoren der Geschwindigkeiten \vec{w} mit den Winkeln β sich auf ein System beziehen, das sich mit dem Laufrad dreht. Zusammen mit den Vektoren der Umfangsgeschwindigkeiten \vec{u} gilt

$$\vec{c} = \vec{w} + \vec{u} \quad (2.1)$$

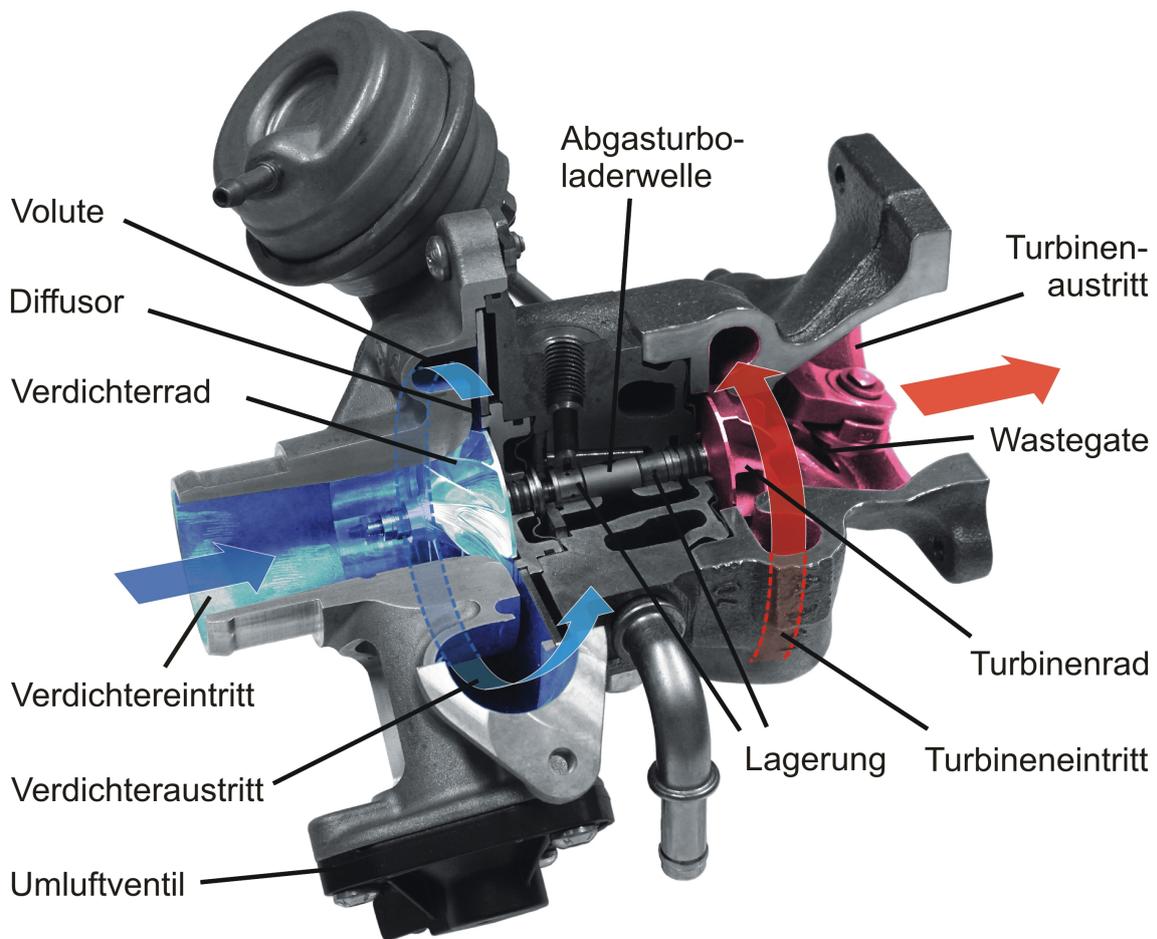


Abbildung 2.1: Schnittmodell eines Abgasturboladers

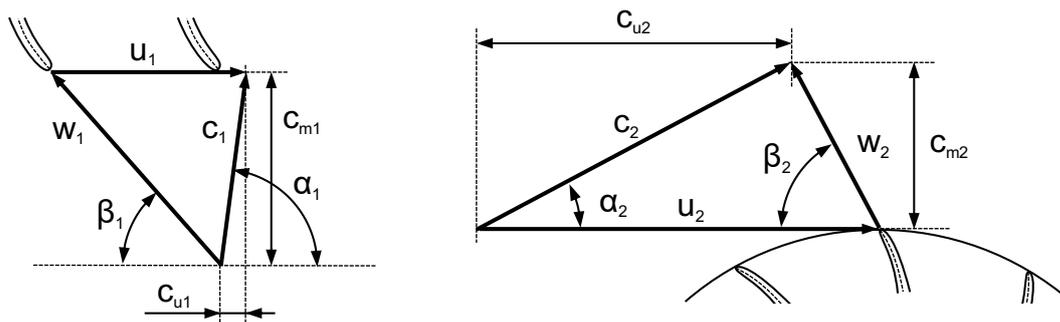


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsdreiecke am Laufrad des Radialverdichters, Radeintritt (links), Radaustritt (rechts), nach [8]

Die Größen am Eintritt in das Laufrad erhalten den Index 1, die am Austritt den Index 2. Durch die Umlenkung, die der radialen Bauweise geschuldet ist, und dem größeren Durchmesser des Verdichterrades am Radaustritt vergrößert sich die Umfangsgeschwindigkeit von u_1 nach u_2 .

Die zur Verdichtung des Fluids benötigte spezifische theoretische Arbeit am Verdichterrad $Y_{th\infty}$

lässt sich durch die Euler'sche Momentengleichung nach TRAUPEL [79] herleiten. Hierbei wurden idealisierende Annahmen getroffen, dass einerseits keine Strömungsverluste auftreten (Index th) und andererseits die Strömung schaufelkongruent verläuft (Index ∞), was mit einer unendlich große Anzahl von unendlich dünnen Schaufeln verbunden wäre. Diese spezifische theoretische Laufradarbeit $Y_{th\infty}$ wird anhand der Umfangsgeschwindigkeiten des Rades sowie den Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeit c_{u1} und c_{u2} berechnet.

$$Y_{th\infty} = u_2 \cdot c_{u2} - u_1 \cdot c_{u1} \quad (2.2)$$

Wird zudem idealisiert eine drallfreie Anströmung angenommen, sodass für die Umfangskomponente $c_{u1} = 0$ gilt, vereinfacht sich die Gleichung zu

$$Y_{th\infty} = u_2 \cdot c_{u2} \quad (2.3)$$

Mit einer geometrischen Beziehung aus Abbildung 2.2 kann die Umfangskomponente c_{u2} in einen Ausdruck der Meridiankomponente c_{m2} und des Winkels β_2 umgeschrieben werden

$$c_{u2} = u_2 - \frac{c_{m2}}{\tan \beta_2} \quad (2.4)$$

Eingesetzt in Gleichung (2.3) ergibt sich für die spezifische theoretische Laufradarbeit

$$Y_{th\infty} = u_2^2 - c_{m2} \frac{u_2}{\tan \beta_2} \quad (2.5)$$

Bei einer konstanten Umfangsgeschwindigkeit u_2 und der konstruktiven und damit festen Größe β_2 , ist die Meridiankomponente c_{m2} ein Maß für den Durchsatz des Verdichters. Für eine gewählte Geometrie ist sie proportional zum geförderten Volumenstrom: $c_{m2} \sim \dot{V}_2$. Es besteht somit (vgl. Gleichung (2.5)) ein linearer Zusammenhang zwischen $Y_{th\infty}$ und \dot{V}_2 , der die theoretische, idealisierte Charakteristik des Verdichters bei konstantem u_2 beschreibt.

Unter realen Bedingungen müssen die angenommenen Idealisierungen jedoch fallen gelassen werden, wodurch sich eine geringere spezifische Laufradarbeit Y einstellt. Eine solche reale Kennlinie bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit wird in Abbildung 2.3 konstruiert. Folgende Einteilung der Verluste und deren Berechnungsansätze werden bei BOHL und ELMENDORF [8] beschrieben:

- Die Minderleistung Δh_{mind} tritt aufgrund der nicht schaufelkongruenten Strömung in großen Teilen des Strömungskanals auf. Nur direkt an der druckseitigen Schaufelwand folgt die Strömung exakt der Schaufelkontur. Der Verlust ist direkt proportional zu $Y_{th\infty}$ und kann somit durch $\Delta h_{\text{mind}} = \mu_{\text{mind}} \cdot Y_{th\infty}$ abgeschätzt werden.
- Reibungsverluste Δh_{reib} nehmen mit steigendem durchgesetzten Volumenstrom zu. In Anlehnung an die Berechnung von Rohrreibungen [8] kann der Ansatz $\Delta h_{\text{reib}} = \mu_{\text{reib}} \cdot c_{m2}^2$ herangezogen werden.

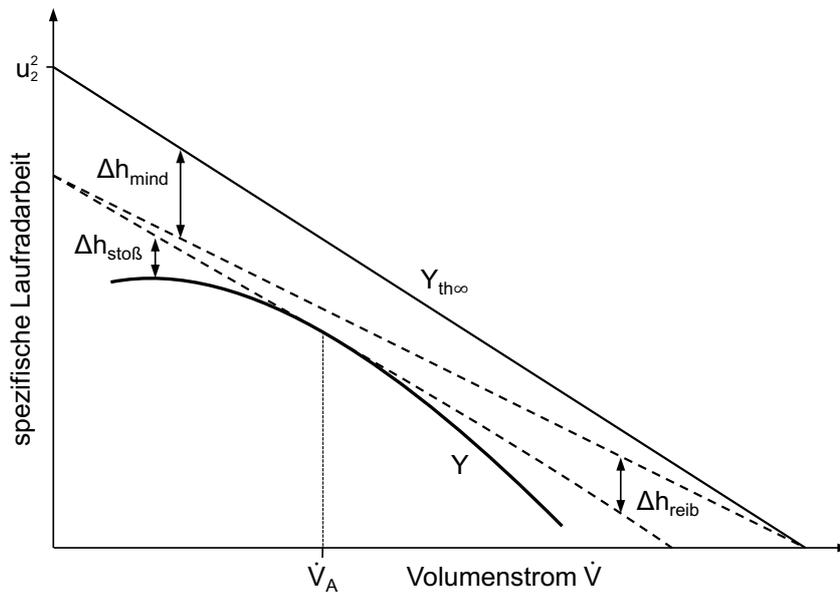


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung einer Drosselkurve, nach [64]

- Stoßverluste $\Delta h_{\text{stoß}}$ werden außerhalb des Auslegungspunkts verzeichnet, wo der Anströmwinkel nicht mit dem Schaufelwinkel übereinstimmt. Mit größer werdender Differenz des Durchsatzes zum Auslegungspunkt steigen die Verluste quadratisch zu beiden Seiten hin an. Eine Abschätzung unter Verwendung der Meridiankomponente am Radaustritt im Auslegungspunkt $c_{m2,A}$ ergibt sich nach $\Delta h_{\text{stoß}} = \mu_{\text{stoß}} \cdot (c_{m2} - c_{m2,A})^2$.
- Spaltverluste oder Leckage (nicht in der Abbildung 2.3 dargestellt) bewirken eine Verschiebung der Kennlinie Y hin zu geringeren Volumenströmen. Eine Reduzierung der spezifischen Laufradarbeit findet jedoch nicht statt.

Unter Berücksichtigung der Verluste beschreibt die reale Verdichtercharakteristik bzw. die Linie konstanter Umfangsgeschwindigkeit oder Drehzahllinie somit eine zu hohen Durchsätzen hin mathematisch fallende Kurve, die bei geringen Durchsätzen jedoch auch eine positive Steigung haben kann.

Eine dimensionslose Form zur Darstellung der Verdichtercharakteristik bietet die Auftragung der Druckzahl ψ über der Durchflusszahl ϕ . Beide Kennzahlen werden durch Normierung mit der Umfangsgeschwindigkeit bestimmt.

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} \quad (2.6)$$

$$\phi = \frac{c_{m2}}{u_2} \quad (2.7)$$

Häufig findet jedoch in der realen Anwendung eine weitere alternative Darstellung der Verdichtercharakteristik Verwendung. Dabei wird aus praktischen und anschaulichen Gründen auf der

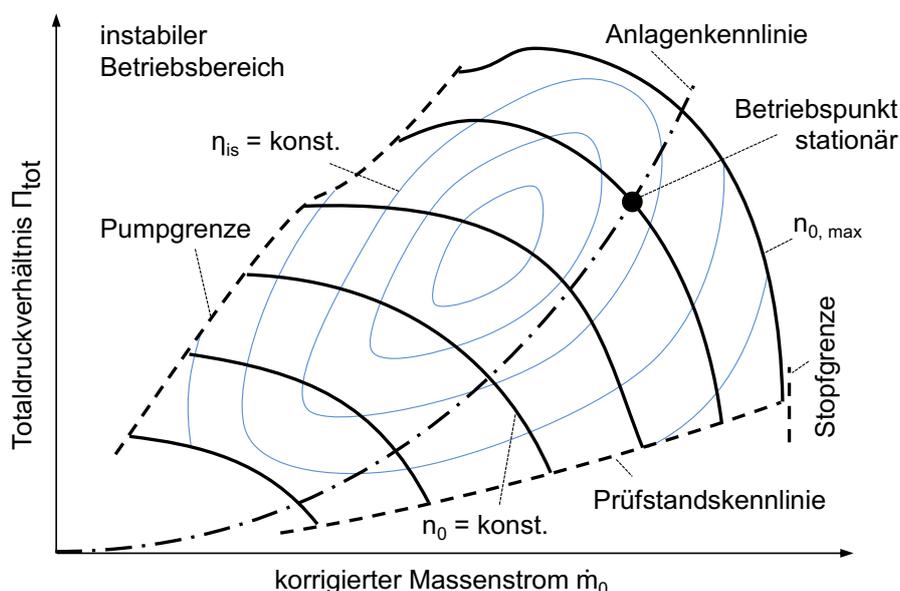


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung eines Verdichterkennfeldes

Ordinate das Totaldruckverhältnis Π_{tot} aufgetragen, sodass der geleistete Druckaufbau leicht ablesbar ist. Das Totaldruckverhältnis ist zudem messtechnisch und rechnerisch einfach zu bestimmen. Auf der Abszisse bietet sich zur Darstellung des Durchsatzes neben dem Volumenstrom auch alternativ der Massenstrom an. Da die Normierung mittels der Umfangsgeschwindigkeit entfällt, beinhaltet eine klassische Kennfeld Darstellung mehrere Linien konstanter Umfangsgeschwindigkeit bzw. konstanter Verdichterdrehzahl, wobei mit größeren Drehzahlen höhere Druckverhältnisse erreichbar sind. Das Schema eines solchen Kennfeldes zeigt Abbildung 2.4.

Um die Drehzahl n und die Größen des Durchsatzes, hier der Massenstrom \dot{m} , unabhängig von den Umgebungsbedingungen der Messung darzustellen, werden sie auf Bezugswerte normiert. Diese berechneten sog. "korrigierten" Größen (Index 0) werden mithilfe der Referenz- bzw. Bezugstemperatur T_{bez} und dem Bezugsdruck p_{bez} sowie den entsprechenden, am Prüfstand vorherrschenden Umgebungsgrößen T_{umg} und p_{umg} unter Verwendung der Mach'schen Ähnlichkeitsbeziehungen bestimmt.

$$\dot{m}_0 = \dot{m} \cdot \frac{p_{bez}}{p_{umg}} \cdot \sqrt{\frac{T_{umg}}{T_{bez}}} \quad (2.8)$$

$$n_0 = n \cdot \sqrt{\frac{T_{bez}}{T_{umg}}} \quad (2.9)$$

Bei vielen Kennfeld Darstellungen wird in der dritten Dimension der isentrope Verdichtereffizienzgrad η_{is} in Form von Höhenlinien in das Diagramm eingetragen. Die besten Wirkungsgrade finden sich am Auslegungspunkt, der in der Regel in der Kennfeldmitte liegt; die weiteren Isolinien des Wirkungsgrades verlaufen muschelförmig um diesen Bereich. Der Bestpunkt einer jeden Drehzahllinie liegt relativ betrachtet in deren Mitte an vergleichbarer Stelle.

Die Drehzahllinien beschreiben analog der spezifischen Stutzenarbeit Y in Abbildung 2.3 eine bogenförmige Kontur. Sie reichen jedoch nicht bis an die Ordinate heran, sondern enden in der sog. Pumpgrenze. Diese trennt den stabilen Betriebsbereich des Verdichters rechts vom instabilen Betriebsbereich links. Instabiler Verdichterbetrieb wird in den Abschnitten 2.1.1 und 2.1.2 näher erläutert. Er ist gekennzeichnet durch Strömungsablösungen und Rückströmungen, einem Einbruch im Druckverhältnis und im Wirkungsgrad. Da Beschädigung des Verdichters oder des Systems die Folge sein können, sind instabile Betriebsbereiche des Verdichters zu meiden.

Oftmals verläuft die Pumpgrenze nicht linear, in vielen Darstellungen knickt sie im oberen Kennfeldbereich nach rechts ab. Dies ist der Kennfeldbereich, in dem die Drehzahllinien näherungsweise einen horizontalen Verlauf, aber auch mathematisch positive Steigungen aufweisen können, ggf. auch mit einer wechselnden Krümmung (vgl. Abbildung 2.4, $n_{0,max}$). Dagegen treten in der Regel im unteren Kennfeldbereich negative Steigungen in der Nähe der Pumpgrenze auf. In einigen Verdichtermodellen wird das Maximum der Drehzahllinie und nicht die am Prüfstand ermittelte Pumpgrenze als Übergang zum instabilen Bereich gewertet, sodass bei konstanter Drehzahl dem Druckverhältnis eindeutig ein Massenstromwert zugeordnet werden kann. Tatsächlich treten im Bereich mathematisch positiv steigender Drehzahllinien häufig Strömungsinstabilitäten auf, die jedoch nicht zum vollständigen Einbrechen der Förderung führen, vgl. [10].

Neben der Pumpgrenze links ist das Verdichterkennfeld nach oben zu hohen Druckverhältnissen hin mechanisch aufgrund der Festigkeit durch die maximal zulässige Drehzahl $n_{0,max}$ begrenzt. Zu hohen Massenströmen hin fallen die Drehzahllinien ab. Bei hohen Drehzahlen und Durchsätzen verläuft die Linie konstanter Drehzahl nahezu senkrecht. An dieser Stelle, der sog. Stopfgrenze, wird der maximale Durchsatz gefördert, der konstruktiv bedingt durch Erreichen der Schallgeschwindigkeit in einem Querschnitt innerhalb des Verdichters begrenzt ist, häufig im Eintrittsquerschnitt [64]. Die untere Begrenzung des Kennfeldes ist nicht abhängig vom Verdichter, sondern von den Widerständen des Prüfstands, an dem das Kennfeld aufgenommen wird. Häufig herrschen in diesem Betriebsbereich sehr geringe Wirkungsgrade und ein Betrieb dort wird nicht angestrebt. Die Form des in Abbildung 2.4 dargestellten Verdichterkennfeldes wird für die folgende Arbeit beibehalten.

Ebenfalls in das Kennfeld als Strichpunktlinie eingetragen ist die parabelförmige Anlagenkennlinie. Sie gehört nicht zum Verdichter, sondern charakterisiert das System bzw. die Fluidabnahme eines dem Verdichter nachgeschalteten Verbrauchers. Ihr Schnittpunkt mit der Isolinie der vorherrschenden Verdichterdrehzahl markiert den Verdichterbetriebspunkt im stationären Betriebsbereich. Ändert sich unter Annahme einer konstanten Verdichterdrehzahl die Fluidabnahme zu kleineren Durchströmungen, nimmt die Anlagenkennlinie einen steileren Verlauf an, wodurch das Druckverhältnis steigt. Vergrößert sich die Abnahme hingegen, resultiert dies in einer flacheren Anlagenkennlinie, sodass sich ein geringeres Druckverhältnis einstellt.

2.1.1 Verdichterpumpen

Verdichterpumpen tritt auf, wenn dem Verdichter bei verhältnismäßig hohen Druckverhältnissen nur geringe Durchsätze von einem nachgeschalteten Verbraucher abgenommen werden. Dies

kann beispielsweise durch einer Drosselung auf der Druckseite des Verdichters verursacht werden, sodass dessen Betriebspunkt vom stabilen Betriebsbereich aus die Pumpgrenze übertritt. Der Verdichter kann das Fluid nicht mehr fördern, da es zu einem Strömungsabriss an den Verdichterschaukeln kommt. Der Grund hierfür ist die Kombination aus hohem Gegendruck und einer in der Regel auftretenden starken Fehlanströmung der Schaufeln, die aufgrund der Distanz der Pumpgrenze zum Wirkungsgradoptimum der Drehzahllinie (üblicherweise ungefähr in der Kennfeldmitte, vgl. Abbildung 2.4) vorherrscht. Die Strömung bricht hierdurch über den gesamten Umfang ein, das Verdichterpumpen wird eingeleitet, sodass der Verdichterbetrieb instabil wird. Verdichterpumpen ist ein zyklisches Phänomen, das starke Druckoszillationen hervorruft und sogar eine Durchströmung des Verdichters in negative Richtung zur Folge haben kann.

DE JAGER [11] kategorisiert das Verdichterpumpen (engl. surge) in "Mild Surge", "Classic Surge", "Modified Surge" und "Deep Surge". Diese Modi unterscheiden sich in den verursachten Druck- und Massenstromamplituden, der Frequenz sowie in der Überlagerung mit Rotating Stall, Abschnitt 2.1.2. Die Nutzung insbesondere der ersten drei Begrifflichkeiten ist jedoch in der Literatur oftmals nicht eindeutig [11]. Bei den ersten drei Modi kommt es trotz Einbrechen der Strömung nicht zu einer Rückströmung. Im Gegensatz dazu führt das "Deep Surge" zu einer Strömungsumkehr, einem negativen Massenstrom des Fluids durch das Verdichterrad. Das Verdichterpumpen wird in der folgenden Arbeit mit dem Begriff "Deep Surge" verknüpft. Es ist der Hauptgegenstand der folgenden Untersuchungen.

GRIGORIADIS [32] beschreibt drei verschiedene Pumpgrenzen, die in Abhängigkeit von der Betriebsart bei sonst gleichem Abgasturbolader und Versuchsaufbau den Übergang zum instabilen Betriebsbereich im Kennfeld markieren:

- *stationäre Pumpgrenze*: Sie ist die an einem Heißgasprüfstand bei einer klassischen Kennfeldvermessung unter stationären Strömungsbedingungen ermittelte Pumpgrenze. Je nach Definition gilt in der Regel der letzte stabil aufgenommene Betriebspunkt auf einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl als stationäre Pumpgrenze.
- *dynamische Pumpgrenze*: Im Gegensatz zur stationären Pumpgrenze wird der Verdichter in diesem Fall in einem quasistationären Betriebspunkt betrieben. Im zeitlichen Mittel ist der Betriebspunkt konstant, die Betriebsgrößen weisen jedoch zyklische Schwankungen auf, wobei die transienten Verdichterbetriebspunkte kurzzeitig auch im instabilen Kennfeldbereich liegen können. Dies kann beispielsweise durch eine pulsierend beaufschlagte Turbine oder eine nicht kontinuierliche und somit intermittierende Luftabnahme des Verdichters hervorgerufen werden.
- *transiente Pumpgrenze*: Der Verdichter wird während des Wechsels seines Betriebspunkts in eine instabile Betriebsart versetzt, beispielsweise durch den Lastwechsel eines nachgeschalteten Verbrennungsmotors. Die sich daraus ergebende Pumpgrenze kann durch die Art des Wechsels (z. B. Verkleinerung des Durchsatzes oder Erhöhung des Druckverhältnisses) und die unmittelbar zuvor vorherrschende Betriebsart unterschiedliche Positionen aufweisen. Zudem ist je nach Untersuchungsfall zu prüfen, wie der Pumpbeginn definiert wird: Ob die Pumpgrenze den direkten Übergangspunkt zwischen stabilen und instabilem Betrieb bildet oder noch während des stabilen Betriebs definiert wird (ähnlich der Betrachtungsweise der stationären und transienten Pumpgrenze).

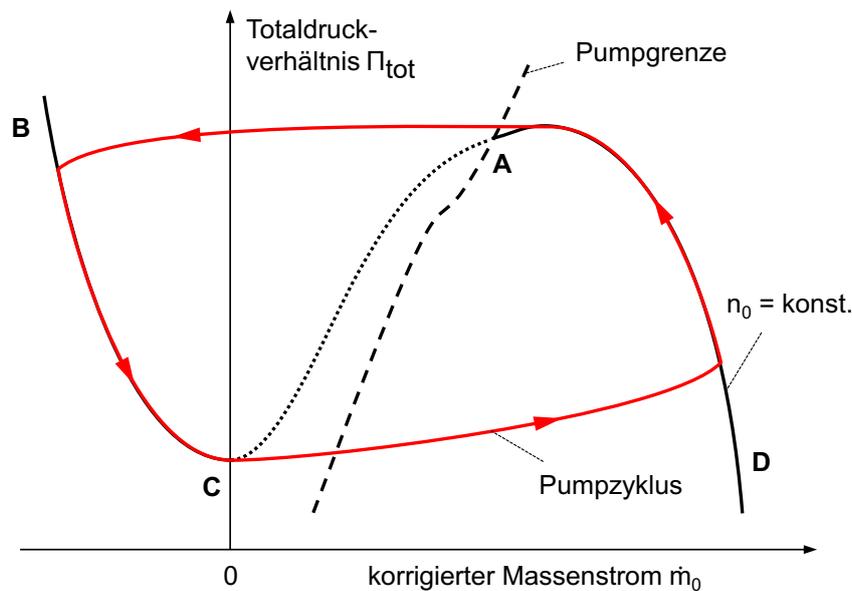


Abbildung 2.5: Schematische Darstellung eines Pumpzyklus, nach [29]

Zur Beschreibung des periodischen Charakters des Verdichterpumpens wird ein schematischer Pumpzyklus in einer Kennfelddarstellung in Abbildung 2.5 gezeigt. Die Drehzahllinie wurde hierfür in den Bereich negativer Massenströme verlängert, wo sie einen parabelförmigen Verlauf aufweist. Im ersten Quadranten des Kennfeldes wird sie mithilfe einer Approximation (schwarz gepunktet) geschlossen.

Unter Annahme einer konstanten Verdichterdrehzahl beginnt der Pumpzyklus am Ende der Drehzahlkurve nach Übertreten der Pumpgrenze im Punkt A durch Verringerung der Fluidabnahme. Es setzt ein dynamischer, zyklischer Vorgang ein, wobei der Verlauf des transienten Verdichterbetriebspunkts durch den rot markierten sog. Pumporbit beschrieben wird. Die rot gestrichelten Linien zeigen den idealisierten Verlauf. Wie erläutert findet zunächst ein Wechsel der Strömungsrichtung statt, sodass sich negative Werte im Massenstrom einstellen. Der Verdichterbetriebspunkt erreicht Position B. Der Wechsel von A bis B verläuft theoretisch über den Punkt C, praktisch allerdings läuft der Richtungswechsel so schnell ab, dass dies einem direkten, näherungsweise linearen Wechsel von A nach B gleichkommt.

Bei negativer Durchströmung entlädt sich das druckseitige System des Verdichters von Punkt B zu C, wodurch das Druckverhältnis und der Betrag des Massenstroms reduziert werden. Die Drehrichtung des Rotors ändert sich trotz der negativen Durchströmung nicht. Ist die Entladung soweit abgeschlossen, dass sich die Strömung wieder an die Schaufeln anlegen kann, ändert sich die Strömungsrichtung und der Verdichter beginnt erneut in das dem Verdichter nachgeschaltete Volumen zu fördern. Der transiente Betriebspunkt verschiebt sich innerhalb kürzester Zeit vom Punkt C zum Punkt D, welcher auf der stationär aufgenommenen Drehzahlkurve liegt. Mit der anschließenden Füllung des druckseitigen Volumens erhöht sich das Druckverhältnis und der Durchsatz verringert sich; der Betriebspunkt bewegt sich auf der Drehzahlkurve wieder in die Richtung der Pumpgrenze. Bleibt die Luftabnahme des Verbrauchers unverändert, reißt die Strömung erneut ab und der Zyklus wiederholt sich.

Das Verdichterpumpen ist jedoch nicht allein vom Verdichter und dessen Geometrie, sondern sehr stark vom nachgeschalteten System geprägt. Dieses System wird in der folgenden Arbeit als V2-Volumen bezeichnet und kann je nach Aufbau in einer Prüf- oder Realbedingung aus der Gesamtheit von Verschlauchungselementen, dem Ladeluftkühler, dem Ansaugplenum des Motors, den Messrohren, etc. bestehen. Das Volumen bestimmt beispielsweise maßgeblich, wie lange die Entladung und der erneute Druckaufbau andauern, d. h. wie groß die sog. Pumpfrequenz f_P ist. Nach EMMONS et al. [16] entspricht die Pumpfrequenz der Helmholtzfrequenz des dem Verdichter nachgeschalteten Systems.

Verdichterpumpen geht mit einer starken Geräuschbildung einher. Aufgrund der periodischen Druckoszillationen, die häufig zusammen mit einer unzulässig hohen thermischen Beanspruchung auftreten, können Schaufelschwingungen angeregt und in deren Folge Materialermüdungen bzw. Schaufelbrüche ausgelöst werden [11]. Auch eine Fehlfunktion der Lagerung [3] und eine Beschädigung von Rotor und Verdichtergehäuse durch das Anschlagen der Schaufeln [10] sind mögliche Folgen. Darüber hinaus können die starken Druckstöße den Betrieb des Verbrauchers, z. B. des Verbrennungsmotors, stark stören oder einen Schaden am Gesamtsystem verursachen [64].

2.1.2 Rotating Stall

Wie das Verdichterpumpen gilt Rotating Stall als ein instabiles und unerwünschtes Strömungsphänomen. Es kann im Verdichterkennfeld auf einer Linie konstanter Drehzahl dadurch gekennzeichnet sein, dass ein eingeschränkter Druckaufbau bzw. ein abfallendes Totaldruckverhältnis vor dem Einsetzen des Verdichterpumpens registriert wird, sodass die Drehzahllinie eine mathematisch positive Steigung aufweist.

Ausgelöst wird Rotating Stall durch eine Fehlanströmung der Schaufeln. Wird die Verdichterdrehzahl bzw. -umfangsgeschwindigkeit konstant gehalten und der Durchsatz reduziert, verringert sich auch der Anströmwinkel β_1 , vgl. Abbildung 2.2. Erreicht dieser Winkel sehr kleine Werte, kann eine signifikante lokale Strömungsablösung an der Saugseite einer oder mehrerer Verdichterschaufeln hervorgerufen werden [16], siehe Abbildung 2.6, ohne dass die gesamte Strömung einbricht und Verdichterpumpen einsetzt. Diese Abreißzone blockiert einen wesentlichen Teil des betroffenen Strömungskanals B. Die Blockierung beeinflusst die Anströmung auf die benachbarten Strömungskanäle. Beim Kanal A wird der Winkel zusätzlich reduziert, was dort ebenfalls ein Abreißen begünstigt und so ein Übertreten der Ablösung auf den nächsten Strömungskanal bewirkt. Gleichzeitig wird im Kanal C der Anströmwinkel vergrößert und damit verbessert, sodass der Abreißerscheinung entgegengewirkt wird. Dies hat zur Folge, dass der versperrte Strömungskanal, die sog. "Stallzelle", um die Achse des Laufrades entgegen dessen Drehrichtung rotiert, was dem Phänomen Rotating Stall seinen Namen gibt. Da die Drehfrequenz der Stallzelle jedoch geringer ist als die Drehfrequenz des Verdichterlaufrades, dreht sie sich von einem festen Absolutsystem aus betrachtet weiterhin in gleicher Richtung wie der Rotor.

Neben dem Stall im Verdichterlaufrad kann es auch zu Stallerscheinungen im unbeschaufelten oder beschaufelten Diffusor kommen. Stall im Diffusor und Laufrad können sich gegenseitig

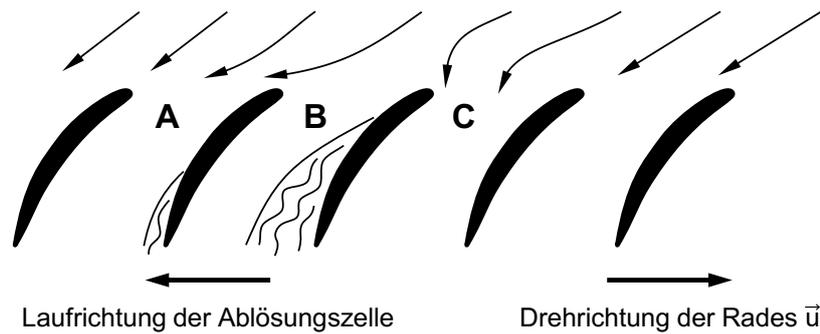


Abbildung 2.6: Schematische Darstellung des Rotating Stall, nach [8]

beeinflussen [47] und es ist möglich, dass sich die Strömungsablösung vom Diffusor auf das Laufrad überträgt [61].

Auch der Betrieb eines Verdichters bei auftretendem Rotating Stall kann sich kritisch auswirken. Möglich ist eine Anregung der Schaufeln durch Biegeschwingungen, was einen Schaufelbruch nach sich ziehen kann [75]. Darüber hinaus können akustischen Resonanzerscheinungen auftreten [11]. Außerdem kommt es vor, dass eine Stallzelle während des Betriebs des Verdichters nicht eliminiert werden kann, sodass ein vollständiges Abschalten und ein Neustart der Maschine nötig ist, um einen stallfreien Zustand wiederherzustellen [11].

2.2 Literaturüberblick zur Forschung an Verdichterinstabilitäten

Die Erforschung von Verdichterinstabilitäten hat in den meisten Fällen ihren Ursprung im Feld großer Axialmaschinen. Viele Phänomene sind dort charakterisiert worden, auch die Entwicklung von präzisen Berechnungsmodellen wurde an diesem Verdichtertyp vorangetrieben. Die Forschung an Radialmaschinen lehnt sich oftmals hieran an. Sowohl PAMPREEN [61] als auch DE JAGER [11] geben eine detaillierte Übersicht über die beiden Instabilitäten Verdichterpumpen und Rotating Stall sowohl an Axial- als auch Radialmaschinen. Neben einem Literaturüberblick sowie einer Beschreibung der Phänomene und deren Entstehung geben beide Autoren eine Übersicht über Maßnahmen, um den Instabilitäten entgegenzuwirken.

Der hier aufgestellte Literaturüberblick zu Verdichterpumpen und Rotating Stall, deren Analyse üblicherweise unter kontinuierlichen Strömungsbedingungen stattfindet (im Falle eines Abgasturboladers an einem Heißgasprüfstand), wird ergänzt durch eine Übersicht zu entsprechenden Forschungen in zwei weiteren Versuchsumgebungen eines Abgasturboladerverdichters. Zum einen ist dies eine am Heißgasprüfstand simulierte, motorähnliche Testsituation, zum anderen handelt es sich um Motorprüfstandsversuche, in denen der Abgasturbolader direkt am Verbrennungsmotor betrieben wird. Ein weiterer Abschnitt widmet sich der Abbildung von Verdichterinstabilitäten in der rechnerischen 0D- und 1D-Simulation. Bei der Fülle an Literatur kann dieser Überblick jedoch keinesfalls einen Anspruch auf Vollständigkeit erheben.

2.2.1 Heißgasversuche zum Verdichterpumpen bei kontinuierlicher Luftabnahme

In vielen Fällen wird das Verdichterpumpen durch den Bediener eines Prüfstands anhand des Geräuschs oder der größeren Druckamplituden identifiziert. So kann zwar im Regelfall zwischen stabilem und instabilem Verdichterbetrieb unterschieden werden, bei der Aufnahme einer transienten Pumpgrenze oder bei einer Überlagerung der Druckamplituden, die beispielsweise durch einen dem Verdichter nachgeschalteten Ventiltrieb hervorgerufen werden können, müssen ggf. alternative Kriterien zur Detektion der Pumpgrenze definiert werden. Eine Übersicht hierüber geben ANDERSEN et al. [1]. Um die Pumpgrenze messtechnisch zu ermitteln nutzen GRIGORIADIS [32] und MÜLLER [58] ein offenes Thermoelement mit einer Drahtdicke von 0,5 mm in Wandnähe unmittelbar vor dem Verdichterrad. Die heiße, verdichtete Luft, die durch das Verdichterpumpen vornehmlich an der Gehäusewand zurückströmt, führt zu einem einfach zu registrierenden Temperaturanstieg. GALINDO et al. [26] schlagen eine Frequenzanalyse zur Differenzierung zwischen stabilem und instabilem Betrieb vor. Ein weiteres Kriterium unter Verwendung des sog. Hurst-Exponenten wird bei KERRES [48] beschrieben.

Die Auswirkungen des (Prüfstands-)Aufbaus auf das Verdichterpumpen sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen. Erwartungsgemäß werden größere Pumpfrequenzen bei kleineren V₂-Volumina registriert, da die Füll- und Entleervorgänge kleinerer Volumen entsprechend kürzere Zeiten benötigen, vgl. z. B. [19, 26, 29, 32, 58, 69]. Gleichzeitig kann sich eine erhebliche Verschiebung der Pumpgrenze nach links zu kleinen Massenströmen hin einstellen [19, 32], die bei MÜLLER [58] insbesondere bei hohen Verdichterdrehzahlen registriert wurden. Dieser stellte außerdem bei seinen Versuchen eine Übereinstimmung der stationären mit der dynamischen Pumpgrenze fest.

ROHNE [69] hat Pumpzyklen für V₂-Volumina verschiedener Größe eines mehrstufigen Radialverdichters aufgenommen. Größere Volumina weisen aufgrund geringerer Amplituden im Druckverhältnis flachere Zyklen auf. Pumpzyklen verschiedener Verdichterdrehzahlen eines gleichen Systems sind selbstähnlich. Gegenteilig werden bei KABALYK et al. [45] unter Verwendung eines kleinen Volumens weitaus geringere Druckamplituden während des Verdichterpumpens registriert als bei großem Volumen. Ferner identifizieren sie mittels Spektrogrammen, die während einer transienten Messung über eine gesamte Drehzahllinie erstellt werden, Frequenzen, die Rezirkulationen im Verdichtereintritt zugeordnet werden können. Es handelt sich wie bei [32, 58] um heißes Fluid, das an der Gehäusewand in Form einer Ringströmung zurückströmt. Da diese Erscheinung bei [45] kurz vor Einsetzen des Verdichterpumpens registriert wird, ermöglicht sie ggf. auch eine Vorhersage des unmittelbar bevorstehenden Verdichterpumpens.

Neben der Gestaltung des V₂-Volumens haben auch konstruktive Maßnahmen an der Verdichtereinlaufgeometrie einen Einfluss auf das stabile Betriebsverhalten bei geringen Durchsätzen. Den kennfelderweiternden Effekt eines einzelnen oder mehrerer Rohrbögen vor Verdichter untersucht MÜLLER [58]. HAGELSTEIN [37] analysiert den Einfluss verschiedener Vorleiträder zur Optimierung der Anströmung. Aber bereits eine Reduzierung des Strömungsquerschnitts mittels Konus vor Verdichtereintritt, im Gegensatz zu einem geraden Rohr, hat einen zu kleinen Massenströmen kennfelderweiternden Effekt [23]. Hierbei kann mit einem kürzeren Konus ein größerer Effekt erzielt werden. Ein im Steigungswinkel variabel einstellbarer Konus wird

bei GRIGORIADIS et al. [31] vorgestellt. Durch diese Einrichtung unmittelbar vor dem Verdichterlaufrad wird dieses bei kleinen Durchsätzen nur auf dem inneren Teil seines Radius beaufschlagt, wodurch seine Anströmfläche verringert und die Pumpgrenze signifikant nach links verschoben wird. Weitere kennfeldstabilisierende Maßnahmen werden bei PUCHER und ZINNER [64] beschrieben. Hierzu gehörten beispielsweise eine sog. Ported Shroud Ausführung des Verdichtergehäuses, bei der Kanäle den Raum oberhalb des Laufrades mit dem Ansaugstutzen des Verdichters verbinden (vgl. auch [76]). Darüber hinaus können Nachleiträder bzw. beschauelte Diffusoren mit fester oder variabel einstellbarer Geometrie eingesetzt werden.

Ferner ist die Abhängigkeit von der Betriebsart des Verdichters auf das Verdichterpumpen in mehreren Studien analysiert worden. So konnte an drei unterschiedlichen Abgasturboladern verschiedener Baugröße eine mit steigender Verdichterdrehzahl sinkende Pumpfrequenz nachgewiesen werden [23, 26]. Grund hierfür ist die größere Befüllung des V2-Volumens bei höherer Drehzahl, was längere Füll- und Entleervorgänge nach sich zieht.

2.2.2 Rotating Stall und weitere Verdichterinstabilitäten

Rotating Stall wurde neben dem Verdichterpumpen ab Mitte der 1950er Jahre experimentell erfasst und charakterisiert, vgl. EMMONS et al. [16], GREITZER [30] und HUPPERT und BENSER [42]. An mehrstufigen, großen Axialverdichtern identifizieren SCHLAMANN et al. [72] entlang einer Linie konstanter Drehzahl vier Instabilitätsphasen. Sie schlagen eine Differenzierung zwischen dem Begriff "Pumpgrenze" und "Stabilitätsgrenze" vor, da bei ihren Forschungen letztere für Axialverdichter unabhängig vom V2-Volumen verläuft. Auch GARNIER et al. [28] untersuchen Rotating Stall an drei verschiedenen Axialverdichtern mit einem Fokus auf die Entstehungsmechanismen. Ein neuer Ansatz zur Erklärung der Entstehung von rotierenden Instabilitäten auf Basis von Scherströmungen oberhalb der Rotorschaukeln bzw. unterhalb der Statorbeaufschlagung an der Nabe einer Axialmaschine wird bei PARDOWITZ [62] beschrieben und es gibt Hinweise, dass diese Theorie sich auch auf Radialverdichter übertragen lässt.

Bei Axialverdichtern kann zwischen "Progressive Stall" und "Abrupt Stall" differenziert werden, vgl. [10]. Im Gegensatz zu Progressive Stall beschreibt Abrupt Stall eine besonders schwere Form der Ablösung, wobei es nach Unterschreiten eines Massenstroms sprunghaft zu großen Abfällen im Totaldruckverhältnis und im Verdichterwirkungsgrad kommt [75].

Radialmaschinen weisen eine solche Verdichtercharakteristik aufgrund ihres abweichenden Arbeitsprinzips nicht auf. Der Druckaufbau ist hier maßgeblich durch die Fliehkraftwirkung bestimmt, sodass er stabilisiert und durch auftretendes Rotating Stall weitaus weniger beeinträchtigt wird als bei Axialmaschinen [10]. So ist es auch naheliegend, dass viele Eigenschaften (z. B. der Entstehungsmechanismus des Stall, Stallfrequenzen, die Ausbildung der Stallzelle über der Schaukelhöhe, deren Erstreckung über dem Umfang der Maschine und entlang der Schaukelkontur) nicht unmittelbar zwischen den beiden Maschinentypen übertragbar sind.

Die Forschungen zu Rotating Stall bei Radialverdichtern, auf die im Folgenden eingegangen

wird, beschränken sich im Wesentlichen auf große Maschinen, die üblicherweise in industriellen Anwendungen eingesetzt werden. Genaue Korrelationen zwischen Verdichterdrehzahl, Zellenanzahl des Stall und dessen Rotationsfrequenz lassen sich auch für Radialverdichter untereinander nur schwer aufstellen, da das Phänomen stark von der Geometrie und der Betriebsart abhängt [61].

Für Untersuchungen des Rotating Stall innerhalb von Verdichterlaufrädern [9, 47, 74] wurden im Verdichtergehäuse wandbündig zahlreiche zeitlich hochauflösende Druckaufnehmer entlang der Schaufelkonturen und innerhalb der Diffusoren installiert. Hierdurch lassen sich die Druckfelder oberhalb der Schaufeln an der Gehäusewand bei instationären Strömungszuständen bestimmen. Während KÄMMER [47] bei niedrigen Drehzahlen Strömungsablösungen in der Laufraudeintrittsebene feststellt, die zu einer drallbehafteten Rückströmung aus dem Verdichterrad führen und einen stochastischen Charakter aufweisen, werden bei höheren Verdichterdrehzahlen rotierende Ablösungserscheinungen zweier unterschiedlicher Frequenzen registriert, die durch dynamische Strömungsvorgänge ausgelöst werden. Durch Visualisierungen der Druckverteilungen oberhalb der Verdichterschauflern können CHEN et al. [9] drei verschiedene Muster des Rotating Stall differenzieren. Die Messungen von SHI [74] an zwei verschiedenen Verdichterraufrädern zeigen sowohl Rotating Stall als auch sog. Standing Stall, welcher nicht um die Verdichterachse rotiert. Die Analysen lassen zudem eine Identifikation von dem Stall vorausgehenden Erscheinungen zu.

Bezüglich des Rotating Stall im Diffusor haben FERRARA et al. [18] eine Variation geometrischer Verdichterparameter durchgeführt. So können sich eine Verringerung der Diffusorbreite und eine sich in radiale Richtung einschnürende Kontur positiv auf die Stabilität auswirken. Sie zeigen ebenfalls, dass Stall nicht dem Verdichterpumpen vorausgehen muss. Als zu erwartende Stallfrequenz wird ein Frequenzbereich von 20...40% [18] bzw. 10...40% [6] der Umdrehungsfrequenz des Rotors abgeschätzt. Diese Angaben beziehen sich auf das nicht rotierende Absolutsystem, in dem sich eine Stallzelle in der gleichen Richtung wie der Rotor dreht. (Im drehenden Relativsystem des Rotors, vgl. Abschnitt 2.1.2, rotiert die Stallerscheinung entgegen dessen Drehrichtung mit einer geringeren Geschwindigkeit als die Rotordrehfrequenz.) Eine weitere Übersicht über gemessene Stallfrequenzen ist bei [61] zu finden.

Empfehlungen zur experimentellen Analyse von Rotating Stall werden bei BIANCHINI et al. [6] nochmals beschrieben und zusammengefasst. Sie beziehen sich einerseits auf die Messtechnik und Anordnung, andererseits werden Verfahren beschrieben, womit sich die Stallfrequenz, die Zellenanzahl des Stall sowie dessen Drehrichtung bestimmen lassen. Dies geschieht unter Verwendung von Frequenzanalysen, Auto- und Kreuzkorrelationen unter der Annahme einer in ihrer Form beständigen Struktur der Stallerscheinung.

2.2.3 Intermittierende Luftabnahme zur Simulation einer motorähnlichen Umgebung

In mehreren Studien wird die Nachbildung einer motorähnlichen Umgebung am Verdichteraustritt realisiert, die sich durch eine nicht kontinuierliche, sondern regelmäßig unterbrochene bzw. eingeschränkte Luftabnahme auszeichnet. Am Verbrennungsmotor selbst wird diese durch

den Ventiltrieb hervorgerufen. Bei Versuchen werden somit dynamische Pumpgrenzen aufgenommen. Sie können sich von einer stationären Pumpgrenze unterscheiden, sodass eine Vergrößerung oder Verkleinerung des stabilen Kennfeldbereichs eintritt.

Schon in den 1960er Jahren führte JENNY [43] Untersuchungen an einem Abgasturboladerverdichter radialer Bauart aus und nutzt einen Drehschieber, um im Verdichteraustrittsvolumen eine sinusförmige Druckschwankung zu erzeugen. Die experimentellen Ergebnisse wie auch die vorgestellten theoretischen und konstruktiven Ansätze zeigen eine sich mit abnehmender Ventildrehzahl einstellende Verschiebung der Pumpgrenze zu höheren Durchsätzen nach rechts im Kennfeld, insbesondere bei Ventildrehzahlen nahe der Pumpfrequenz.

Dagegen wird bei neueren experimentellen Untersuchungen an kleineren Maschinen eine Verbesserung der Pumpgrenze bzw. eine Verschiebung nach links bei intermittierender Luftabnahme registriert. Hierzu zählt die Studie von GALINDO et al. [24], in der die intermittierende Luftabnahme durch eine sich drehende, komplex gelochte Scheibe im V2-Volumen erzeugt wird. Diese wird zur Variation der Druckamplituden nur von einem Teilstrom der verdichteten Luft durchströmt. Während keine Abhängigkeit der simulierten Ventildrehzahl auf die Pumpgrenze ermittelt wurde, geht eine Verbesserung der Pumpgrenze mit steigenden Druckamplituden im V2-Volumen einher. Dies wird auch bei MARELLI und CAPOBIANCO [53] und MARELLI et al. [54] beobachtet, die die intermittierende Luftabnahme durch einen motorisch angetriebenen Zylinderkopf realisieren und mittels eines variablen Ventiltriebs die Druckamplituden variieren. Der beobachtete Effekt kommt einer Parallelverschiebung der Pumpgrenze für den gesamten Drehzahlbereich gleich. Darüber hinaus widmen sich ANDERSEN et al. [1] der Erkennung des Verdichterpumpens u. a. bei intermittierender Luftabnahme.

2.2.4 Untersuchungen am Verbrennungsmotor

Nicht nur am Heißgasprüfstand, sondern auch direkt am Verbrennungsmotor wurden Untersuchungen zum Verdichterpumpen durchgeführt. Zur Einleitung des Verdichterpumpens bieten sich verschiedene Verfahren an, abhängig davon, ob eine dynamische oder eine transiente Pumpgrenze Gegenstand der Untersuchungen ist.

Als sicheres und reproduzierbares Herbeiführen des Verdichterpumpens an einer dynamischen Pumpgrenze wird in der Literatur eine Drucklufteinleitung nach Verdichter beschrieben [23, 27, 32]. Falls alternativ die Regelung des Ladedrucks im Motorsteuergerät modifiziert werden kann, lässt sich dessen Sollwert ohne Modifikationen am sonstigen Aufbau in Richtung der Pumpgrenze verschieben [32]. Bei SEITZ et al. [73] erfolgt die Einleitung durch eine Erhöhung der Abgasrückführung bei hoher Motorlast, niedriger Drehzahl und gleichzeitiger Reduzierung des Turbinenschluckverhaltens. Als weitere konstruktiv aufwändige Maßnahme lässt sich die Luftabnahme des Verdichters auch senken, indem dieser die Luft für eine reduzierte Zylinderzahl fördert [32]. Hierbei müssen einige Zylinder fremdaufgeladen und der gesamte Abgasstrom weiterhin durch die Turbine geleitet werden.

Zu einer möglichen Analysesituation der transienten Pumpgrenze zählt ein (negativer) Lastsprung eines Ottomotors bei geringen Motordrehzahlen von Volllast auf einen niedrigen Lastpunkt, wodurch die Luftabnahme des Verdichters unmittelbar verringert wird [27]. Eine weitere Option

Tabelle 2.1: Literaturübersicht zur Lage der Pumpgrenzen am Motor im Vergleich zu Heißgasmessungen

Verdichterdrehzahl	11,9 l NFZ [32]	2 l Otto [32]	2,2 l Diesel [27]	1,6 l Diesel [27]	12 l (ca.) NFZ [73]
mittel			↑ ^{II}	←	←
niedrig	→	←	←	← →	

stellt die sog. Drehzahldrückung dar [32], wobei ein Drehzahlsprung des Motors in die Nähe der Minimaldrehzahl und eine gleichzeitige Erhöhung des Solldrehmoments veranlasst wird.

Im Vergleich zu Heißgasmessungen weist die Lage der Pumpgrenze am Motor bei niedrigen Verdichterdrehzahlen in der Literatur unterschiedliche Tendenzen auf. Während an einem 11,9-l-Nutzfahrzeugmotor [32] eine Verschiebung der Pumpgrenze zu hohen Massenströmen nach rechts registriert wird und diese sich an einem 1,6-l-Dieselmotor [27] mit steigendem Druckverhältnis von links zu einer Lage rechts der stationär aufgenommenen Pumpgrenze entwickelt, zeigt sich bei den weiteren Messungen an einem 2-l-Ottomotor [32] und einem 2,2-l-Dieselmotor [27] eine Verschiebung nach links.

Im mittleren Drehzahlbereich des Verdichters können am Motor einheitlich Betriebspunkte links der stationär aufgenommenen Pumpgrenze angefahren werden [27, 73]. Hier stellt sich somit ein erweiterter Kennfeldbereich des Verdichters ein. Am 2,2-l-Dieselmotor [27] nimmt diese Kennfelderweiterung jedoch innerhalb des mittleren Verdichterdrehzahlbereichs mit steigendem Druckverhältnis ab und die am Motor bestimmte Pumpgrenze nähert sich der stationär am Heißgasprüfstand aufgenommenen an. Versuchsergebnisse für den hohen Verdichterdrehzahlbereich liegen nicht vor. Eine Übersicht ist in Tabelle 2.1 aufgestellt.

Weiterhin wurden am Verbrennungsmotor direkt Geometrievariationen der Systeme vor und nach Verdichter durchgeführt und deren Einfluss auf die Verdichterstabilität untersucht. Die analysierten Maßnahmen umfassen beispielsweise (Zusatz-)Volumina, Variation von Rohrlängen sowie Einsätze von Koni und Rohrbögen (90°) in der Verschlauchung [23, 27].

2.2.5 Rechnerische Simulation

EMMONS et al. [16] stellen einen linearen Ansatz zur Berechnung eines Stabilitätskriteriums des Verdichtersystems und der Pumpfrequenz auf, die das V2-Volumen als einen Helmholtzresonator betrachtet. Das Modell besteht aus Rohren und zwei Behältern, deren Verbindungsrohr der

Verdichter darstellt. MOBARAK [56] modifiziert und erweitert dieses Modell um einen Verbraucher. Einen Meilenstein bildet die Arbeit von GREITZER [29], der einen nichtlinearen Ansatz für Axialverdichter in Form eines sog. “lumped parameter model“ entwickelt. So definiert er den Parameter B , der das V_2 -Volumen beschreibt und maßgeblichen Einfluss auf das Ergebnis hat. Mittels Simulation untersucht er das Verhalten eines Verdichtungssystems, bei dem der Verdichter vom stabilen Betriebsbereich aus gestört wird. Dabei kann er verschiedene Charakteristika der Systemantwort identifizieren. Er stützt seine theoretischen Betrachtungen auf eigene experimentelle Ergebnisse [30]. HANSEN et al. [38] zeigen die Übertragbarkeit des Ansatzes auf Radialverdichter. FINK et al. [19] erweitern das Modell um eine variable Verdichterdrehzahl, sodass Drehzahlschwingungen während des Verdichterpumpens abgebildet werden können.

Von diesen Arbeiten ausgehend existieren zahlreiche weitere Ansätze. Oftmals werden die Grundgleichungen zur Beschreibung des Verdichters und dessen instabilen Betrieb in eine eindimensionale Modellierung der luftführenden Leitungen eingebunden, wodurch sich dort auch Trägheitseffekte der Strömung sowie Druckwellen abbilden lassen. So simulieren FISCHER [21] und KALAC [46] ein gesamtes Verdichtersystem, auch mit Komponenten vor Verdichter. ROHNE [69] vergleicht null- und eindimensionale Modelle von Radialverdichteranlagen und stellt sie umfangreichen Messungen gegenüber. Bei [24, 25] wird ein Verdichtermodell sowohl mit stationären als auch mit pulsierenden Randbedingungen einer intermittierenden Luftabnahme getestet und anhand von experimentellen Daten validiert. LEUFVÉN [51], RAKOPOULOS et al. [66] und THEOTOKATOS und KYRTATOS [78] führen nulldimensionale Motorprozesssimulationen mit integrierten, pumpfähigen Verdichtermodellen durch. GALINDO et al. [23], SKOPIL [77] und VALLINDER [80] binden solche Verdichtermodelle in verschiedene 1D-Simulationen von Verbrennungsmotoren ein. Darüber hinaus gibt es eine Fülle von Forschungen, die sich dem Rotating Stall und dem Verdichterpumpen mittels einer dreidimensionalen Strömungssimulation widmen. Eine Übersicht diesbezüglich hinsichtlich der Modellierung kleiner Radialverdichter ist bei SCHÄFER [71] zu finden.

3 Ziel der Arbeit

Unterschiede bezüglich des Verdichterpumpens zwischen Heißgas- und Motormessungen sind in der Literatur zwar beschrieben, weisen jedoch teils unterschiedliche Tendenzen auf. Zudem sind die Untersuchungen oftmals an größeren Abgasturboladern durchgeführt worden. Bei den Versuchen soll daher einheitlich ein gleicher, moderner Abgasturbolader kleiner Baugröße Verwendung finden, der zur Aufladung von PKW-Ottomotoren mit geringem Hubraum eingesetzt wird. Die Experimente gliedern sich in drei Teile, deren Ergebnisse gegenübergestellt werden sollen.

- Im ersten Teil wird mit angepasster Messtechnik eine Heißgasmessung bei kontinuierlicher Luftabnahme durchgeführt, die bezüglich des sonstigen Aufbaus einer konventionellen Kennfeldvermessung eines Abgasturboladers gleicht.
- Einen weiteren Teil bilden die Untersuchungen am Verbrennungsmotor, die jedoch erst als dritter Teil der Arbeit präsentiert werden. Hier muss ein geeignetes Verfahren gefunden werden, um durch Eingriffe in den Motorbetrieb das Verdichterpumpen hervorzurufen. Aufgrund der Kopplung von Verdichter, Verbrennungsmotor und Turbine kann eine Variabilität der Versuchsparameter, wie sie am Heißgasprüfstand besteht, nicht erwartet werden.
- Das Bindeglied zwischen beiden Messkampagnen bildet der zweite Teil. Hier wird am Heißgasprüfstand eine motorähnliche Umgebung simuliert, indem eine intermittierende d. h. nicht-kontinuierliche Luftabnahme nach Verdichter hervorgerufen wird. Hierfür soll ein realer Zylinderkopf eingesetzt werden, dessen Nockenwelle elektromotorisch angetrieben wird, sodass die Ventulfrequenz variabel einstellbar ist. Der sonstige Versuchsaufbau ist weitestgehend identisch mit dem bei kontinuierlicher Luftabnahme.

Ziel ist es zu bewerten, wie sich das instabile Betriebsverhalten zwischen den einzelnen Versuchsaufbauten ändert. Von besonderem Interesse ist hier, ob sich zwischen den Versuchen mit intermittierender Luftabnahme und denen am Motor Parallelen zeigen und somit auch Analysen am Heißgasprüfstand diesbezüglich zuverlässig vorgenommen werden können.

An den drei verschiedenen Versuchsaufbauten fokussieren sich alle Untersuchungen zum Verdichterpumpen auf zwei Bereiche: Zum einen auf die Pumpgrenze, zum anderen auf die Charakteristik des Verdichterpumpens.

Eine Messung am Heißgasprüfstand soll als Referenz dienen, um bei den weiteren Versuchsreihen die Positionen der Pumpgrenzen im Verdichterkennfeld bewerten zu können. Weitere stationäre Pumpgrenzen werden in Kapitel 5 betrachtet, dynamische Pumpgrenzen sind Gegenstand des Kapitels 7 sowie des Abschnitts 8.3. Einer transienten Pumpgrenze und deren Definition widmet sich Abschnitt 8.4.

Die Charakteristik des Verdichterpumpens wird durch die Pumpfrequenz und den transienten Verlauf der Verdichterbetriebspunkte im Verdichterkennfeld während des Verdichterpumpens repräsentiert. Die Aufzeichnung der transienten Betriebspunkte erfordert eine zeitlich hochauflösende Messung von Druck und Massenstrom in unmittelbarer Nähe des Verdichters, um das Verdichterpumpen mit minimalen Dämpfungseffekten hinreichend gut erfassen zu können. Während für die Druckmessung etablierte und kommerziell verfügbare Technik zur Verfügung steht, stellt die Messung des Massenstroms eine besondere Herausforderung dar. Hierfür in Betracht kommende Verfahren sollen ermittelt und bei den Heißgasversuchen mit kontinuierlicher Luftabnahme getestet werden.

Ein zusätzlicher Untersuchungsschwerpunkt dieser Messkampagne stellt die Identifikation und Analyse von Rotating Stall dar, welches ja als ein dem Verdichterpumpen vorausgehendes Phänomen gilt. Wie in Abschnitt 2.2.2 erläutert, existiert jedoch keine ausreichende Datenbasis für kleine Radialverdichter. Daher wird bei den Heißgasmessungen mit kontinuierlicher Luftabnahme ein speziell instrumentiertes Verdichtergehäuse eingesetzt, sodass sowohl oberhalb des Schaufelkanals als auch im Diffusor zeitlich hochauflösende Drücke aufgezeichnet werden können, um die Stallerscheinungen zu untersuchen. Die Analyse des hier verwendeten Abgasturbo-laders bezüglich des Auftretens von Rotating Stall wird gesondert im Kapitel 6 vorgenommen.

4 Methode

Die verwendeten Versuchsträger und die Messtechnik einschließlich der Signalverarbeitung und der zugehörigen mathematischen Methoden werden im Folgenden detailliert beschrieben.

Die zentrale Rolle nimmt dabei zunächst der Abgasturbolader ein, der mit zwei verschiedenen Gehäusevarianten ausgestattet wird. Um das den Verdichterbetrieb charakterisierende Tripel aus Druckverhältnis, Massenstrom und Drehzahl auch bei hier untersuchten dynamischen Phänomenen zu bestimmen, werden Verfahren vorgestellt, die eine ausreichende zeitliche Auflösung bieten. Zur Bestimmung des Massenstroms in unmittelbarer Nähe des Verdichters werden mehrere Verfahren verglichen und zwei Lösungsansätze detailliert beschrieben.

Zu den drei Verdichterbetriebsgrößen kommt eine vierte Größe hinzu, der isentrope Verdichtewirkungsgrad. Er ist eine Größe, in deren Berechnung maßgeblich Werte aus Temperaturmessungen eingehen. Die Bestimmung geschieht bei stationärem Betrieb am Heißgasprüfstand, wobei den Temperaturwerten lange Einschwing- bzw. Messzeiten gewährt werden müssen. Dies ist bei den hier dargestellten Untersuchungen dynamischer (und zudem im regulären Betrieb unerwünschter) Phänomene schwer möglich, jedoch auch nur von geringer Bedeutung. Der Wirkungsgrad wird daher weder dynamisch bestimmt noch ist er Gegenstand der Untersuchungen.

Nach Vorstellung der am Verdichter des Abgasturboladers eingesetzten Messtechnik wird im Abschnitt 4.5 auf den Verbrennungsmotor eingegangen. Im Anschluss daran werden die wesentlichen eingesetzten Techniken der Signalanalyse erläutert.

4.1 Versuchsträger Abgasturbolader

Als Versuchsträger dient ein Abgasturbolader, der zur Aufladung eines Dreizylinder-Ottomotors mit einem Hubraum von 1 Liter entwickelt wurde. Das Verdichterrad der Laufgruppe ist aus Aluminium gefräst und hat sechs Main- und sechs Splitterblades. Am Verdichteraustritt befindet sich ein Umluftventil, das im Regelbetrieb den Druck nach Verdichter senken kann. Dem Verdichterpumpen wird entgegengewirkt, indem das Ventil bereits verdichtete Luft vor den Verdichtereintritt ablässt. Der Schwellwert des Drucks, bei dem das Ventil schaltet, ist variabel. Die Turbinenleistung kann mittels eines Wastegate geregelt werden. Ferner verfügt der Abgasturbolader über ein Kühlwassersystem, um auch bei einer maximalen Turbineneintrittstemperatur von 1050 °C sicheren Betrieb zu gewährleisten.

Die Druckmesstechnik zur Untersuchung der dynamischen Vorgänge wird direkt in zwei zur Verfügung stehenden Varianten des Verdichtergehäuses eingebracht. Hierbei handelt es sich um

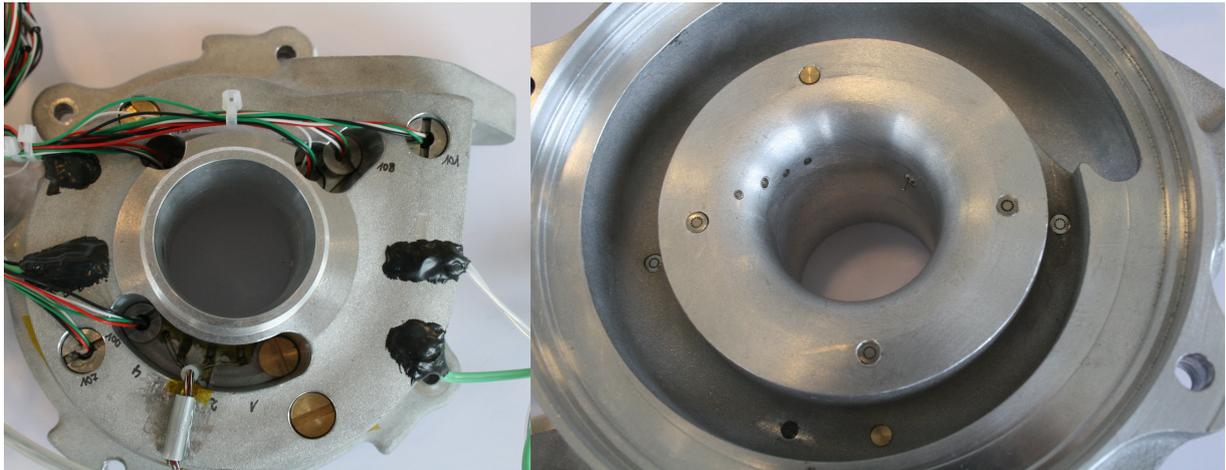


Abbildung 4.1: Instrumentierung des Druckmessgehäuses

ein umgearbeitetes *Standardgehäuse* und das *Druckmessgehäuse*, welches mit vielen zusätzlichen Messstellen, u. a. über dem Schaufelkanal, ausgestattet ist.

Standardgehäuse

Das Standardgehäuse kann mit Drucksensoren im Verdichtereintritt, -austritt und im Diffusor bestückt werden. Entsprechende Verschraubungen wurden vorgesehen, am Verdichteraustritt ist die Wandstärke des Gehäuses hierfür durch einen Aufsatz erhöht worden. Das Standardverdichtergehäuse ist serienmäßig mit einem stellbaren Umluftventil ausgestattet, das im regulären Betrieb durch Abblasen verdichteter Luft den Gegendruck im V2-Volumen reduzieren kann, um so das Verdichterpumpen zu vermeiden. Es wurde für alle Versuche deaktiviert bzw. verschlossen. Die Luftkanäle, die das Ventil mit der Hauptströmung verbindet, wurden jedoch nicht ausgefüllt, sodass hierdurch Kavitäten im Verdichterein- und -austritt bestehen bleiben.

Druckmessgehäuse

Zur detaillierten Analyse der Druckverteilung im Inneren des Verdichtergehäuses, insbesondere zur Untersuchung des Rotating Stall, wurde ein Druckmessgehäuse konstruiert und gefertigt. Die Geometrie der strömungsführenden Wandungen wurde vom Standardgehäuse übernommen. Es verfügt über eine große Wandstärke, um an entsprechenden Stellen die Druckmesstechnik (einschraubbar) positionieren zu können. Ferner wurde bei der Neukonstruktion das Umluftventil und die dazugehörigen Kanäle entfernt, wodurch die Kavitäten entfallen, wie sie im Standardgehäuse bestehen. Darüber hinaus wurde der Verdichtereintritt gekürzt. Diese Kürzung dient dem Anschluss an das Stereo-PIV-System (Abschnitt 4.3.2), um dessen Messebene in unmittelbarer Nähe zum Verdichterrad zu platzieren. Ein Foto des Druckmessgehäuses zeigt Abbildung 4.1.

An zahlreichen Messstellen im Verdichtergehäuse werden Drücke aufgezeichnet. Die für die Untersuchungen relevanten Sensorpositionen sind in Abbildung 4.2 dargestellt. Die Anzahl der

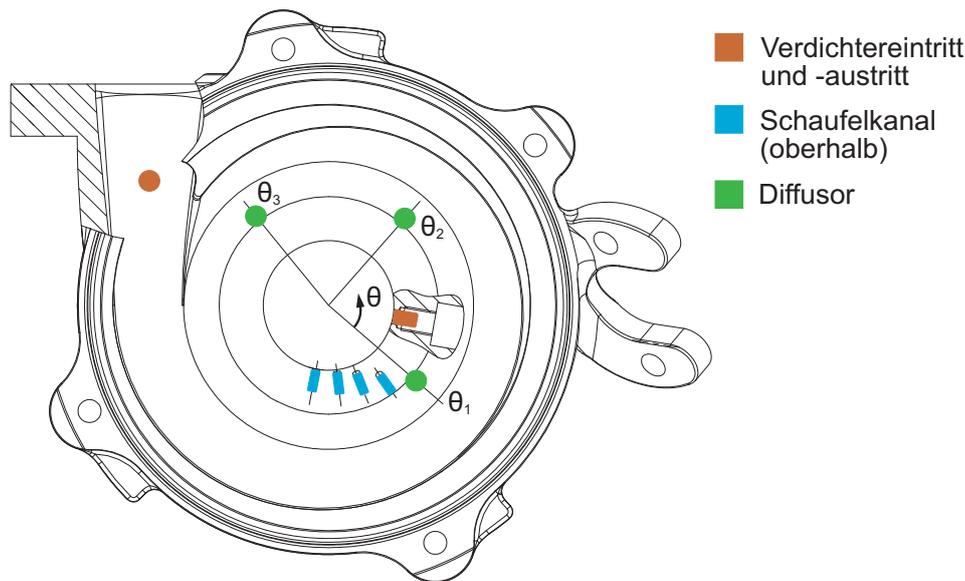


Abbildung 4.2: Schema der Instrumentierung des Druckmessgehäuses

Drucksignale ist durch die Hardware limitiert; einerseits durch die verfügbaren Sensoren, andererseits durch die begrenzte Anzahl simultan erfassbarer Analogeingänge. Für die Analyse werden Drucksignale benötigt

- im Verdichtereintritt und -austritt (orange) zur Erfassung des Verdichterdruckverhältnisses. Der Sensor im Verdichtereintritt ist unmittelbar vor dem Verdichterrad innerhalb eines zylindrischen Abschnitts der Gehäusewand platziert.
- oberhalb des Verdichterrades zur Analyse von Rotating Stall im Rotor (blau). Vier Sensoren sind wandbündig installiert und sequenziell so angeordnet, dass sie von den Schaufelspitzen der Mainblades gleichzeitig überstrichen werden. Zwei dieser vier Sensoren werden auch von den Splitterblades passiert.
- an drei Umfangspositionen im Diffusor (grün), um den rotierenden Charakter des Rotating Stall erfassen zu können. Die drei Messstellen liegen auf gleicher radialer Höhe bei den Umfangswinkeln $\theta_1 = 0^\circ$, $\theta_2 = 90^\circ$ und $\theta_3 = 170^\circ$, ausgehend von dem sich gegenüber der Zunge befindlichen Sensor.

4.2 Druckmesstechnik

Der Druck ist die einzige Zustandsgröße, die an verschiedenen Stellen innerhalb des Verdichtergehäuses aufgezeichnet wird. Die Druckmessung hat daher bei der Erfassung der Verdichterstabilitäten eine besondere Bedeutung. Durch die direkte Platzierung der Sensoren im Verdichtergehäuse können Dämpfungserscheinungen vermieden werden. Die Sensoren müssen daher eine entsprechend kleine Bauart aufweisen. Größere Sensoren außerhalb des Gehäuses würden

Schläuche zwischen Messbohrung und Sensor erfordern, sodass dämpfende und schwingende Leitungsvolumina die Messung beeinträchtigen könnten.

Zur Gewährleistung einer hohen zeitlichen Auflösung wurden piezoresistive Drucksensoren der Firma *Kulite* verwendet, die trotz Betriebstemperaturen von bis zu 160 °C eingesetzt werden können. Der Typ XCE-062 wird an den Messstellen oberhalb des Schaufelkanals eingesetzt und von den Verdichterschaukeln überstrichen. Die weiteren Messstellen sind mit dem Typ XCEL-152 bestückt, wobei die Sensoren in Gewindehülsen fixiert sind, sodass sie für den modularen Einsatz sowohl im Standardgehäuse als auch im Druckmessgehäuse verschraubt werden können. Die Drucksignale werden verstärkt und simultan abgetastet mit einer Frequenz von $f_a \geq 100$ kHz. Verschiedene Messkarten, auch unterschiedlicher Abtastraten, werden dabei über ein Referenzsignal synchronisiert.

4.3 Bestimmung des Massenstroms

Die Massenstrommessung ist insbesondere für die Charakterisierung des Verdichterpumpens von großer Bedeutung. Das Verdichterpumpen findet typischerweise bei einer Frequenz von $f_p = 5 \dots 30$ Hz statt [64]. Es wird daher angestrebt, den Massenstrom mit einer Frequenz von $f_a \geq 1$ kHz zu erfassen. Aufgrund der dynamischen Vorgänge soll eine Sensorposition in möglichst unmittelbarer Nähe zum Verdichter realisiert werden, um Verfälschungen durch Dämpfungseffekte entgegenzuwirken. Messprinzipien, die Beruhigungsstrecken oder Strömungsgleichrichter fordern, sind daher ungeeignet. Mit dem gewählten Verfahren sollen ferner auch negative Massenströme erkannt werden können.

Tabelle 4.1 gibt eine Übersicht über verschiedene in Erwägung gezogene Messsysteme und deren Bewertung für die Experimente. Verfahren mit punktueller Messung im Zentrum eines Rohrquerschnitts, wie die meisten Hitzdraht und Heißfilmkonfigurationen, können zu großen Messfehlern führen, da aufgrund der geforderten örtlichen Nähe zum Verdichter das Strömungsprofil starke Ungleichmäßigkeiten aufweist.

Das einzige verfügbare Verfahren, das keine langen Beruhigungsstrecken benötigt und zudem die Strömungsrichtung erfassen kann, ist die sog. Stereo Particle Image Velocimetry (SPIV oder Stereo-PIV). Hierbei handelt es sich um ein optisches Verfahren, mit dem das Geschwindigkeitsfeld in einer Ebene, hier über den Rohrquerschnitt direkt am Verdichtereintritt, mit Vektorkomponenten aller drei Raumrichtungen bestimmt werden kann. Mit zusätzlicher Kenntnis der Fluidichte lässt sich der Massenstrom berechnen. Eine hohe zeitliche Auflösung kann bei diesem Verfahren jedoch nur mit sehr großem technischen Aufwand realisiert werden. Der Massenstrom wird daher stattdessen phasengemittelt bestimmt. Ein wesentlicher Nachteil ist zudem, dass das Stereo-PIV-System für einen Einsatz bei Motorversuchen ungeeignet ist. Die optischen Komponenten des Systems müssen sehr präzise zueinander ausgerichtet werden und sind empfindlich gegenüber Vibrationen. Die nötigen Traversen und Komponenten lassen sich nur mit großem Aufwand am Motorprüfstand installieren, zudem ist dort ein optischer Zugang weitaus schwieriger zu ermöglichen als am Heißgasprüfstand. Schließlich müsste aufgrund des Verfahrens der Phasenmittelung nicht nur der Verdichter, sondern auch der Motor für eine längere

Tabelle 4.1: Bewertung verschiedener Verfahren zur Massenstrommessung

	Position Messstelle	Beruhigungsstrecke	Erfassung Strömungsrichtung	hohe zeitl. Auflösung	einsetzbar am Motor	parallel zu SPIV
Standard-Venturirohr	Rohrwand	○	–	+	++	+
bidirekt. Venturirohr	Rohrwand	○	+	+	++	+
Hitzdraht (einfach)	punktuell	–	--	++	++	–
Hitzdraht (n-fach)	n Punkte	○	--	++	+	–
Hitzdraht (sequentiell)	punktuell	–	+	++	+	–
Heißfilm (Sensyflow)	punktuell	--	--	○	○	–
Ultraschall	n Pfade	--	+	+	–	–
Stereo-PIV	integral	++	++	phasengem.	--	

Messzeit im instationären Betrieb gehalten werden, was als ein Ausschlusskriterium des Messverfahrens anzusehen ist.

Aus diesem Grund kommt eine zweite Messmethode für den Massenstrom zum Einsatz, die eine parallele Messung mit Stereo-PIV ermöglicht, eine hohe zeitliche Auflösung bietet und zugleich bei Motorversuchen verwendet werden kann. Die parallele Messung zu Stereo-PIV ist aufgrund der hierbei verwendeten Tracer-Partikel kritisch. Diese werden dem strömenden Medium hinzugefügt, um deren Bewegungsrichtungen aufzuzeichnen. Diese Partikel können jedoch Hitzdraht- und Heißfilmmessungen stark beeinträchtigen oder die Sensorelemente beschädigen.

Eine Ultraschallmessung wurde in Betracht gezogen und getestet, lieferte jedoch keine zuverlässigen Ergebnisse. Zudem benötigt dieses Messverfahren in der Anwendungen mit Luft unter Umgebungsdruck größere Beruhigungsstrecken oder zusätzliche Strömungsgleichrichter, wie beispielsweise das bei SEITZ et al. [73] beschriebene Gerät. Es ist damit für diesen Anwendungsfall ungeeignet. Darüber hinaus ist die Anschaffung eines Geräts mit größerem finanziellen Aufwand verbunden.

Zur alternativen Massenstrombestimmung parallel zur Stereo-PIV wird daher ein Venturirohr verwendet. Bei dieser Methode handelt es sich um ein Differenzdruckverfahren, wobei die Sensorik an der Rohrwand platziert ist, wo die Ungleichheiten des Strömungsprofils weitaus geringeren Einfluss haben. Die Norm für Venturirohre findet sich in *DIN EN ISO 5167-4* [14].

Die dort beschriebenen Bauarten eignen sich nicht, um die dynamischen Vorgänge beim Verdichterpumpen zu untersuchen und Rückströmungen zu ermitteln. Daher wurde eigens für diese Messungen ein spezielles Venturirohr konzipiert, das dieses ermöglicht.

In Abschnitt 4.3.1 wird zunächst das an Heißgas- und Motorprüfstand verwendete bidirektionale Venturirohr vorgestellt, im darauffolgenden Abschnitt 4.3.2 werden Details zum Stereo-PIV-Verfahren und zum Aufbau des Systems beschrieben. Beide Systeme wurden mittels der Standardmesstechnik des Heißgasprüfstands abgeglichen und kalibriert. Der Abgleich fand an stationären Verdichterbetriebspunkten über dem gesamten Kennfeldbereich statt und ist in Abschnitt 5.3 beschrieben.

4.3.1 Bidirektionales Venturirohr

Mit einem Venturirohr lässt sich der Massenstrom nach dem Differenzdruckverfahren bestimmen. Der Differenzdruck kommt auf Grund einer definierten Einschnürung innerhalb des Rohrs zustande. Sie führt beim Fluid, welches das Rohr durchströmt, zu einer Beschleunigung an der Engstelle, wodurch ein Abfall im statischen Druck herbeigeführt wird. Der messbare Druckabfall lässt sich in eine Strömungsgeschwindigkeit und, mit Kenntnis der Geometrie und der Fluidichte, in einen Massenstrom umrechnen.

Literaturüberblick

DIN EN ISO 5167-1 [13] definiert Auslegung, Geometrie und Messverfahren von Durchflussmessgeräten, die mittels Differenzdruckprinzip stationäre Strömungssituationen erfassen, wobei *DIN EN ISO 5167-4* [14] explizit Venturirohre behandelt. Auch *READER-HARRIS* [67] gibt eine allgemeine, umfangreiche Übersicht über die Technik der Durchflussmessung mittels Blenden und Venturirohre. Er erwähnt den mangelnden Forschungsstand zu Venturirohren in Kombination mit pulsierender Strömung.

Durchflüsse pulsierender Strömungen werden bei *GAJAN et al.* [22] und *MOTTRAM* [57] unter Verwendung von Blenden erfasst. Hier wird die Strouhal-Zahl herangezogen, die u. a. die Pulsationsfrequenz mit der mittleren Strömungsgeschwindigkeit an der Drosselstelle ins Verhältnis setzt. Niedrige Pulsationsfrequenzen und hohe Strömungsgeschwindigkeiten müssen vorherrschen, um die Pulsationen hinreichend gut zu erfassen. Ferner werden Dämpfungsterme zur Berechnung des Massenstroms vorgeschlagen, die bei den pulsierenden Blendenmessungen von *DOBLHOFF-DIER et al.* [15] erneut aufgegriffen werden. Hier wird ebenfalls die mögliche Massenstrommessung bei einer Strömungsumkehr diskutiert.

Pulsierende, unidirektionale Strömungen werden bei *LAURANTZON* [49, 50] durch verschiedene Messverfahren, u. a. unter Einsatz eines Venturirohrs, erfolgreich erfasst. Die Umsetzung einer Messung mittels Venturirohr für eine pulsierende Turbinendurchströmung eines Abgasturboladers ist bei *REUTER* [68] beschrieben.

Eine hinsichtlich Geometrie und Sensoranordnung symmetrische Ausführung eines Venturirohrs nutzen *BEAULIEU et al.* [4]. Sie können bei instationären Messungen auch negative Massenströme zuverlässig quantifizieren. Da das Venturirohr der Erfassung von Flüssigkeitsströmen

dient, kann es über eine weitaus kleinere Baugröße verfügen, als sie bei einer Gasmessung nötig wäre.

Aufbau und Sensorik

Durch die Verwendung von Venturirohren lassen sich bei Messungen nach dem Differenzdruckverfahren die Strömungswiderstände minimieren. Darüber hinaus können geringere Einlaufstrecken realisiert werden als beispielsweise bei Messblenden [67]. Venturirohre haben in Strömungsrichtung typischerweise eine relativ große Länge mit besonders geringen Steigungswinkeln zwischen Eintritts- bzw. Austrittsdurchmesser (D_A bzw. D_B) und der Engstelle mit dem Durchmesser d_{AB} . Während gemäß der Norm der Eintrittswinkel steiler ausgelegt wird, ist insbesondere der Abströmwinkel nach der Einschnürung besonders flach zu wählen, um Strömungsablösungen bei sich weitendem Rohrquerschnitt zu vermeiden.

Eine solche Geometrie ist jedoch für die hier durchgeführten Untersuchungen aufgrund der vorherrschenden dynamischen Änderungen der Strömung ungeeignet. Für die Messaufgabe wurde daher das Design eines Venturirohrs angepasst und das Messmittel sowie erste Ergebnisse bei WERNER et al. [82] vorgestellt. Ein Schema des verwendeten, angepassten Venturirohrs zeigt Abbildung 4.3. Um Trägheitseffekte des Fluids zu minimieren, wurde das interne Volumen der Sensoreinheit verkleinert. Hierdurch ergeben sich steilere Einstrom- und Abströmwinkel δ zur Engstelle, sodass Ablösungen der Strömung in momentaner Flussrichtung hinter der Engstelle nicht ausgeschlossen werden können. Das Durchmesser Verhältnis β entspricht den Empfehlungen der Norm.

$$\beta = \frac{d_{AB}}{D_A} = 0,74 \quad (4.1)$$

Dieser Wert führt zu einer merklichen Beschleunigung des Fluids zur Engstelle hin und somit zu einem starken Differenzdruck Δp , der messtechnisch einfach zu erfassen ist. Eine Machzahl an der Engstelle von $Ma = 0,3$ wurde dabei nicht überschritten.

Da sowohl Strömungen in positiver wie auch negativer Richtung untersucht werden, wird zudem ein symmetrisches Design gewählt. Mehrere Längen-Durchmesser-Verhältnisse L/D_A wurden im Vorfeld untersucht, wobei sich für $L/D_A = 1,79$ und $\delta = 30^\circ$ optimale Werte ergaben. Die symmetrische Anordnung wird auch für die Sensoren übernommen. Daher wird auf beiden Seiten der Engstelle jeweils eine Sensorgruppe platziert. Die Werte der jeweils in instantaner Strömungsrichtung vor der Engstelle liegenden Sensorgruppe werden dann zur Berechnung des Massenstroms herangezogen, da die Ergebnisse der dahinter angeordneten Gruppe durch Strömungsablösungen beeinträchtigt sein können.

Für die durchzuführenden Untersuchungen soll der Massenstrom mit einer Rate von $f_a = 1$ kHz erfasst werden. Die einzelnen Sensoren müssen daher ebenfalls bei dieser Abtastfrequenz arbeiten können. Alle Drucksensoren (Differenzdruck Δp_A und Δp_B sowie Absolutdruck p_A und p_B) weisen daher eine ausreichend geringe Einschwingzeit von 0,5 ms auf [20]. Die Verschlauchungslänge zwischen der Bohrung in der Rohrwand und dem Sensorelement wird minimiert. Auch die Drucksensoren selbst haben nur kleine interne Volumina, um Dämpfungseffekte abzuschwächen. Auf Ringleitungen zum Ausgleich von Druckunterschieden über dem Umfang wird

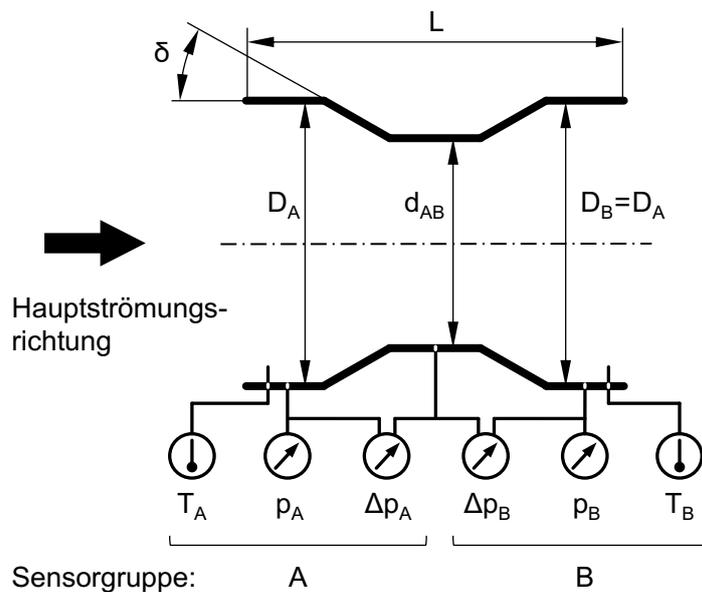


Abbildung 4.3: Schema des bidirektionalen Venturirohrs

Tabelle 4.2: Bestimmung des Durchflusskoeffizienten c_D mittels CFD-Analyse in Abhängigkeit vom korrigierten Massenstrom \dot{m}_0 bei $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$

korrr. Massenstrom \dot{m}_0 in kg/s	0,050	0,059	0,062	0,073	0,081	0,086	0,096
Durchflusskoeffizient c_D	0,884	0,866	0,853	0,850	0,849	0,847	0,843

aufgrund möglicher Schwingungen innerhalb dieser Leitungen verzichtet. Die Thermoelemente zur Temperaturmessung T_A und T_B sind offen in der Strömung nahe der Rohrwand positioniert. Die Messebenen befinden sich jeweils in der Mitte der zylindrischen Abschnitte des Venturirohrs.

Um die Einflüsse von Drallströmungen abschätzen zu können, wurden im Vorfeld numerische Strömungssimulationen (engl. CFD – Computational Fluid Dynamics) durchgeführt. Das verwendete Modell umfasst einen vollständig modellierten Verdichter, dem das bidirektionale Venturirohr nachgeschaltet ist. Die Simulation und das Modell werden bei SCHÄFER et al. [70] detailliert beschrieben. Die Intensität des Dralls in der Strömung ist nicht über eine gesamte Linie konstanter Verdichterdrehzahl gleich, sondern weist bei hohen Massenströmen an der Stopfgrenze ein Maximum auf. Trotz des unterschiedlich starken Dralls ergaben sich in der Simulation näherungsweise gleiche Durchflusskoeffizienten c_D , siehe Tabelle 4.2. Es ist daher davon auszugehen, dass eine Drallströmung die Messergebnisse nur vernachlässigbar beeinflusst.

Durch die einfache Geometrie und die Anordnung der internen Sensorik ist die gesamte Sensoreinheit unempfindlich gegen Staub und Öltröpfchen. Unabhängig vom tatsächlichen Auftreten von Tröpfchen wird jedoch bei der Berechnung stets eine einphasige Strömung angenommen.

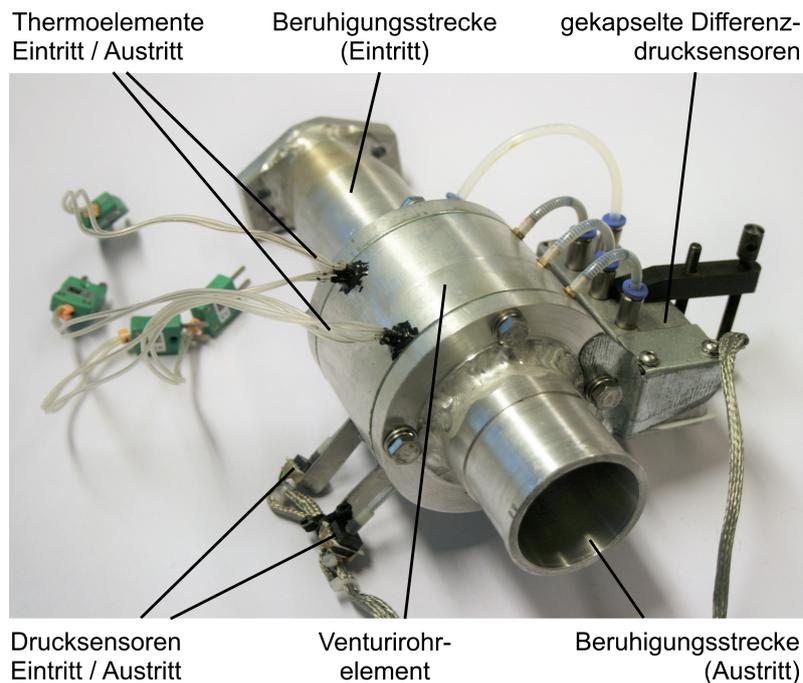


Abbildung 4.4: Aufbau des bidirektionalen Venturirohrs

Der Gesamtaufbau des bidirektionalen Venturirohrs einschließlich der Einlauf- bzw. Auslaufstrecken ist Abbildung 4.4 dargestellt.

Berechnung des Massenstroms

Die Berechnung des Massenstroms erfolgt in drei Schritten, wobei die ersten beiden Berechnungsoperationen analog *DIN EN ISO 5167-1* [13] durchgeführt werden:

1. Separate Berechnung idealisierter Massenströme für beide Messstellen.
2. Korrektur der idealisiert berechneten Massenströme zur Berücksichtigung realer Bedingungen
3. Zusammenführen der Massenströme beider Messstellen zu einem resultierenden Massenstrom

Berechnung des idealisierten Massenstroms Für beide Sensorgruppen A und B wird der idealisierte Massenstrom \dot{m}_{id} zunächst getrennt berechnet. Die Berechnung erfolgt an den Messstellen auf großem Durchmesser $D_A = D_B$ mit den Dichten ρ , den Geschwindigkeiten c und der spezifischen Gaskonstante R .

$$\dot{m}_{id,A} = \rho_A \cdot \frac{\pi}{4} D_A^2 \cdot c_A \quad , \quad \text{mit} \quad \rho_A = \frac{p_A}{R \cdot T_A} \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{id,B} = \rho_B \cdot \frac{\pi}{4} D_B^2 \cdot c_B \quad , \quad \text{mit} \quad \rho_B = \frac{p_B}{R \cdot T_B} \quad (4.3)$$

Während sich die Dichten ρ auf den großen Querschnitten aus Druck- und Temperaturmessungen bestimmen lassen, wird für die Berechnung der Geschwindigkeiten c_A bzw. c_B die Bernoulli'sche Energiegleichung [41] herangezogen. Die hier aufgeführte Gleichung mit der Erdbeschleunigung g und der Höhe z beruht auf der vereinfachten Annahme einer stationären Rohrströmung, die darüber hinaus zunächst idealisiert als reibungsfrei und inkompressibel angenommen wird.

$$p + \frac{c^2}{2}\rho + \rho gz = \text{konst.} \quad (4.4)$$

Diese Gleichung wird jeweils zwischen einem großen Querschnitt und der Einschnürung des Venturirohrs aufgestellt. Die Geschwindigkeit in der Einschnürung wird hierbei substituiert mithilfe der Kontinuitätsgleichung [41], die für gleiche Idealisierungen und einer stationären Strömung aufgestellt wird.

$$c \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = \text{konst.} \quad (4.5)$$

Der Betrag der Geschwindigkeit berechnet sich dann nach umgestellter Gleichung (4.4) mit eingesetzter Gleichung (4.5) bei vernachlässigbarer Veränderung der potentiellen Energie bzw. Höhe z nach

$$|c_A| = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{D_A^2}{d_{AB}^2}\right)^2 - 1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_A}{\rho_A}} \quad (4.6)$$

$$|c_B| = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{D_B^2}{d_{AB}^2}\right)^2 - 1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{\Delta p_B}{\rho_B}} \quad (4.7)$$

Die Lösung des quadratischen Geschwindigkeitsterms in Gleichung (4.4) lässt ein positives und ein negatives Ergebnis zu. Daher ist aus der Lösung nicht ersichtlich, welche Strömungsrichtung das Fluid hat. Darüber hinaus sind auch die gemessenen Differenzdrücke unabhängig von der physikalischen Strömungsrichtung theoretisch stets positiv und lassen keine Richtungsbestimmung zu. Zur Berechnung der idealisierten Massenströme wird das positive Ergebnis der Geschwindigkeit herangezogen und in Gleichung (4.2) eingesetzt. Die idealisierten Massenströme $\dot{m}_{id,A}$ und $\dot{m}_{id,B}$ betragen somit

$$\dot{m}_{id,A} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{AB}^2}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_{AB}}{D_A}\right)^4}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_A}{R \cdot T_A} \cdot \Delta p_A} \quad (4.8)$$

$$\dot{m}_{id,B} = \frac{\frac{\pi}{4} \cdot d_{AB}^2}{\sqrt{1 - \left(\frac{d_{AB}}{D_B}\right)^4}} \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_B}{R \cdot T_B} \cdot \Delta p_B} \quad (4.9)$$

Die in die Gleichungen eingesetzten gemessenen Druckwerte des Venturirohrs werden zuvor mittels Tiefpass digital ohne Phasenverschiebung gefiltert.

Korrektur zur Berücksichtigung realer Bedingungen Im zweiten Schritt werden bei der Berechnung von \dot{m}_A und \dot{m}_B zwei Idealisierungen von $\dot{m}_{id,A}$ und $\dot{m}_{id,B}$ fallen gelassen, um reale Strömungsbedingungen nachträglich in die Berechnung einzubeziehen. Strömungsverluste werden durch den Durchflusskoeffizienten c_D berücksichtigt und die Kompressibilität des Fluids durch die Expansionszahl ε korrigiert.

$$\dot{m} = c_D \cdot \varepsilon \cdot \dot{m}_{id} \quad (4.10)$$

Der Durchflusskoeffizient c_D fungiert als Kalibrierwert des Venturirohrs und wird an stationären Verdichterbetriebspunkten ermittelt. In Abschnitt 5.3 wird das Verfahren näher erläutert und sein Wert bestimmt. Die Expansionszahl kann analog der Norm [14] in Abhängigkeit von dem Druckverhältnis innerhalb des Venturirohrs π_D , dem Isentropenexponenten κ sowie dem Durchmesser Verhältnis β berechnet werden:

$$\varepsilon = \sqrt{\left(\frac{\kappa \pi_D^{\frac{2}{\kappa}}}{\kappa - 1}\right) \left(\frac{1 - \beta^4}{1 - \beta^4 \pi_D^{\frac{2}{\kappa}}}\right) \left(\frac{1 - \pi_D^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{1 - \pi_D}\right)}, \quad \text{mit} \quad \pi_D = \frac{p - \Delta p}{p} \quad (4.11)$$

Bestimmung des resultierenden Massenstroms In der Theorie weisen die beiden als Absolutwert berechneten Massenströme \dot{m}_A und \dot{m}_B die gleichen Werte auf. Tatsächlich unterscheiden sich die Werte jedoch erheblich. Die Daten der Sensoren, die in Strömungsrichtung hinter der Einschnürung liegen, sind durch Strömungsablösungen beeinträchtigt, die sich aufgrund der großen Öffnungswinkel des Venturirohrs ergeben können. Abhängig von der instantanen Strömungsrichtung wird daher bei der Berechnung des resultierenden Massenstroms \dot{m}_{res} der Massenstrom gewählt, der mit den Sensoren vor der Einschnürung ermittelt wurde. Bei Durchflüssen in Hauptströmungsrichtung wird somit \dot{m}_A herangezogen, bei Rückströmungen $-\dot{m}_B$. Um kontinuierliche Werte zu gewährleisten wird zu den Umkehrzeitpunkten der Strömungsrichtung zwischen den beiden Werten mithilfe der Multiplikatoren x_A und x_B überblendet. Die Multiplikatoren nehmen Werte zwischen 0 und 1 ein und folgen einer Rampenfunktion während des Richtungswechsels. In Abbildung 4.5 sind ihre Verläufe beispielhaft für einen Wechsel von positiver zu negativer Strömungsrichtung dargestellt. Die Überblendung findet während eines Zeitintervalls t_{XF} von wenigen Millisekunden statt, welches der Pumpzyklendauer angepasst wird.

Der resultierende Massenstrom beträgt damit

$$\dot{m}_{res} = x_A \cdot \dot{m}_A - x_B \cdot \dot{m}_B, \quad \text{mit} \quad x_B = 1 - x_A \quad (4.12)$$

Diese Berechnung setzt jedoch voraus, dass die Zeitpunkte bekannt sind, an denen sich die Strömungsrichtung umkehrt. Es wurden unterschiedliche Methoden zur Bestimmung solcher Indikatoren untersucht, die in Abschnitt 5.3 vorgestellt und bewertet werden.

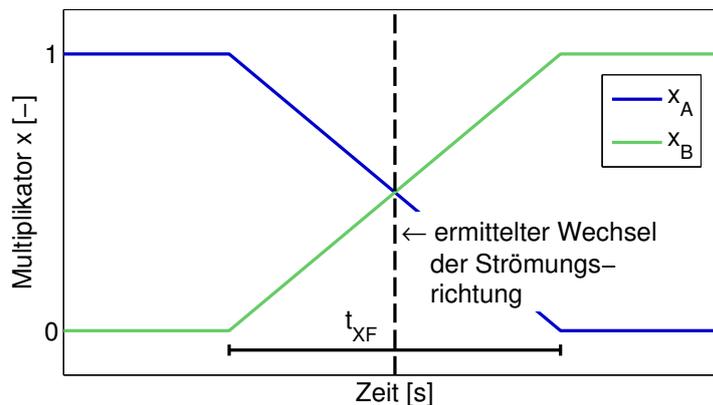


Abbildung 4.5: Multiplikatoren zur Berechnung des resultierenden Massenstroms beim Differenzdruckverfahren, Umkehr von positiver zu negativer Strömungsrichtung

4.3.2 Stereo Particle Image Velocimetry

Bei diesem optischen Messverfahren wird eine Strömung mit Partikeln versetzt, den sog. Tracern oder dem Seeding. Deren Bewegungsrichtung wird innerhalb einer belichteten Ebene, dem Lichtschnitt, ermittelt. Hieraus lässt sich im Lichtschnitt ein Geschwindigkeitsfeld bestimmen. Bei der einfachen Particle Image Velocimetry wird die Bewegung der Tracer mit einer einzelnen Kamera aufgenommen, woraus ein Strömungsfeld mit zweidimensionalen Vektoren ermittelt werden kann. Bei der Stereo Particle Image Velocimetry werden zwei Kameras verwendet, wodurch sich in der Ebene des Lichtschnitts Vektoren mit Geschwindigkeitskomponenten aller drei Raumrichtungen bestimmen lassen.

Literaturüberblick

Im Fokus von Untersuchungen an Strömungsmaschinen mittels Particle Image Velocimetry steht die Analyse des Strömungsfeldes. Frühe Untersuchungen fanden an großen Maschinen bei geringen Drehzahlen statt, anfangs auch unter Verwendung von analoger Fototechnik, die später von digitalen Systemen abgelöst wurde. Eine umfassende Übersicht über das Messverfahren ist bei RAFFEL et al. [65] zu finden.

Bei ENGEL [17] wird das Strömungsfeld im Laufrad eines Radialgebläses mit beschaukeltem und unbeschaukeltem Diffusor durch ein 2D-PIV-Verfahren untersucht. WERNET [83] analysiert mittels PIV zweidimensionale Geschwindigkeitsfelder und Effekte von Spaltströmungen im beschaukelten Diffusor eines Radialverdichters bei hohen Drehzahlen. In [84] werden seine Untersuchungen auf die Schaufelkanäle eines transsonischen Axialverdichters erweitert.

Rotierende Instabilitäten an einer Axialmaschine untersuchen HERMLE und LAWERENZ [40] und führen eine Phasenmittelung durch. Die Phasenlage der Aufnahmen wird hierbei durch eine simultane Hitzdraht-Messung bestimmt. Untersuchungen mittels Stereo-PIV innerhalb des Schaufelkanals einer großen Axialmaschine führen YU und LIU [85] durch.

Bei GUILLOU et al. [34] wird die Strömungssituation am Eintritt eines Ported Shroud Abgasturboladerverdichters analysiert. Strömungsfelder (zweidimensionale und mittels Stereo-PIV auch dreidimensionale Vektorkomponenten) werden in einem Schnitt entlang der Verdichterwelle aufgenommen und als Momentaufnahme sowie in gemittelter Form mit Daten aus der CFD verglichen. Die untersuchten Verdichterbetriebspunkte liegen auf einer mittleren Drehzahllinie von 64.000 min^{-1} bei einer maximalen Drehzahl des Abgasturboladers von 124.000 min^{-1} . Die dargestellten Ergebnisse dienen der Analyse des Rotating Stall und des Verdichterpumpens mit dem Ziel, ein besseres Verständnis der Kennfeldstabilisation durch den Ported Shroud Aufbau zu erhalten. GUILLOU et al. [35] und HELLSTROM et al. [39] untersuchen bei gleicher Methode und Aufbau, jedoch veränderter Position des PIV-/Stereo-PIV-Systems, zusätzlich Strömungsfelder unmittelbar vor Verdichtereintritt senkrecht zur Verdichterwelle. Bei GUILLOU et al. [36] werden die Ergebnisse durch eine weiteren Drehzahllinie von 88.000 min^{-1} ergänzt.

Abgesehen von Untersuchungen an Verdichtern führen BEAULIEU et al. [4] eine PIV-Analyse der Strömungsfelder an einem Venturirohr durch. Ebenso wie das in dieser Arbeit verwendete System hat das Venturirohr eine symmetrische Geometrie.

Aufbau und Einsatz des SPIV-Systems

Eine beispielhafte Skizze eines Stereo-PIV-Systems und dessen Aufbau, wie es bei den Versuchen verwendet wird, zeigt Abbildung 4.6. Das Fluid wird durch ein Quarzglasrohr geleitet. Hierin wird ein Lichtschnitt in diesem Anwendungsfall senkrecht zur Hauptströmungsrichtung gelegt, wodurch das Seeding über den gesamten Rohrquerschnitt belichtet wird.

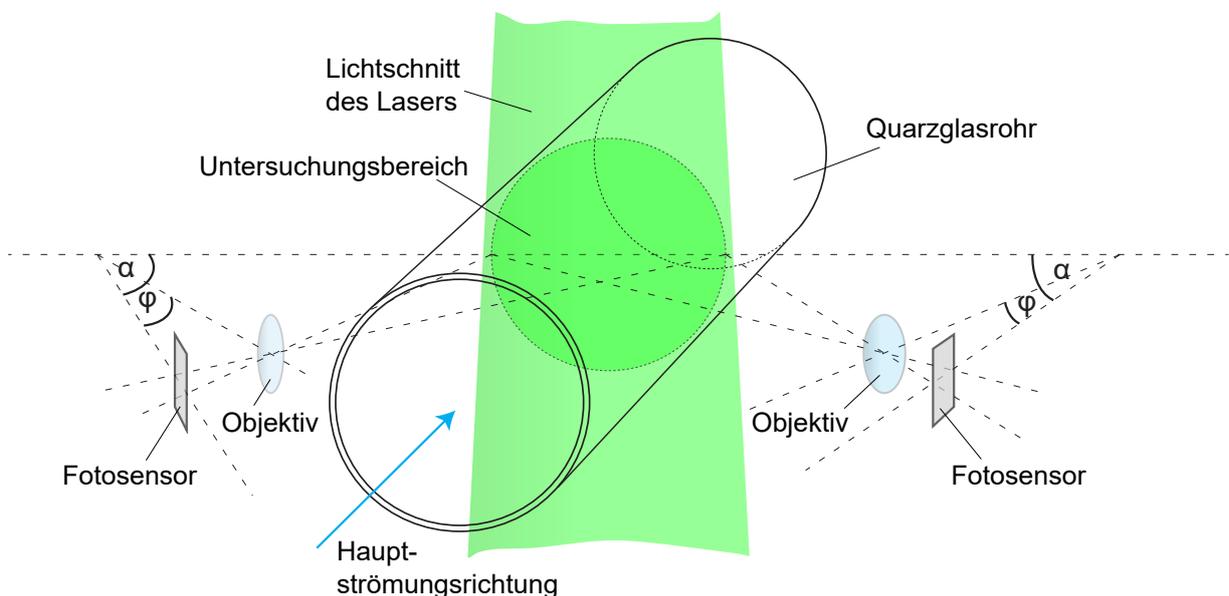


Abbildung 4.6: Schematische Darstellung des Stereo-PIV-Systems

Kamera- und Lasersystem Als Kamerasysteme kommen zwei CCD-Kameras zum Einsatz. Sie sind in einer Ebene symmetrisch links und rechts des strömungsführenden Quarzglasrohrs

angeordnet und in der Abbildung durch die Fotosensoren repräsentiert. Sie blicken aus einem Abstand von 430 mm und unter einem Winkel $\alpha = 45^\circ$ auf das Zentrum des Lichtschnitts. Die Belichtung wird durch einen Nd:YAG-Laser gewährleistet, der mit einer Lichtschnittoptik ausgestattet ist, um den Lichtstrahl zu einem Lichtschnitt aufzuweiten.

Aufgrund des Winkels α ist die Entfernung zwischen Fotosensor der Kamera und dem Lichtschnitt jedoch nicht einheitlich, sodass eine vollständige Fokussierung des belichteten Rohrquerschnitts mit einer üblichen Optik senkrecht zur Normalen des Fotosensors nicht erreicht werden kann. Um die gesamte Fläche zu fokussieren wird eine sog. Scheimpflug-Anordnung gewählt. Hierbei sind die Objektive um einen zusätzlichen Winkel φ zu den Fotosensorebenen gedreht. Die Horizontalen der Objektivenebenen müssen sich dabei mit den Horizontalen der Fotosensorebenen auf der Bildebene in Fixpunkten schneiden, vgl. Abbildung 4.6.

Optischer Zugang Durch ein Rohr aus Quarzglas wird der optische Zugang zur Strömung hergestellt. Das Material hat einen geeigneten Brechungsindex und eine geringe Wandstärke. Zudem zeichnet es sich durch wenige Einschlüsse und Blasen, eine gute Oberflächenqualität sowie eine hohe Fertigungsgenauigkeit aus.

Tracer Partikel Für die Versuche wird ein flüssiges Öl-Seeding (Di-Ethyl-Hexyl-Sebacat) verwendet. Es wird durch Aerosolgeneratoren unmittelbar vor dem Eintritt in die Messstrecke nahe der Einströmdüse in der Ansaugluft erzeugt. Eine geeignete Tracergröße und die homogene Verteilung der Tracer im Lichtschnitt müssen gewährleistet werden. Im Gegensatz zu festen Tracern ist von keinem abrasiven Verhalten der Partikel am Verdichterrad auszugehen.

Optimierung der Bildqualität In überbelichteten Bereichen des Bildes lassen sich keine Tracer erkennen, sodass diese nicht ausgewertet werden können. Um Überbelichtungen zu vermeiden, sind sämtliche Reflexionen sowie Streulicht zu minimieren. Hierfür werden Flächen in den Bildhintergründen schwarz gefärbt und die nicht relevanten Bildbereiche mittels schwarzer Abdeckungen verhüllt.

Eine weitere Beeinträchtigung des Bildes kann durch aus dem Verdichter austretendes Öl hervorgerufen werden, das zu Schlieren im Quarzglasrohr führt. Einen ähnlichen Effekt hat das flüssige Seeding, falls es sich am Quarzglasrohr niederschlägt oder größere Tropfen bildet. Diesem Niederschlag kann durch Erwärmen der Rohrwände entgegengewirkt werden. Der Wärmeintrag und die damit verbundene Temperaturerhöhung des strömenden Mediums muss jedoch minimiert werden.

Aufgrund der stärkeren Reflexionen und der geringeren Seedingdichte in den Randbereichen des Quarzglasrohrs kann die Strömung dort nicht hinreichend genau bestimmt werden. Die Messungen sind dahingehend zu überprüfen, welche Bildteile nicht ausgewertet werden können. Werte an diesen Stellen müssen ggf. modelliert werden. Hinweise auf Bereiche mit fehlerbehafteten Werten können bei stationären Strömungssituationen die RMS-Werte (engl. root mean square) der Schwankungsgrößen liefern. Diese müssen im stationären Zustand im zeitlichen Mittel den Wert 0 annehmen.

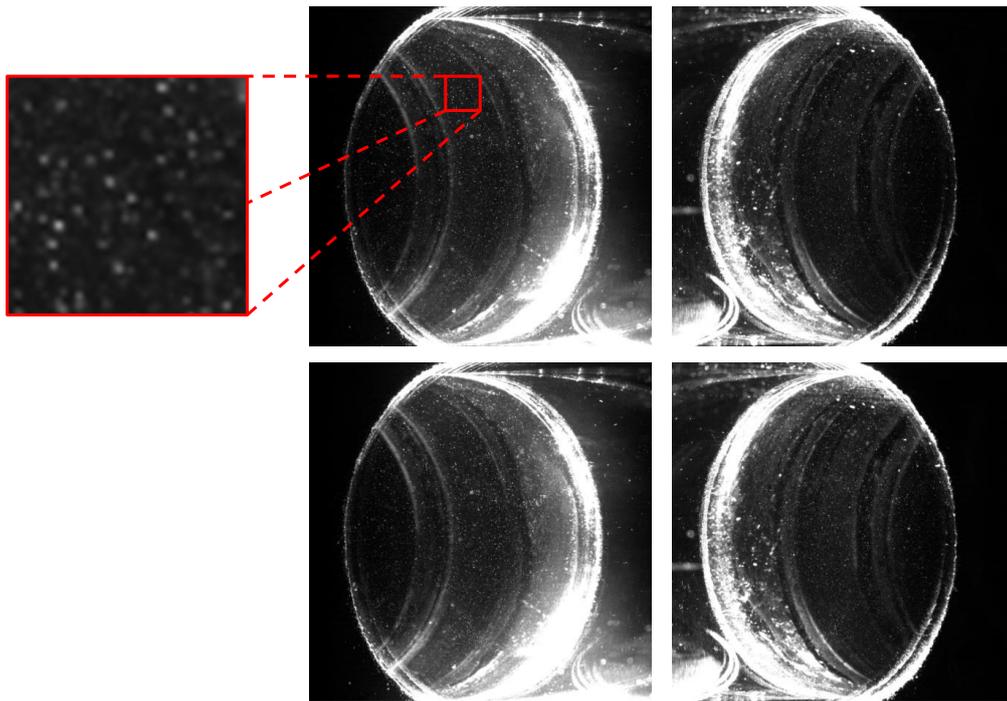


Abbildung 4.7: Vier Fotos zur Bestimmung eines einzelnen Strömungsfeldes

Ermittlung des Strömungsfeldes und Berechnung des Massenstroms

Zur Erstellung eines einzelnen Strömungsbildes bzw. Vektorfeldes im Lichtschnitt werden mit jeder Kamera synchron jeweils zwei Fotos aufgenommen. Ein solches Set von vier Fotos zeigt Abbildung 4.7, links aufgenommen mit Kamera 1, rechts mit Kamera 2. Zwischen oberer und unterer Aufnahme liegt eine Zeit von $\Delta t_{PIV} = t_2 - t_1$. Diese ist so kurz gewählt, dass trotz hoher Strömungsgeschwindigkeiten die Mehrzahl der Tracer nicht aus dem Lichtschnitt treten. Während die Reflexionen und der Hintergrund für den Betrachter dominant zum Vorschein kommt, liegt die Information zur Strömung in der körnig erscheinenden Bildmitte, die von Tracern durchsetzt ist, wie der Ausschnitt in der Abbildung zeigt.

Das Postprocessing umfasst zunächst zahlreiche Schritte der Bildaufbereitung, beispielsweise die Subtraktion des Hintergrunds und die perspektivische Entzerrung. Anschließend wird der Untersuchungsbereich, also der Rohrquerschnitt, in allen Bildern in gleiche, quadratische Zonen, den sog. Interrogation Areas, aufgeteilt, siehe Abbildung 4.8 links. Eine Anzahl von 50 Interrogation Areas verteilt sich über den Durchmesser des Rohrs, sodass deren Anzahl auf der gesamten Fläche des Rohrquerschnitts bei rund 2100 liegt. Mittels Korrelationsverfahren zwischen den Bildern bei t_1 und t_2 innerhalb der einzelnen Interrogation Areas kann die zurückgelegte Distanz und Richtung der Tracer lokal bestimmt werden, vorausgesetzt, es ist eine ausreichend große Anzahl von Tracern in der jeweils analysierten Zone vorhanden. Mit Kenntnis von Δt_{PIV} kann der Richtungsvektor in eine lokale Geschwindigkeit umgerechnet werden.

Pro Kamera wird so ein Vektorfeld mit zweidimensionalen Vektoren senkrecht zur jeweiligen Blickrichtung erstellt. Da die Winkel der Optik und der Fotosensorik zur Bildebene bekannt

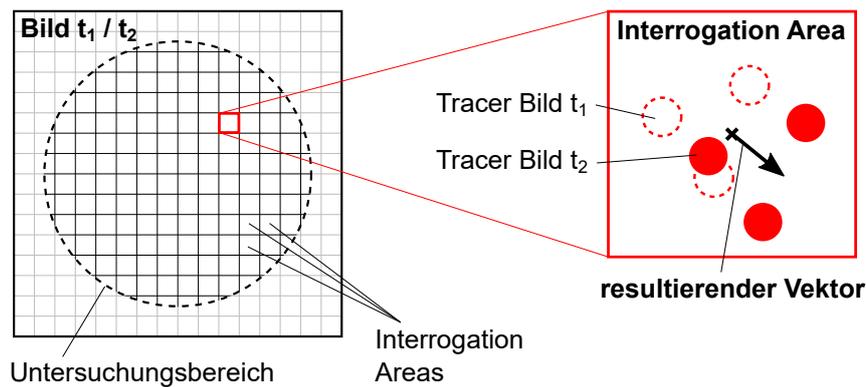


Abbildung 4.8: Bestimmung des lokalen resultierenden Vektors innerhalb einer Interrogation Area

sind, können im letzten Schritt die beiden Geschwindigkeitsfelder von Kamera 1 und Kamera 2 zu einem Geschwindigkeitsfeld mit Vektorkomponenten aller drei Raumrichtungen zusammengeführt werden.

Zur Berechnung des Massenstroms $\dot{m}_{m\text{PIV}}$ wird die Komponente w der Geschwindigkeitsvektoren herangezogen, die auf der Hauptströmungsrichtung liegt. Sie wird über den gesamten Rohrquerschnitt gemittelt zu einer Geschwindigkeit $c_{m\text{PIV}}$. Der Massenstrom berechnet sich mit der Dichte ρ_{PIV} und dem Durchmesser des Quarzglasrohrs D_{PIV} nach

$$\dot{m}_{m\text{PIV}} = \rho_{\text{PIV}} \cdot \frac{\pi}{4} D_{\text{PIV}}^2 \cdot c_{m\text{PIV}} \quad (4.13)$$

Ist jedoch in einigen Bereichen des Strömungsquerschnitts eine geringe Qualität des Ergebnisses zu erwarten, dürfen die dort ermittelten Geschwindigkeitswerte nicht zur Berechnung des Massenstroms herangezogen werden. In diesem Fall bedarf es einer Modellierung dieser Bereiche. Dies wird im Zuge der Kalibrierung in Abschnitt 5.3.2 näher betrachtet.

4.4 Drehzahlermittlung

Die Drehzahl wird durch das Drehzahlerfassungssystem des Prüfstands aufgenommen. Das Messverfahren basiert auf dem Wirbelstromprinzip. Die den Sensor überstreichenden Schaufeln werden auf kurzen, bekannten und diskreten Zeitschritten gezählt, woraus sich die Drehzahl berechnen lässt.

Um jede Beeinflussung auf die Druckmessung zu vermeiden, wurde im Druckmessgehäuse auf eine Bohrung für einen Drehzahlsensor verzichtet. Die Drehzahlbestimmung erfolgt hier über die Druckmessung. In den Signalen, insbesondere im Diffusor und den Sensoren oberhalb der Schaufelflanke, treten im Frequenzspektrum dominant die beiden Frequenzen f_{BP1} und f_{BP2} auf, mit denen die Schaufeln den Sensor passieren, der Schaufeldrehklang oder die sog. "Blade-Passing-Frequencies". Die beiden Maxima sind auf die beiden verschiedenen Schaufelarten des Verdichterrades, die sich abwechselnden Mainblades und Splitterblades, zurückzuführen.

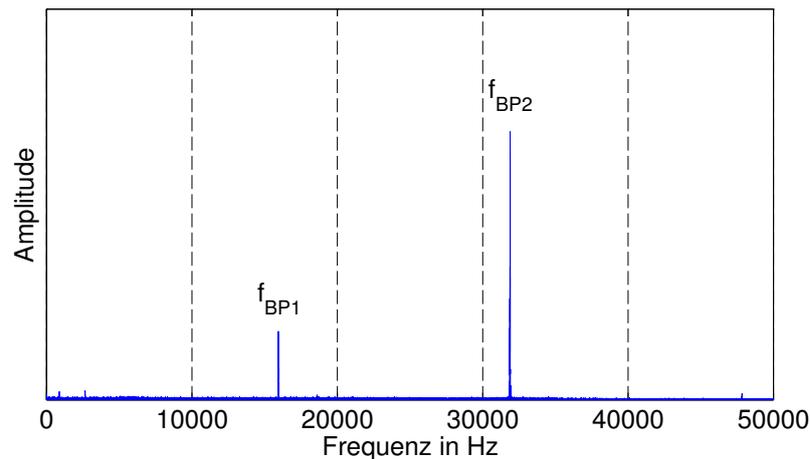


Abbildung 4.9: Beispielfrequenzspektrum eines Drucksignals zur Drehzahlermittlung

Sie treten bei allen vermessenen Verdichterbetriebszuständen im untersuchten Frequenzbereich zwischen 8 und 60 kHz dominant hervor. Im Gegensatz zu f_{BP1} und f_{BP2} ist kein weiterer Extremwert dieser Größenordnung bei der eigentlichen Drehfrequenz des Rades f_n zu finden.

Ein typisches Frequenzspektrum eines Sensors im Schaufelkanal bei einer mittleren Drehzahl des Abgasturboladers von $n = 160.000 \text{ min}^{-1}$ und mittlerem Massenstrom zeigt Abbildung 4.9. Bei dieser Drehzahl liegen die Blade-Passing-Frequencies bei $f_{BP1} = 16 \text{ kHz}$ und $f_{BP2} = 32 \text{ kHz}$. Hieraus kann direkt die Drehfrequenz f_n bzw. die Drehzahl n des Verdichters bestimmt werden. Letztere lässt sich als Quotient von f_{BP2} und der Gesamtschaufelanzahl $N_{S,ATL} = 12$ bzw. f_{BP1} und der halben Gesamtschaufelanzahl berechnen.

$$n [\text{min}^{-1}] = \frac{f_{BP2} [\text{Hz}]}{N_{S,ATL}} \cdot 60 \text{ s min}^{-1} = f_{BP2} [\text{Hz}] \cdot 5 \text{ s min}^{-1} \quad (4.14)$$

bzw.

$$n [\text{min}^{-1}] = \frac{f_{BP1} [\text{Hz}]}{\frac{1}{2} \cdot N_{S,ATL}} \cdot 60 \text{ s min}^{-1} = f_{BP1} [\text{Hz}] \cdot 10 \text{ s min}^{-1} \quad (4.15)$$

4.5 Versuchsmotor

Die Motoruntersuchungen in Kapitel 8 finden an dem Verbrennungsmotor statt, an dem der untersuchte Abgasturbolader auch in der Serie verbaut wird. Es handelt sich um einen Dreizylinder-Ottomotor mit einem Hubvolumen von 1 Liter in einer Leistungsklasse von 90 kW. Er weist ein Hub/Bohrungsverhältnis von 1,14 : 1 und ein Verdichtungsverhältnis von 10 : 1 auf.

Im Gegensatz zur Serie wird ein zum Prüfstand gehörender Ladeluftkühler mit angepasster luftseitiger Verschlauchung genutzt. Hierdurch ergibt sich im Vergleich zum Aufbau im Fahrzeug

eine andere Geometrie auf der Druckseite des Verdichters, wodurch sowohl Volumen als auch Schlauchlängen verkürzt und Strömungswiderstände und Leistungsführungen verändert sind. Das Motorsteuergerät ist mit dem Serienstand bedatet und geschlossen, aber für Prüfstandsanwendungen optimiert.

4.6 Techniken zur Signalanalyse

Zur Auswertung und Analyse der Daten werden komplexe mathematische Methoden eingesetzt. Zum einen ist dies nötig, um aus großen Datenmengen, die sich bei der simultanen Aufnahme zahlreicher Messgrößen mit hohen Abtastraten ergeben, die relevanten Informationen mit vertretbarem Aufwand zu extrahieren. Zum anderen lassen sich hierdurch Informationen gewinnen, die aus den aufgezeichneten Rohsignalen sonst nur sehr schwer oder gar nicht bestimmbar sind.

4.6.1 Frequenzanalyse

Mittels Frequenzanalyse kann das Auftreten von Frequenzen auch dann untersucht werden, wenn diese im Zeitbereich häufig nur schwer ermittelbar oder von Signalanteilen anderer Frequenzen überlagert sind. Grundlage hierfür ist die Fourier-Transformation, mit der ein Signal vom Zeitbereich in den Frequenzbereich transformiert wird.

Das mit der Grundfrequenz f_0 periodische Signal $x_p(t)$ kann als Ausdruck einer Summe, der sog. Fourierreihe, beschrieben werden. Sie ist in Gleichung (4.16) in komplexer Schreibweise dargestellt [33].

$$x_p(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} c_k e^{ik2\pi f_0 t} \quad (4.16)$$

Die komplexen Fourier-Koeffizienten c_k berechnen sich nach

$$c_k = f_0 \int_{-1/(2f_0)}^{1/(2f_0)} x_p(t) e^{ik2\pi f_0 t} dt \quad (4.17)$$

Mithilfe der Koeffizienten lassen sich die einzelnen Amplituden A_k , die bei der k -ten Harmonischen der Grundfrequenz auftreten, durch Betragsbildung ermitteln.

$$A_0 = c_0, \quad A_k = 2|c_k| \quad (4.18)$$

Zur Erstellung des Frequenzspektrums werden die Amplituden A_k über den Frequenzen $k \cdot f_0$ aufgetragen.

Die Bestimmung der komplexen Fourier-Koeffizienten über die Bildung des Integrals in Gleichung (4.17) ist in der Praxis jedoch mit großem numerischen Aufwand verbunden [33]. Dieser Aufwand lässt sich erheblich reduzieren, wenn nur die Fourier-Koeffizienten eines zeitlich

diskret aufgezeichneten Signals ermittelt werden sollen, dessen zeitliches, äquidistantes Gitter $t = t_1 \dots t_N$ zudem eine Stützstellenanzahl von $N = 2^j$, $j \in \mathbb{N}$ aufweist [2]. Das in diesem Fall anwendbare Verfahren wird als schnelle Fourier-Transformation (engl. FFT – Fast-Fourier-Transformation) bezeichnet.

In der Praxis ist es in der Regel nicht oder nur schwer möglich, die Länge des untersuchten Intervalls auf ein exaktes Vielfaches der Periodendauer $1/f_0$ einzustellen. Bei der Berechnung des Spektrums können daher sog. Leakage-Effekte (engl. leakage) auftreten. Diesen kann durch eine Gewichtung des Signals, eine sog. Fensterung, entgegengewirkt werden, insbesondere durch die Verwendung runder, glatter Fenster anstelle von Rechteckfenstern. Für nähere Erläuterungen sei auf die Literatur [5, 33] verwiesen.

4.6.2 Korrelationsanalyse

Die Korrelationsanalyse gibt Aufschluss über die Ähnlichkeit von Signalen bzw. Signalabschnitten. Werden zwei gleiche Signale miteinander korreliert, wird von einer Autokorrelation gesprochen. Über eine Autokorrelation kann die Selbstähnlichkeit eines periodischen Signals festgestellt und die Dauer einer Periode ermittelt werden. Eine Periodendauer- bzw. Frequenzbestimmung wird jedoch in dieser Arbeit direkt mittels Frequenzanalyse durchgeführt, die im vorherigen Abschnitt vorgestellt wurde.

Bei der Kreuzkorrelation werden zwei unterschiedliche Signale korreliert. Einerseits kann so ein Maß für die Ähnlichkeit beider Signale berechnet werden, andererseits lässt sich ermitteln, ob zwischen ähnlichen Signalen eine Zeitverschiebung $\tau_{xc,max}$ vorliegt.

Die Korrelationsterme der Signale $x(t)$ und $y(t)$ können sehr große Werte annehmen. Die Signale $x(t)$ und $y(t)$ werden daher in konstante Mittelwerte \bar{x} bzw. \bar{y} und zeitabhängige Schwankungsgrößen $x'(t)$ bzw. $y'(t)$ zerlegt, Gleichung (4.19). In den hier dargestellten Anwendungsfällen werden nur die Korrelationen der Schwankungsgrößen gebildet und untersucht.

$$x(t) = \bar{x} + x'(t), \quad y(t) = \bar{y} + y'(t) \quad (4.19)$$

Die allgemeine Form der Kreuzkorrelation für die Schwankungsgrößen kontinuierlicher Signale lautet [33]:

$$r_{xy}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} x'(t) \cdot y'(t + \tau) dt \quad (4.20)$$

Werden die Schwankungsgrößen zweier Sensoren korreliert, die den gleichen Phänomenen ausgesetzt sind, aber aufgrund einer örtlichen Distanz einen Zeitverzug $\tau_{xc,max}$ in den Werten aufweisen, kann dieser Zeitverzug (bzw. die Laufzeit zwischen den Sensoren) durch ein Maximum in der Korrelationsfunktion $r_{xy}(\tau)$ bei $\tau = \tau_{xc,max}$ identifiziert und bestimmt werden.

Für zeitdiskret aufgezeichnete Signale (oder Signalabschnitte) der Länge N werden Schätzwerte der Kreuzkorrelationskoeffizienten nach Gleichung (4.21) gebildet [33]. Je nach Anwendungsfall kann hier der Korrelationsausdruck mit dem Faktor μ_{xc} normiert werden, wobei ein konstanter Wert, aber auch $\mu_{xc} = f(N)$ oder $\mu_{xc} = f(k, N)$ gängige Optionen sind, die bei ORFANIDIS

[60] näher erläutert werden.

$$\hat{r}_{xy}[k] = \begin{cases} \mu_{xc} \cdot \sum_{n=-k}^{N-1} x'[n] \cdot y'[n+k] & \text{für } k = -(N-1), \dots, 0 \\ \mu_{xc} \cdot \sum_{n=0}^{N-1-k} x'[n] \cdot y'[n+k] & \text{für } k = 0, \dots, N-1 \end{cases} \quad (4.21)$$

Mit Kenntnis der Abtastrate f_a des Signals kann im zeitdiskreten Fall analog der Bestimmung $\tau_{xc,max}$ eine Laufzeit über die Anzahl der verschobenen Samples $k_{xc,max}$ in der Auftragung von \hat{r}_{xy} über k ermittelt werden.

5 Untersuchungen bei kontinuierlicher Luftabnahme am Heißgasprüfstand

Bei den in diesem Kapitel dargestellten Versuchen werden Verdichter und Turbine des Abgasturboladers an stationären Betriebspunkten kontinuierlich mit Luft bzw. Abgas durchströmt.

Zunächst wird eine klassische Abgasturbolader-Kennfeldvermessung mit zwei unterschiedlichen Verdichteraustrittsvolumina durchgeführt und deren Effekt auf den Verlauf der Pumpgrenze untersucht. Die stationären Messungen dienen gleichzeitig der Kalibrierung des bidirektionalen Venturirohrs und des Stereo-PIV-Systems. Darüber hinaus wird Verdichterpumpen angeregt, um Untersuchungen außerhalb des stabilen Betriebsbereichs durchzuführen. Hierbei werden Massenstrom und Druckverhältnis aufgenommen, sodass der transiente Verlauf der Verdichterbetriebspunkte aufgezeichnet und analysiert werden kann.

5.1 Versuchsaufbau

Die Versuche finden am Heißgasprüfstand der Technischen Universität Berlin statt, der detailliert bei MAI [52] beschrieben ist. Verdichter und Turbine des Abgasturboladers sind gasseitig nicht miteinander gekoppelt, sondern ausschließlich mechanisch über die Abgasturboladerwelle. Das Schema des Prüfsandaufbaus, wie es bei den Versuchen mit kontinuierlicher Luftabnahme des Verdichters umgesetzt ist, wird in Abbildung 5.1 gezeigt.

Verdichterseitig gelangt Umgebungsluft durch eine Einströmdüse in das System. Hierbei wird der Luftmassenstrom durch das Differenzdruckverfahren bestimmt. Vor und nach dem Verdichter "V" werden Drücke und Temperaturen für die stationären Messungen aufgenommen, wobei die Messrohre mit einer 5d/3d-Messstellenanordnung die nötige Strömungsberuhigung bzw. Vergleichmäßigung des Strömungsprofils herbeiführen. Unmittelbar vor und nach dem Verdichter sind die beiden Messmittel zur dynamischen Massenstrombestimmung angeordnet, das Stereo-PIV-System bzw. das bidirektionale Venturirohr. Die verdichtete Luft gelangt durch das druckseitige Zusatzvolumen zu den parallelgeschalteten Gegendruckventilen. Hier kann durch Drosselung der Verdichterenddruck präzise eingestellt und so ein Verbraucher simuliert werden.

Im unteren Teil der Abbildung ist die Turbinenseite dargestellt, die den Verdichter des Abgasturboladers antreibt. Durch einen Schraubenverdichter wird der für den Betrieb der Turbine "T" benötigte Gasdruck angehoben und in Kombination mit einem Abströmventil eingestellt. Um die beiden redundanten Durchflussmesser der Turbinenluft nicht thermisch zu beschädigen, ist

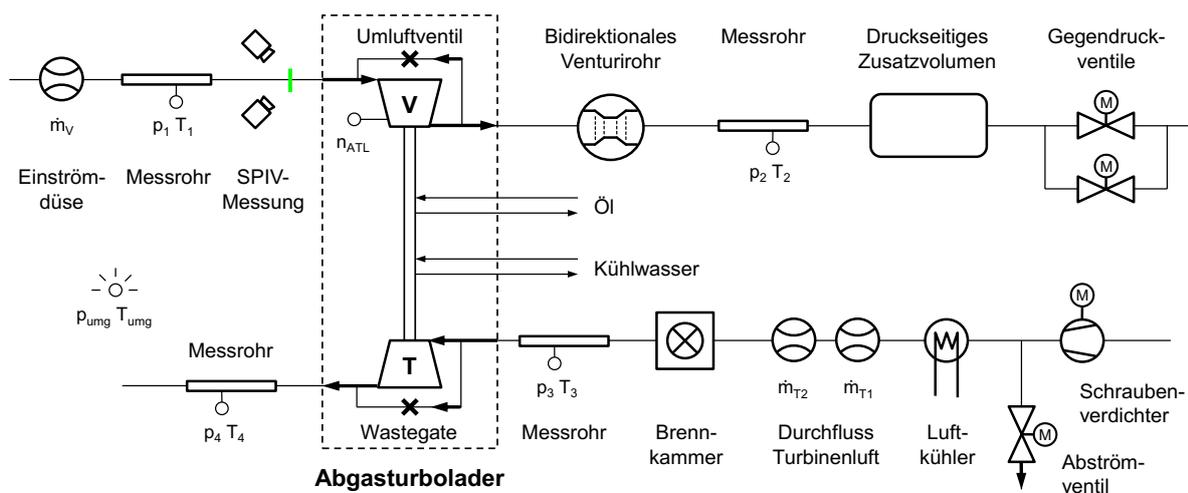


Abbildung 5.1: Schema des Heißgasprüfstands für die Versuche bei kontinuierlicher Luftabnahme

ihnen ein Luftkühler vorgeschaltet. In der nachfolgenden Brennkammer wird durch Diesverbrennung eine Turbineneintrittstemperatur von 600 °C für die Versuche eingestellt. Analog der Verdichterseite sind auch der Turbine Messrohre zur Temperatur- und Druckbestimmung vor- und nachgeschaltet.

Das Wastegate der Turbine wird am Heißgasprüfstand mechanisch geschlossen und das Umluftventil, sofern am vermessenen Verdichtergehäuse vorhanden, deaktiviert. Neben der Ölkonditionierung wird für den Betrieb des Versuchsträgers das Kühlwassersystem des Prüfstands genutzt.

Die im oberen Teil der Abbildung dargestellte Verdichterseite wird je nach Versuchsreihe konfiguriert, sodass bei einigen Messungen Komponenten entfallen können. Eine Übersicht über die Versuchsreihen mit den verwendeten Verdichtergehäusen (Abschnitt 4.1), dem druckseitigen Zusatzvolumen und dem Stereo-PIV-System gibt Tabelle 5.1. Durch die Variation des Zusatzvolumens ergeben sich auf der Druckseite des Verdichters zwei unterschiedlich große Gesamtvolumina. Im Folgenden wird das Gesamtvolumen von 13,2l bei eingebautem Zusatzvolumen als großes V₂-Volumen (V_{2G}) und der Aufbau ohne das Zusatzvolumen mit 1,3l als kleines V₂-Volumen (V_{2K}) bezeichnet.

5.2 Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit vom Verdichteraustrittsvolumen

Die Pumpgrenze wird im Zuge der stationären Kennfeldvermessung des Abgasturboladers bestimmt. Hierbei werden Linien konstanter korrigierter Verdichterdrehzahl n_0 aufgenommen. Jede dieser Linien wird von großen bis hin zu kleinen Massenströmen durchfahren, anfangs also mit vollständig geöffneten Gegendruckventilen der Verdichterseite, die dann für jeden einzelnen

Tabelle 5.1: Konfigurationen der Messreihen

Messreihe	Verdichtergehäuse	druckseitiges Zusatzvolumen	Bidirektionales Venturirohr	Stereo-PIV
<i>V2G St-G oBVR</i>	Standardgeh.	×	–	–
<i>V2G St-G Ref</i>	Standardgeh.	×	×	–
<i>V2G Beschl</i>	Standardgeh.	×	×	–
<i>V2G DMG</i>	Druckmessgeh.	×	×	–
<i>V2K DMG</i>	Druckmessgeh.	–	×	–
<i>V2G SPIV</i>	Druckmessgeh.	×	×	×
<i>V2K SPIV</i>	Druckmessgeh.	–	×	×

Messpunkt weiter geschlossen werden. Um bei dieser stationären Messung eingeschwungene Werte von Temperatur und Druck zu erhalten, ist in der Regel eine Aufnahmezeit von mehreren Minuten pro Punkt nötig. Durch Schließen der Gegendruckventile kommt es bei einem zu niedrig eingestellten Verdichtermassenstrom bzw. bei zu hohem Gegendruck zum Verdichterpumpen. Der letzte stabil betriebene Verdichterbetriebspunkt wird hier als stationäre Pumpgrenze interpretiert.

Abbildung 5.2 zeigt Pumpgrenzen mehrerer Kennfeldvermessungen, die mit unterschiedlich konfigurierten Versuchsaufbauten durchgeführt wurden. Die Massenstrom- und Druckwerte wurden mit der Standardmesstechnik des Prüfstands jeweils über 30 Sekunden aufgezeichnet und gemittelt. Die Referenzmessung mit den Linien konstanter korrigierter Drehzahl ist schwarz, die Pumpgrenzen gestrichelt dargestellt. Ab $n_0 = 195.000 \text{ min}^{-1}$ weisen alle Verläufe der Pumpgrenzen eine Neigung nach rechts entsprechend einer relativen Verkleinerung des stabilen Kennfeldbereichs auf.

Der Aufbau der Messung *V2G DMG* (blau) unterscheidet sich von der Referenzmessung nur in der Wahl eines anderen Verdichtergehäuses (Druckmessgehäuse) und einer alternativen zweiten, aber baugleichen Abgasturboladerlaufgruppe. Geometrische Unterschiede im V2-Volumen bestehen nicht. Die Pumpgrenze ist im Vergleich zur Referenzmessung an einigen Stellen geringfügig nach rechts verschoben, die größten Abweichungen ergeben sich bei $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$ und $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$. Ebenfalls mit dem Druckmessgehäuse aber kleinem V2-Volumen ist die Messung *V2K DMG* (rot) aufgezeichnet worden. Hierbei ergibt sich eine Verbesserung der Pumpgrenze bzw. eine Verschiebung nach links, die auch bei dieser Messung im oberen Drehzahlbereich des Abgasturboladers bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ besonders groß ist. Diese verbesserte Pumpgrenze beim Wechsel von großem zu kleinem V2-Volumen deckt sich mit den Beobachtungen in der Literatur, vgl. [19, 32, 58].

Neben den Ergebnissen der Gehäusevariation ist außerdem eine Pumpgrenze aufgetragen, die

bei großen V2-Volumen, aber ohne das bidirektionale Venturirohr am Verdichteraustritt aufgenommen wurde. Diese Pumpgrenze liegt insbesondere im oberen Drehzahlbereich rechts der Referenz. Die Anwesenheit des Venturirohrs im Aufbau hat somit einen Einfluss auf die Ergebnisse und führt offenbar zu einem ähnlichen, kennfelderweiternden Effekt, wie er auch bei einer Verringerung des V2-Volumens beobachtet wird. Die steilen Winkel des Venturirohrs fungieren als eine Art Blende, sodass der Raum zwischen dieser und dem Verdichteraustritt gewissermaßen als kleines V2-Volumen anzusehen ist. Trotz großem V2-Volumen stellen sich daher stabilisierende Eigenschaften ein. Es sei jedoch angemerkt, dass die Pumpfrequenzen weiterhin denen des großen V2-Volumens entsprechen.

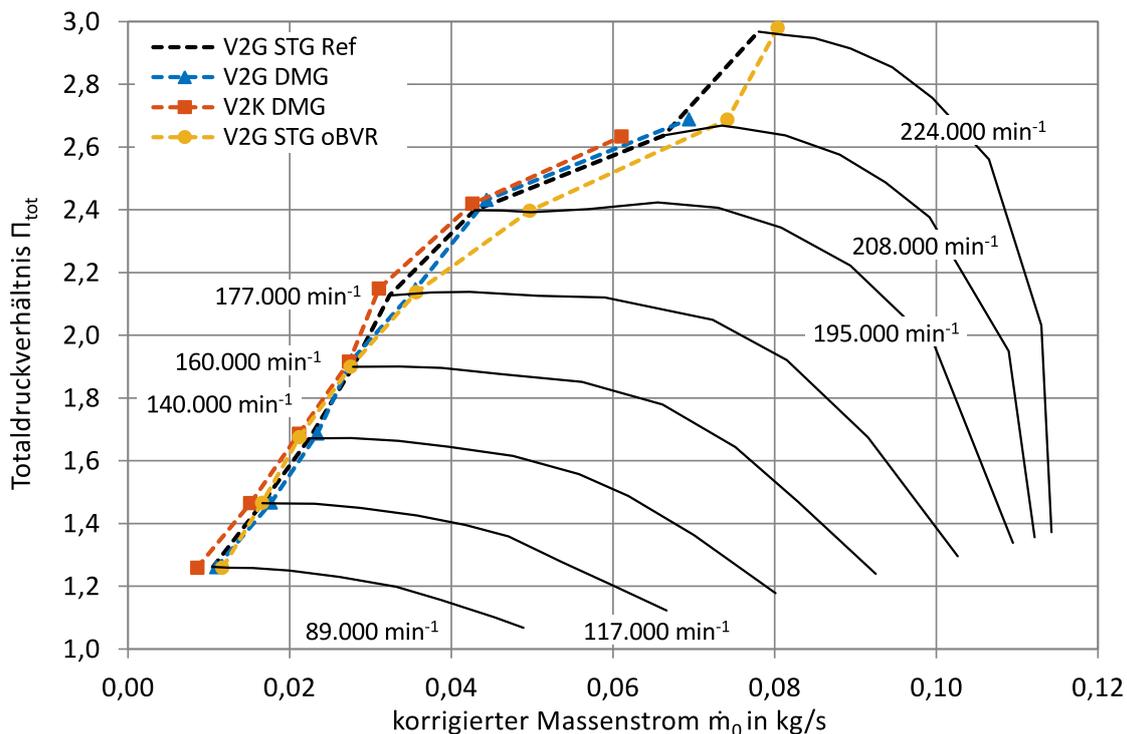


Abbildung 5.2: Pumpgrenzen verschieden konfigurierter Versuchsaufbauten bei kontinuierlicher Luftabnahme

Zur Verdeutlichung der Pumpgrenzenverschiebung ist in Abbildung 5.3 die relative Verschiebung $\Delta\dot{m}_{rel}$ in Bezug auf die Referenzmessung *V2G St-G Ref* dargestellt. Verbesserungen der Pumpgrenze sind durch positive Werte gekennzeichnet. Die Abbildung ist dabei so orientiert, dass sich wie im Verdichterkennfeld Verbesserungen durch Werte links der Referenz zeigen. Die relative Verschiebung berechnet sich mit dem jeweiligen Massenstrom an der Pumpgrenze \dot{m}_0 und dem entsprechenden Massenstrom der Referenzmessung $\dot{m}_{0,REF}$ bei gleicher Verdichterdrehzahl mit

$$\Delta\dot{m}_{rel} = \frac{\dot{m}_{0,REF} - \dot{m}_0}{\dot{m}_{0,REF}} \quad (5.1)$$

Für den Bereich hoher Verdichterdrehzahlen spiegeln sich die Beobachtungen aus der absoluten Betrachtung der Pumpgrenzen im Kennfeld direkt wieder. Bei *V2G DMG* ergibt sich trotz sonst

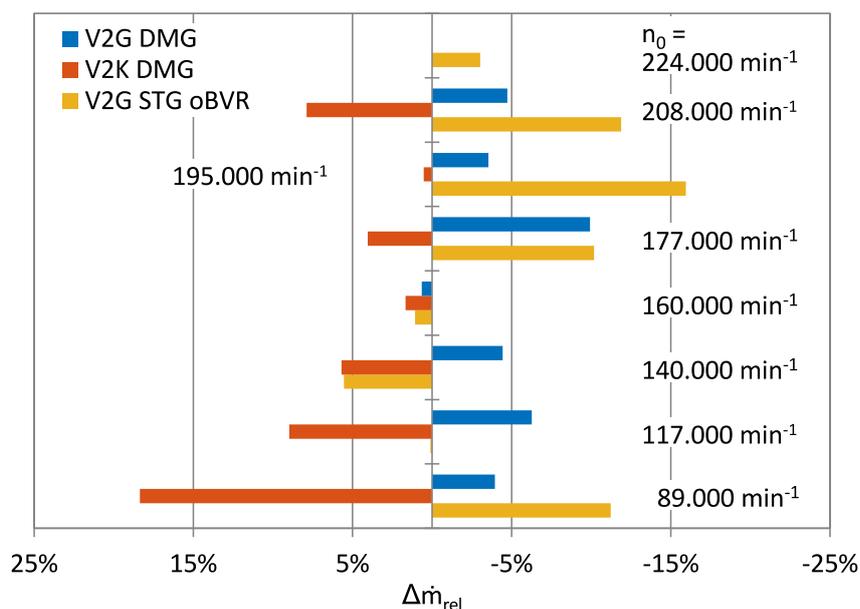


Abbildung 5.3: Relative Verschiebung der Pumpgrenzen verschieden konfigurierter Versuchsaufbauten bei kontinuierlicher Luftabnahme

gleichem Versuchsaufbau eine maximale Verschlechterung von 10% bei $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$. Bei kleinem V2-Volumen (*V2G DMG*) kann bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ eine Verbesserung von 7,8% erreicht werden. In der relativen Betrachtung zeigt sich bei dieser Messung auch eine erhebliche Pumpgrenzenverschiebung bei $n_0 = 89.000 \text{ min}^{-1}$ von über 18%. Ohne Venturirohr ergibt sich eine maximale Verschlechterung der Pumpgrenze um 16%.

5.3 Kalibrierung der Massenstromerfassung zur Bestimmung der transienten Verdichterbetriebspunkte

Beide in Abschnitt 4.3 vorgestellten Messsysteme zur Erfassung des Massenstroms während des Pumpvorgangs, das bidirektionale Venturirohr und das Stereo-PIV-System, müssen einer Kalibrierung unterzogen werden. Dies geschieht an stationären Verdichterbetriebspunkten. Als Referenz dient die Standardmesstechnik des Prüfstands, die zur Bestimmung des Massenstroms bei Kennfeldvermessungen verwendet wird.

5.3.1 Kalibrierung des bidirektionalen Venturirohrs und Indikation der Rückströmung

Das bidirektionale Venturirohr wird über den Durchflusskoeffizienten, den c_D -Wert, kalibriert. Hierzu werden sämtliche stationär vermessene Kennfeldpunkte der Messungen *V2G DMG* und

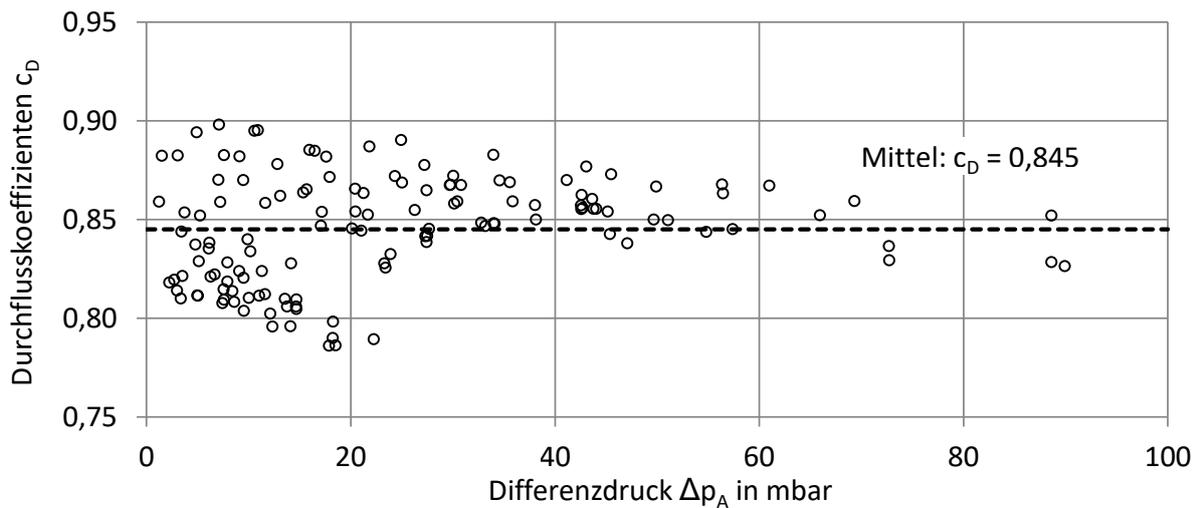


Abbildung 5.4: Durchflusskoeffizienten c_D in Abhängigkeit vom Differenzdruck gemessen im Venturirohr

V2K DMG herangezogen, also sowohl bei großem als auch bei kleinem V2-Volumen. Gleichung (4.10) wird nach c_D umgestellt.

$$c_D = \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{id}} \quad (5.2)$$

Zur Berechnung einzelner c_D -Werte wird der durch die Standardmesstechnik des Prüfstands bestimmte Massenstrom der Einströmdüse für \dot{m} eingesetzt. Da es sich um normale, stationäre Verdichterbetriebspunkte handelt, ist außerdem $\dot{m}_{id} = \dot{m}_{id,A}$. Es ist zu prüfen, ob eine Abhängigkeit des c_D -Werts von der Strömungsgeschwindigkeit besteht. Als charakteristische Größe für die Strömungsgeschwindigkeit kann der im Venturirohr gemessene Differenzdruck Δp angesehen werden. Die mit Gleichung (5.2) bestimmten c_D -Werte, aufgetragen über dem Differenzdruck, sind dargestellt in Abbildung 5.4.

Die c_D -Werte weisen über dem Differenzdruck bzw. der Strömungsgeschwindigkeit Streuungen auf. Bei kleinen Differenzdrücken $\Delta p < 25$ mbar zeigen sich größere Streuungen mit einer Tendenz zu kleineren c_D -Werten. Ein klarer Trend der c_D -Werte in Abhängigkeit von Δp und somit von der Strömungsgeschwindigkeit ist jedoch nicht erkennbar. Es wurde ein Mittel von $c_D = 0,845$ bestimmt. Dieser Wert liegt in guter Näherung zu den Ergebnissen aus der CFD (vgl. Tabelle 4.2) und wird für die Berechnung des resultierenden Massenstroms beider Strömungsrichtungen herangezogen. Für $\Delta p < 25$ mbar ergibt sich eine Standardabweichung von 0,032, für $\Delta p \geq 25$ mbar beträgt diese nur 0,017.

Um während des Verdichterpumpens die Phasen der positiven und negativen Strömung zu bestimmen und eine Überblendung zwischen \dot{m}_A und $-\dot{m}_B$ durch Gleichung (4.12) zu ermöglichen, werden Indikatoren untersucht, die Aufschluss über die Strömungsrichtung geben. Zwei Ansätze werde hierzu verfolgt: Die Ermittlung der Indikatoren auf Basis des instantanen Druckverhältnisses über dem Venturirohr und die Analyse der Druckverläufe am Verdichteraustritt bzw. am Eintritt des Venturirohrs. Aufgrund der kurzen Weglänge im Venturirohr und der verwendeten Abtastfrequenz lassen sich Korrelationsansätze nicht anwenden.

Strömung in Richtung des instantanen Druckgefälles

Besteht zwischen zwei in einer Engstelle offen miteinander verbundenen Volumina ein Druckgefälle, so strömt das Medium vom Volumen mit höherem Druck in das mit niedrigerem. Das Druckgefälle bestimmt hiernach direkt die Strömungsrichtung. Diese Betrachtung findet beispielsweise in Zusammenhang mit der Durchflussgleichung zur Massenstromberechnung durch Drosselstellen in Motorprozesssimulationen Verwendung [63]. Sie vernachlässigt allerdings sowohl das Volumen und die Weglängen innerhalb der Engstelle selbst als auch dynamische Effekte wie die Trägheit. Dies hat jedoch bei stationären Strömungsbedingungen keinen Einfluss. Werden gemessene Drücke zur Bestimmung der Strömungsrichtung herangezogen, ist auf eine geeignete Positionen der Druckmessstellen mit entsprechenden Beruhigungsstrecken zu achten.

Mit dem gemessenen Druck am Eintritt und am Austritt des Venturirohrs kann das Druckgefälle über der Engstelle des Venturirohrs berechnet werden. Die Strömungsrichtung sei dann

$$\begin{array}{ll} \text{für } p_A - p_B \geq 0 & \text{positiv und} \\ \text{für } p_A - p_B < 0 & \text{negativ.} \end{array}$$

Abbildung 5.5 zeigt oben beispielhaft ungefilterte Werte der Druckverläufe p_A und p_B , die während des Einsetzens des Verdichterpumpens aufgenommen wurden. Hierbei treten über die gesamte Messzeit größere Werte für p_A als für p_B auf. Dies bestätigt sich in der unteren Darstellung, in der die Differenz der beiden Drücke aufgetragen ist. Diese Differenz schwankt um den Wert 0,06 bar und weist nur an zwei Stellen (rote Quadrate) negative Werte auf und nicht wie angenommen regelmäßig während des Verdichterpumpens.

Um einen systematischen Messfehler des Drucks auszuschließen, der grundsätzlich zu einer positiven Druckdifferenz führt, wurde der untere Grenzwert, ab dem die negative Strömung einsetzt, exemplarisch von 0 auf 0,035 bar erhöht. Die Werte, die diesen Grenzwert unterschreiten (rote Kreuze), sind ebenfalls nicht regelmäßig über die Pumpzyklen verteilt und treten auch während des stabilen Verdichterbetriebs zu Beginn der Messung auf. Auch durch eine Filterung der Druckdifferenz (magenta) kann die Qualität der Ergebnisse (konstante Werte im stabilen Betriebsbereich und kontinuierlich schwankende Werte während des Verdichterpumpens) nicht verbessert werden.

Als Grund für die stets positive Druckdifferenz sind Strömungsverluste und Trägheitseffekte im Venturirohr anzuführen. Es ist davon auszugehen, dass es in Strömungsrichtung hinter der Engstelle aufgrund der steilen Öffnungswinkel des Venturirohrs zu Strömungsablösungen kommt, sodass sich keine klaren Trends in der Druckdifferenz $p_A - p_B$ zeigen. Eine Bestimmung der Strömungsrichtung anhand des instantanen Druckgefälles ist somit für diese Rohrgeometrie bzw. diesen Anwendungsfall nicht geeignet.

Analyse des Druckverlaufs am Verdichteraustritt

Beim Einsetzen des Pumpvorgangs und in jedem weiteren Pumpzyklus kommt es zu starken Druckabfällen im dem Verdichter nachgeschalteten System. Mit einer Abschätzung über das ideale Gasgesetz kann die Amplitude dieses Druckeinbruchs aufgrund ihrer Größe nicht aus Temperaturschwankungen im durchströmten Volumen resultieren, sondern nur aus einem ggf.

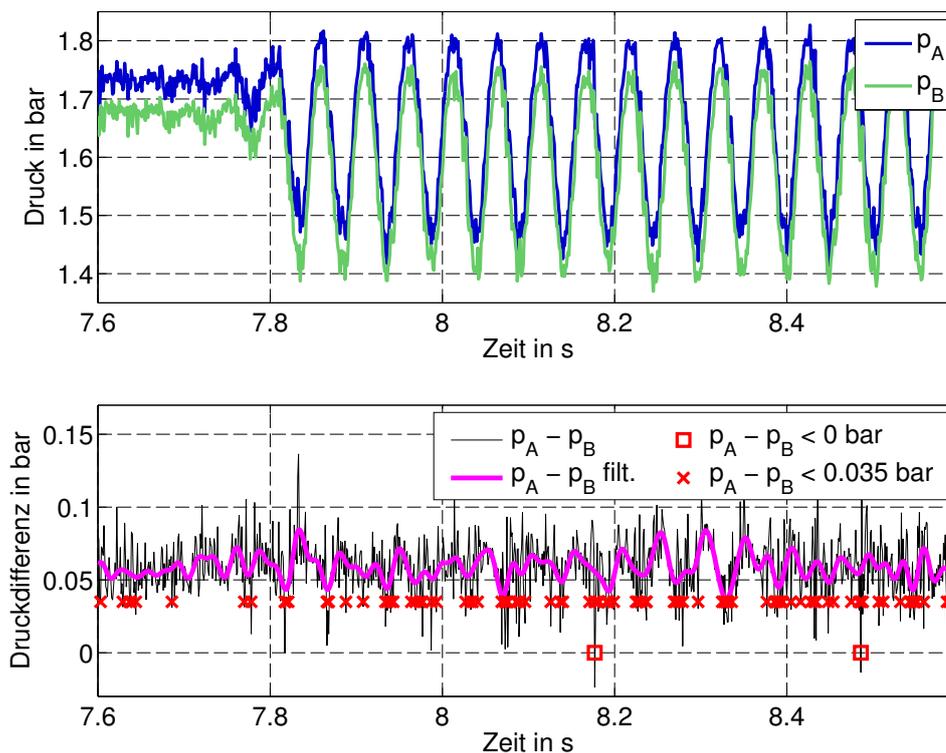


Abbildung 5.5: Bestimmung der Richtungsindikatoren anhand der instantanen Druckdifferenz, Druckverlauf vor und nach Venturirohr (oben), Druckdifferenz über Venturirohr (unten)

zusätzlichen Massenstrom, der dem System entweicht. Vor Einsetzen des Verdichterpumpens erreicht der Massenstrom durch die Gegendruckventile einen Gleichgewichtszustand. Es gibt keine Faktoren im druckseitigen System, die diesen Zustand so ändern können, dass sich der Durchfluss durch die Ventile signifikant erhöht. Der zusätzlich entweichende Massenstrom muss daher auf eine Rückströmung durch den Verdichter zurückzuführen sein.

Nach diesem Ansatz werden negativen Druckgradienten eine negative Strömungsrichtung zugeordnet, positiven Druckgradienten eine positive. Anhand des im V2-Volumen unmittelbar am Eintritt in das Venturirohr gemessenen Drucks p_A werden die Richtungsindikatoren bestimmt. Entsprechend folgender Bedingungen sei die Strömungsrichtung

$$\begin{aligned} \text{für } \frac{d}{dt} p_A \geq 0 & \quad \text{positiv und} \\ \text{für } \frac{d}{dt} p_A < 0 & \quad \text{negativ.} \end{aligned}$$

Der Druckverlauf p_A wird für das Verfahren zunächst mit einer Grenzfrequenz weit oberhalb der Pumpfrequenz f_P gefiltert und anschließend einer Min-Max-Analyse unterzogen. In Abbildung 5.6 werden die gesetzten Indikatoren dieser Methode anhand der gleichen Rohdaten gezeigt, die zum Test der vorherigen Methode dienten. Bei den Maxima (rote Kreise) wechselt die positive Strömungsrichtung zur negativen, bei den Minima (rote Dreiecke) findet ein Wechsel von der

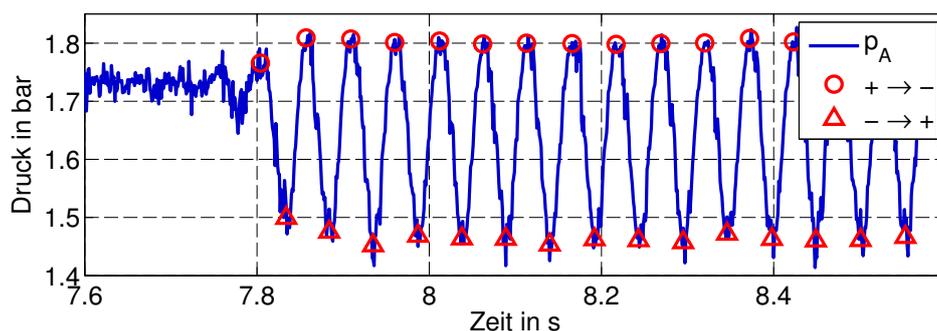


Abbildung 5.6: Bestimmung der Richtungsindikatoren anhand des Druckverlaufs nach Verdichter (vor Eintritt in das Venturirohr)

negativen zur positiven Strömungsrichtung statt. Um nicht bereits an stationären Verdichterbetriebspunkten durch geringe Druckschwankungen negative Massenströme zu erhalten, wird im Berechnungsalgorithmus neben der Filterung ein Schwellwert in Abhängigkeit von der Standardabweichung für die Min-Max-Analyse berücksichtigt.

Die Indikatoren konnten durch diese Methode zuverlässig die einzelnen Pumpzyklen identifizieren und werden daher zur Richtungsbestimmung der Strömung bzw. zur Berechnung des resultierenden Massenstroms nach Gleichung (4.12) herangezogen.

5.3.2 Kalibrierung der Stereo-PIV-Messung

Um die Qualität der mittels Stereo-PIV ermittelten Strömungsfelder beurteilen zu können, werden diese an stationären Betriebspunkten analysiert. Aus mehreren hundert einzelnen Strömungsfeldern werden für sämtliche Positionen auf dem Rohrquerschnitt die Mittelwerte der einzelnen Vektorkomponenten und die RMS-Werte der Schwankungsgrößen berechnet. Für einen beispielhaften Betriebspunkt wird dies in Abbildung 5.7 gezeigt. Die oben dargestellten Mittelwerte nehmen in der Geschwindigkeitskomponente w der Hauptströmungsrichtung wie zu erwarten große Werte an (rot). Die Geschwindigkeitskomponenten u und v weisen im Gegensatz hierzu nur sehr geringe Werte auf.

Bei Betrachtung der zeitlichen Mittelwerte der stationären Strömungssituation sollten die RMS-Werte der Schwankungsgrößen näherungsweise den Wert 0 annehmen. Im Zentrum des Querschnitts kann dies zwar bei allen drei Vektorkomponenten beobachtet werden. Im Gegensatz hierzu werden in den Randbereichen der Komponenten u und w höhere Werte verzeichnet, insbesondere dort, wo Reflexionen mit großen, sehr hellen Bildbereichen auftreten. Dies lässt auf ein fehlerbehaftetes Messergebnis in Wandnähe schließen.

Aus diesem Grund werden nur Werte in Kanalmitte, wie in Abbildung 5.7 eingezeichnet, innerhalb des Durchmessers $D_{mid} \leq D_{PIV} \cdot 24/34$ bzw. bis zu einem Radius von 12 mm zur Bestimmung der über den Querschnitt gemittelten Geschwindigkeit c_{mPIV} herangezogen. Wird mit dieser gemittelten Geschwindigkeit jedoch auf dem gesamten Querschnitt D_{PIV} gerechnet, Abbildung 5.8 (schwarz), wird der Massenstrom \dot{m}_{mPIV} nach Gleichung (4.13) für $r > 12$ mm

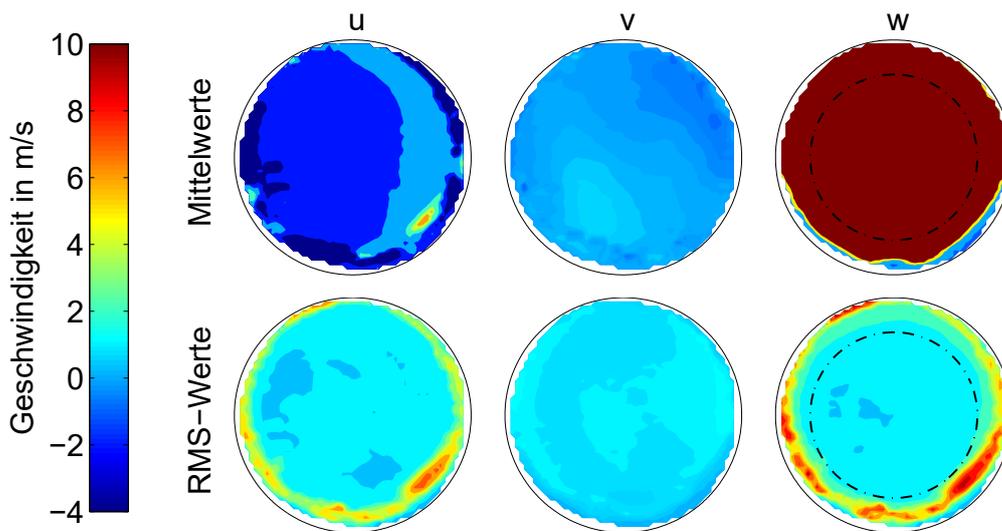


Abbildung 5.7: Einzelne Vektorkomponenten einer stationären Rohrströmung bestimmt mittels Stereo-PIV

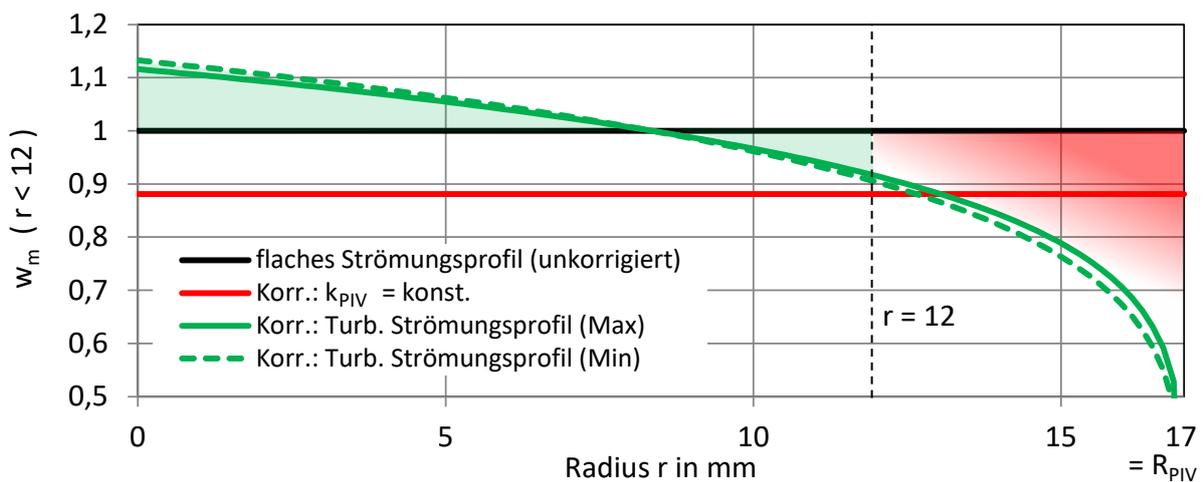


Abbildung 5.8: Korrektur und Kalibration der Stereo-PIV-Daten; schwarz: mittlerer normierter Geschwindigkeitswert für $r \leq 12$ mm, auch angenommen für $r > 12$ mm; rot: um konstanten Faktor $k_{PIV} = 0,881$ korrigierte Werte; grün: Korrektur mittels eines turbulenten Strömungsprofils

stark überschätzt, was durch die rote Fläche angedeutet ist. Dies ist auf die an der Wand geltende Haftbedingung zurückzuführen, durch die sich die lokale Geschwindigkeit vom Wert 0 an der Wand über einen Gradienten zur Rohrmitte hin ausbildet. Die über D_{mid} berechneten Geschwindigkeiten aus dem Geschwindigkeitsfeld der Hauptkomponente w müssen daher einer Korrektur unterzogen werden. Zwei Optionen kommen hierfür in Betracht, die in Abbildung 5.8 in normierter Form skizziert sind.

Die erste Methode sieht eine Korrektur der Geschwindigkeit um einen konstanten, für alle Betriebspunkte gleichen Faktor vor (rote Linie). Dieser Faktor $k_{PIV} = 0,881$ ist so gewählt worden,

dass sich die Abweichungen zur Referenz (Einströmdüse des Heißgasprüfstands) über alle stationären Betriebspunkte im Mittel aufheben.

Bei der zweiten, alternativen Methode werden die Randbereiche mittels eines turbulenten Strömungsprofils modelliert (grüne Verläufe). Dargestellt sind die beiden Formen des Profils bei maximal und bei minimal aufgenommener Strömungsgeschwindigkeit an den vermessenen stationären Verdichterbetriebspunkten. Trotz großer Geschwindigkeitsdifferenz in einer absoluten Betrachtung (hier nicht dargestellt) unterscheiden sich beide normierten Verläufe nur wenig. Für eine absolute Darstellung, müssten die Profile mit der jeweiligen über D_{mid} ermittelten Geschwindigkeit multipliziert werden.

Der Modellierungsansatz folgt einer bei JIRKA [44] beschriebenen Potenzfunktion in Abhängigkeit vom Radius r mit dem Radius des Quarzglasrohrs $R_{\text{PIV}} = 0,5 \cdot D_{\text{PIV}} = 17 \text{ mm}$.

$$\frac{w}{w_{\text{max}}} = \left(\frac{R_{\text{PIV}} - r}{R_{\text{PIV}}} \right)^{k_{\text{turb}}} \quad (5.3)$$

In Anlehnung an NIKURADSE [59] ist k_{turb} in Abhängigkeit von der Reynoldszahl Re modelliert.

$$k_{\text{turb}} = 0,33911 - 0,01439 \cdot \ln Re \quad (5.4)$$

Der Wert k_{turb} ist hierbei so eingestellt, dass sich eine mittlere Abweichung im Massenstrom zur Referenz über alle stationär aufgenommenen Betriebspunkte kleiner als 0,2 % einstellt. Es wurde ferner bedacht, dass der Ansatz ausschließlich der Korrektur der Randbereiche dienen darf, der Mittelwert des Massenstroms im Zentrum des Rohrs soll von der Korrektur unberührt bleiben. Daher nehmen die normierten Strömungsprofile in Abbildung 5.8 bei $r \leq 12 \text{ mm}$ im Mittel stets den Wert 1 ein. Dies wird über die beiden grün gekennzeichneten Flächen erreicht. Wird das Strömungsprofil als rotationssymmetrisch um die Ordinate betrachtet, sind die Volumina ihrer Rotationskörper identisch.

Zur Qualitätsbewertung und Gegenüberstellung der beiden Korrekturverfahren sind die Abweichungen der einzelnen Betriebspunkte über dem physikalischen Massenstrom der Referenzmessung (Einströmdüse des Heißgasprüfstands) für das große und kleine V2-Volumen in Abbildung 5.9 dargestellt. Die maximalen Abweichungen bei der Korrektur mit k_{PIV} beträgt 3,9 % bei der Messung *V2G SPIV* und 8,0 % bei *V2K SPIV*. Für das Korrekturverfahren mittels turbulentem Strömungsprofil ergeben sich eine maximale Abweichung von 3,6 % bei großem V2-Volumen und von 7,3 % bei kleinem V2-Volumen. Diese maximalen Abweichungen wurden bei niedrigen physikalischen Massenströmen ermittelt, wo allgemein leicht erhöhte Werte bei der Korrektur mit k_{PIV} im Gegensatz zur Methode mit turbulentem Strömungsprofil vorherrschen. Dieser Trend dreht sich jedoch zu hohen physikalischen Massenströmen hin um, sodass ein genereller Vorteil der Korrektur über das Strömungsprofil nicht ersichtlich ist. Aufgrund der geringen Komplexität werden die Stereo-PIV-Daten daher mit dem konstanten Faktor k_{PIV} korrigiert.

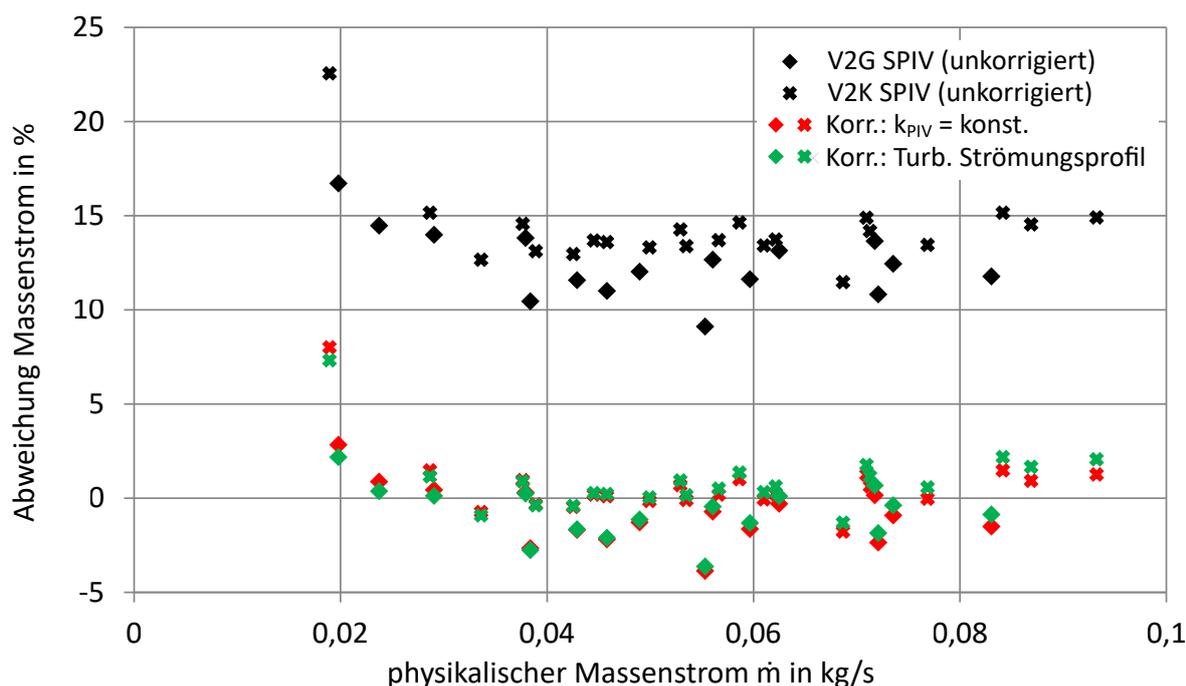


Abbildung 5.9: Relative Abweichung des durch Stereo-PIV ermittelten Massenstroms über dem Massenstrom der Referenzmessung des Heißgasprüfstands

5.4 Ergebnisse verschiedener Verfahren zur Massenstrombestimmung während des Verdichterpumpens

5.4.1 Massenstrombestimmung mittels bidirektionalem Venturirohr

Die Bildung des resultierenden Massenstroms aus den beiden einzelnen Massenströmen der Sensorgruppen A und B wird beispielhaft für eine mittelgroße korrigierte Verdichterdrehzahl diskutiert (hier: $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$). Die zeitlichen Verläufe bei großem V2-Volumen (V2G DMG) zeigt Abbildung 5.10. Die Massenströme sind farbig dargestellt, \dot{m}_A in blau und $-\dot{m}_B$ in grün. Sie werden vom resultierenden Massenstrom \dot{m}_{res} überlagert, \dot{m}_A bei positiver Strömungsrichtung, $-\dot{m}_B$ bei negativer. Die Beträge beider einzelnen Verläufe zeigen Ähnlichkeiten. Die Werte des jeweiligen nicht im resultierenden Massenstrom berücksichtigten und damit noch farbig sichtbaren Massenstromverlaufs sind jedoch wesentlich kleiner. Der resultierende Massenstrom zeigt die typische periodische Natur des Pumpphänomens, das hier mit einer Frequenz von ca. 5 Hz auftritt. Im Vergleich der einzelnen Zyklen ergeben sich sehr ähnliche Verläufe während der Phasen positiver Strömungsrichtung, dagegen haben die Verläufe bei negativer Strömungsrichtung eine größere Varianz.

Neben den Massenströmen sind die Messunsicherheiten $\Delta \dot{m}_{err}$ als Hüllkurven (rot) um den resultierenden Massenstrom eingezeichnet. Es handelt sich um eine berechnete Messunsicherheit, die sich nach dem Gauß'schen Gesetz der Fehlerfortpflanzung aus den einzelnen Messunsicherheiten der Druck- und Temperatursensoren bestimmt. Die größte Abweichung hierbei ist auf

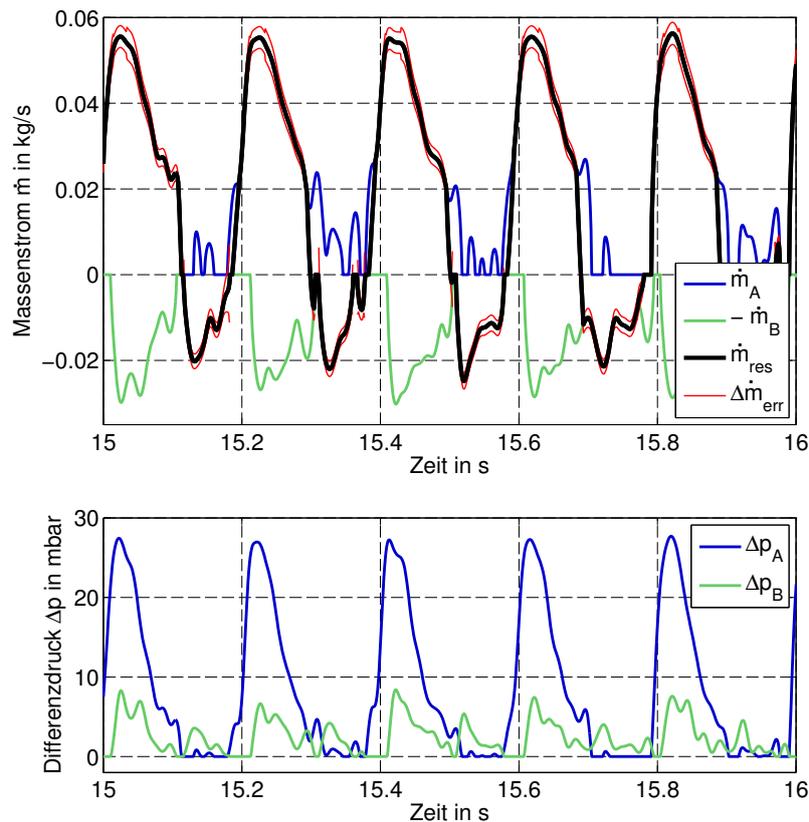


Abbildung 5.10: Zeitliche Verläufe der Massenströme (oben), gemessene Differenzdrücke (unten), großes V2-Volumen

den c_D -Wert zurückzuführen, gefolgt von den Absolutdrucksensoren. Für sämtliche Pumpmessungen in diesem Kapitel wurden Verläufe der Unsicherheiten in den Massenstromwerten über den einzelnen Pumpzyklen ermittelt. Hieraus wurden zyklusgemittelte Unsicherheiten und im Anschluss eine über sämtliche Messungen gemittelte Unsicherheit bestimmt. Sie beträgt 2,4% bezogen auf einen maximal im Kennfeld gemessenen Massenstrom von $\dot{m} = 0,114 \text{ kg/s}$ [82].

Abbildung 5.11 zeigt eine analoge Messung bei gleicher korrigierter Drehzahl, aber mit kleinem V2-Volumen (*V2K DMG*). Die Pumpfrequenz ist im Vergleich zum großen V2-Volumen erhöht und liegt bei ca. 19 Hz. Die Verläufe haben augenscheinlich rundere Konturen. Dies ist dem kleineren dargestellten Zeitbereich geschuldet, der für die höhere Pumpfrequenz gewählt wurde, wobei die Filtereinstellung entsprechend der Messungen mit großem V2-Volumen beibehalten wurden.

Zudem sind Phasen erkennbar, in denen der resultierende Massenstrom über mehrere Samples den Wert 0 annimmt, insbesondere während des Wechsels von negativer zu positiver Strömungsrichtung. Dies kann bei einem derart dynamischen Phänomen nicht aus dem physikalischen Verhalten resultieren. Die numerische Ursache für diese Nullstellen liegt in den Werten der gemessenen Differenzdrücke, die in den unteren Teilen der Abbildungen 5.10 und 5.11 dargestellt sind. Sowohl für die Strömung in positiver wie auch in negativer Richtung werden im

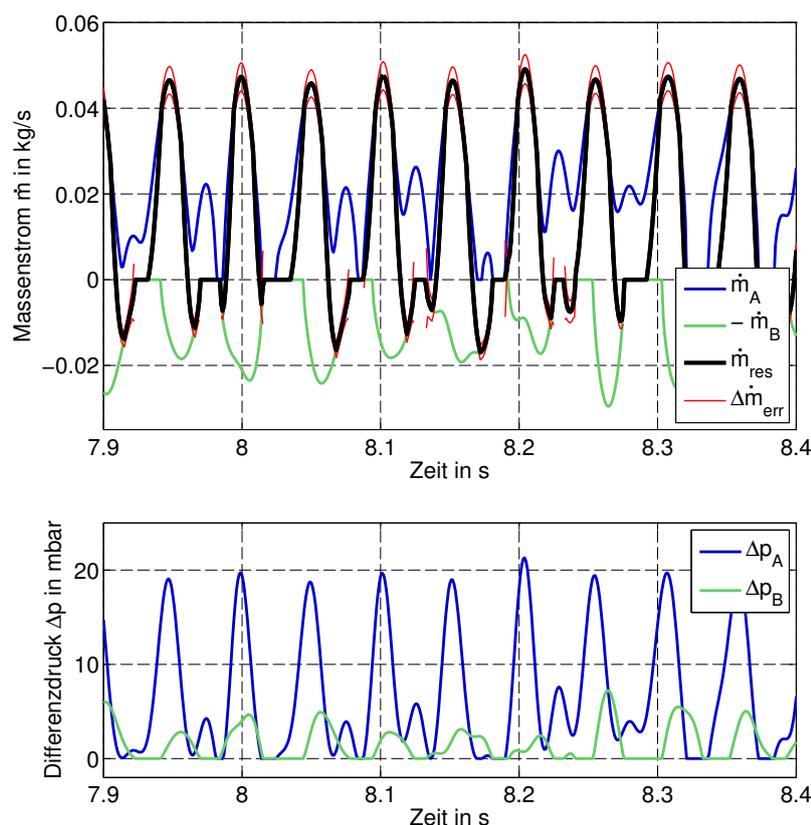


Abbildung 5.11: Zeitliche Verläufe der Massenströme (oben), gemessene Differenzdrücke (unten), kleines V2-Volumen

stationären Fall stets positive Werte erwartet. Offenbar liegen die gemessenen Werte hier außerhalb des Messbereichs des Differenzdrucksensors. Ein negativer Differenzdruck ist mit dem verwendeten Ansatz jedoch nicht interpretierbar und würde aufgrund des negativen Ausdrucks unterhalb der Wurzel (Gleichungen (4.8) und (4.9)) zu imaginären Werten führen. Der Grund für real existierende negative Differenzdrücke, also geringere Drücke auf den größeren Durchmessern des Venturirohrs D_A und D_B im Vergleich zu dessen Einschnürung d_{AB} , konnte nicht abschließend geklärt werden. Als mögliche Ursachen können Strömungsablösungen durch die steilen Öffnungswinkel der Geometrie, Trägheitseffekte oder Phänomene in den Druckleitungen zwischen der strömungsführenden Wand und den internen Sensoren in Betracht kommen.

Zur Charakterisierung des Verdichterpumpens wird anstelle einer zeitlichen eine Kennfelddarstellung verwendet. Der transiente Massenstrom \dot{m}_{res} , aufgenommen mittels bidirektionalem Venturirohr, erfährt hierfür eine Korrektur auf Referenzbedingungen analog der stationären Messungen (Gleichung (2.8)). Das Totaldruckverhältnis des Verdichters wird für diese Darstellung über die zeitlich hochauflösenden Drucksensoren im Gehäuse am Verdichterein- und -austritt ermittelt, s. Abbildung 4.2. Die Verläufe des Totaldruckverhältnisses sind über dem korrigierten Massenstrom in Abbildung 5.12 für das große V2-Volumen (V2G DMG) und in Abbildung 5.13 für das kleine V2-Volumen (V2K DMG) aufgetragen. Zusätzlich sind die entsprechenden Linien konstanter korrigierter Drehzahlen eingefügt. Beide Abbildungen zeigen jeweils acht Pumpzyklen.

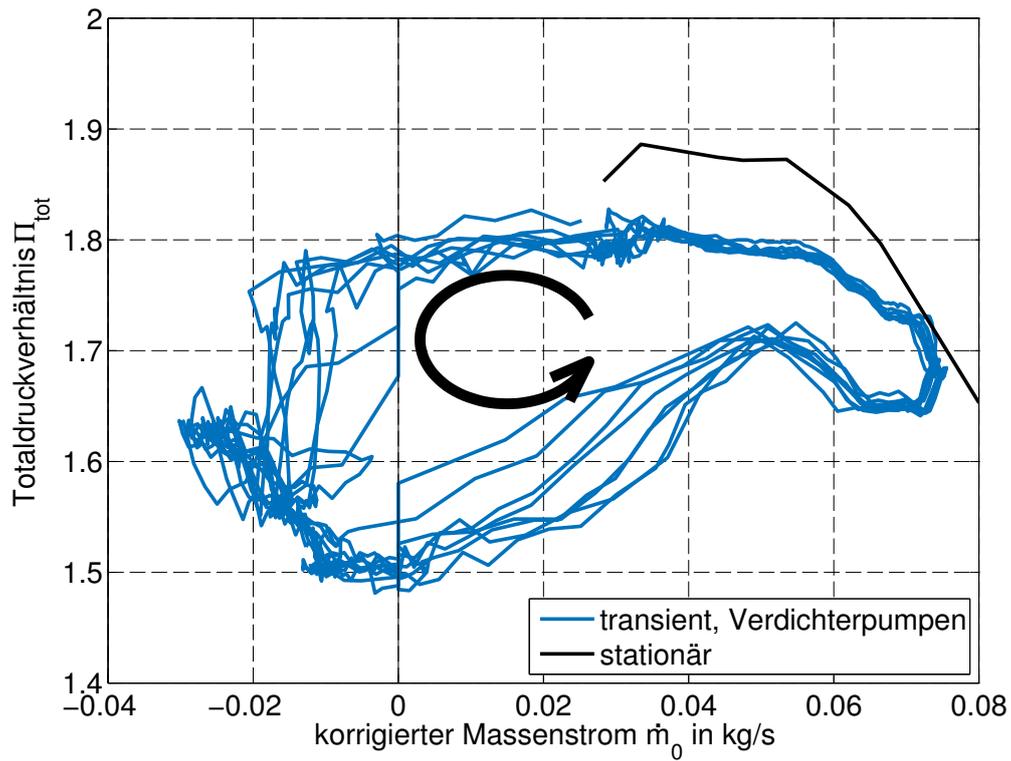


Abbildung 5.12: Kennfelddarstellung mit acht Pumpzyklen, großes V2-Volumen

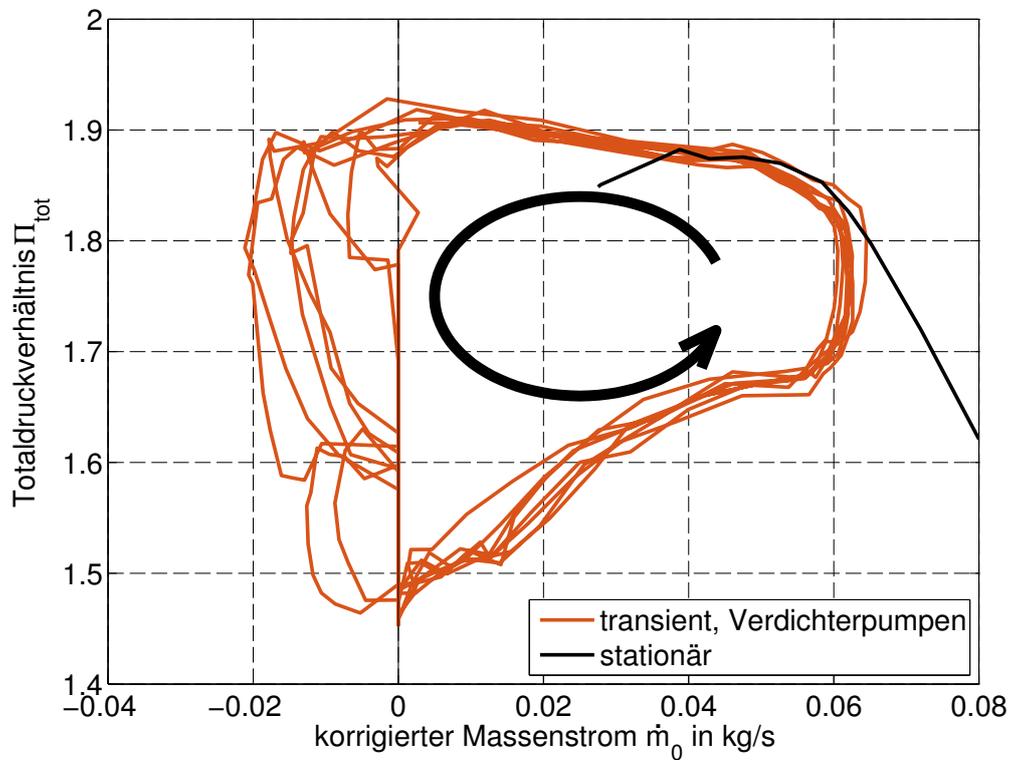


Abbildung 5.13: Kennfelddarstellung mit acht Pumpzyklen, kleines V2-Volumen

Die Form der Pumpzyklen bestätigt die in Abschnitt 2.1.1 erläuterte Theorie. Die Zyklen in dieser Darstellung beschreiben einen dem Uhrzeigersinn gegenläufigen Verlauf. Sie werden vom Ende der Linie konstanter Verdichterdrehzahl aus betrachtet. Dort kann der Massenstrom aufgrund der Fehlanströmung des Verdichterrades nicht aufrechterhalten werden und bricht ein. Es kommt zu einer Rückströmung durch den Verdichter und damit zu einer Entleerung des V2-Volumens, was sich durch negative Massenströme und einen Abfall des Totaldruckverhältnisses äußert. Sobald der Verdichter aufgrund des gesenkten Totaldruckverhältnisses wieder Luft in das V2-Volumen fördern kann, wird der Massenstrom positiv und steigt sprunghaft an. Gleichzeitig erhöht sich das Totaldruckverhältnis. Wenn der maximale Massenstrom erreicht wurde, folgt der Verlauf des Zyklus der stationär aufgenommenen Kennfeldlinie konstanter Verdichterdrehzahl. Das V2-Volumen füllt sich unter steigendem Gegendruck und abnehmendem Massenstrom erneut. Falls die Stellung der Gegendruckventile und somit deren Durchfluss unverändert bleibt, wiederholt sich der Zyklus, sobald der Massenstrom erneut so gering wird, dass die Strömung einbricht.

Aus den Abbildungen kann abgeschätzt werden, welche Phasen des Pumpzyklus langsam oder schnell durchlaufen werden. An langsam durchlaufenen Stellen sind die Abstände zwischen zwei aufeinanderfolgende Werte klein, bei schnell durchlaufenen groß. Bei großem wie auch kleinem V2-Volumen gilt dies nach dem Umschlagen zur positiven Strömungsrichtung ab einem korrigierten Massenstrom von $\dot{m}_0 = 0,05 \text{ kg/s}$ bis hin zum erneuten Einbruch der Strömung. Gleichzeitig ist die Streuung zwischen den einzelnen Zyklen in dieser Phase für beide Messungen sehr gering. Für das große V2-Volumen, Abbildung 5.12, ist außerdem eine hohe Wertedichte während der Entladung des V2-Volumens feststellbar. Dies geschieht in der Kennfelddarstellung auf einer parabelförmigen Kurve, wobei das Totaldruckverhältnis von ca. $\Pi_{tot} = 1,65$ auf 1,5 absinkt. Schnell durchlaufene Phasen sind bei großem V2-Volumen jeweils nach Wechsel der Strömungsrichtung und bei kleinem V2-Volumen zudem im gesamten Bereich negativen Massenstroms zu verzeichnen. Die Streuung zwischen den einzelnen Zyklen ist an diesen Stellen besonders groß.

Zur weiteren Betrachtung und Gegenüberstellung mit anderen Verfahren werden gemittelte Pumpzyklen erstellt. Der Vorgang ist in Abbildung 5.14 schematisch dargestellt. Hierbei werden die für die Bestimmung der Strömungsrichtung generierten Indikatoren genutzt, um einzelne Pumpzyklen zu identifizieren. Aus den Signalen des Totaldruckverhältnisses und des korrigierten Massenstroms werden im ersten Schritt $N_{PZ} = 17 \dots 25$ Pumpzyklen extrahiert. Im Anschluss werden die einzelnen Zyklen auf eine exakt gleiche Samplelänge interpoliert. Treten Nullstellen im Massenstrom auf, die auf negative Werte des Differenzdrucksensors zurückzuführen sind, werden diese aus den Werten gelöscht. Der letzte Schritt stellt eine einfache Mittelung über alle verbliebenen Werte aller einzelnen Pumpzyklen dar. Eine solche Mittelung wurde für alle untersuchten Abgasturboladerdrehzahlen bei großem wie auch kleinen V2-Volumen durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abschnitt 5.5 dargestellt.

5.4.2 Massenstrombestimmung mittels Stereo-PIV

Die periodischen Zyklen des Verdichterpumpens können nicht in ausreichender zeitlicher Auflösung direkt mittels Stereo-PIV aufgenommen werden. Ziel ist daher ein phasengemittelt

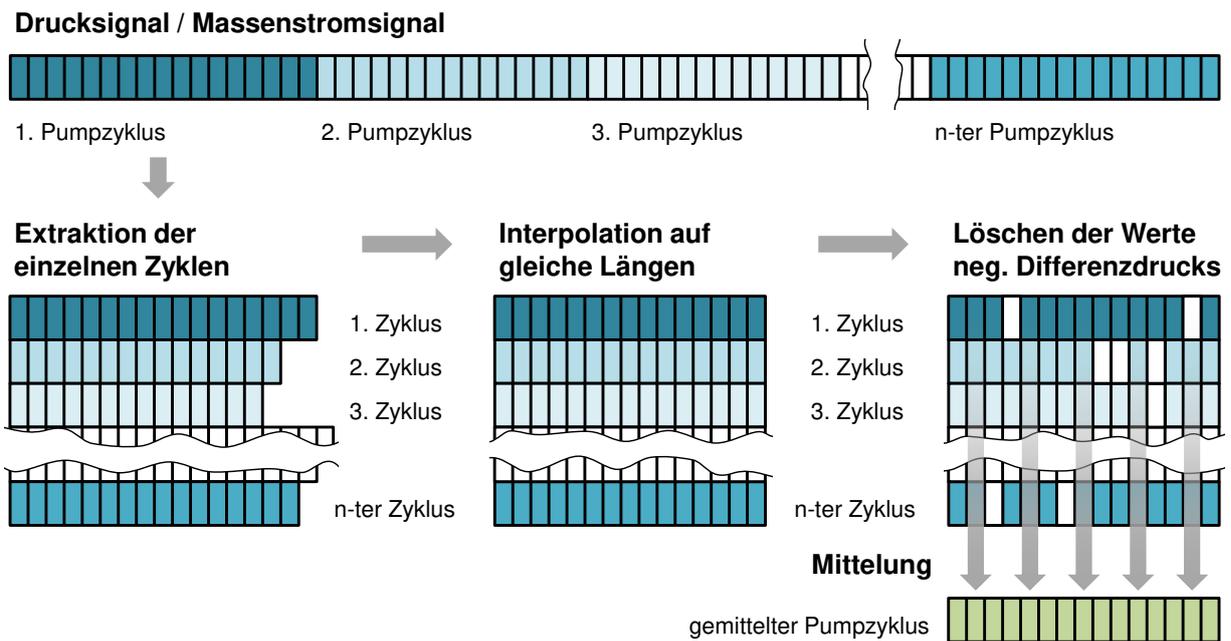


Abbildung 5.14: Schema zur Erstellung eines gemittelten Pumpzyklus

Ergebnis. Hierfür wird das Verdichterpumpen eingeleitet und der Verdichter in diesem Betriebszustand gehalten. Durch die simultane Aufnahme eines zeitlich hochauflösenden Drucksignals, hier gemessen im Diffusor, und des Triggersignals zur Auslösung der Kameras lassen sich die Aufnahmen dem Drucksignal zuordnen, Abbildung 5.15.

Anschließend wird innerhalb eines Pumpzyklus die Phasenlage des Triggersignals bestimmt, und damit die des jeweiligen Strömungsfeldes bzw. des Massenstromwertes $\dot{m}_{m\text{PIV}}$. So lassen sich die Massenströme der Einzelaufnahmen $\dot{m}_{m\text{PIV}}$ entsprechend im Pumpzyklus einordnen. Ein phasengemittelter Pumpzyklus kann erstellt werden, wie er in 5.16 links beispielhaft gezeigt ist. Die Daten werden anschließend von stark abweichenden Einzelwerten bereinigt und im Zyklus einheitlich so umgestellt, dass der Teil mit positivem Massenstrom am Ende des Zyklus liegt. Um aus den diskreten Werten einen kontinuierlichen Verlauf abzuleiten, wird eine Fourierreihe 8. Ordnung entwickelt, die wie das Verdichterpumpen einen periodischen Charakter aufweist. Die bereinigten und umgestellten Werte sowie der approximierte Verlauf sind auf der rechten Seite der Abbildung 5.16 dargestellt.

In sämtlichen, mittels PIV aufgenommenen Ergebnissen zeigen sich wider Erwarten keine negativen Massenströme. Diese sind jedoch charakteristisch für das Verdichterpumpen. Stattdessen wird am Anfang des Pumpzyklus anstelle negativer Werte der Wert $\dot{m}_{m\text{PIV}} = 0$ aus den Strömungsfeldern ermittelt.

Ein mögliches Strömungsphänomen, das zu solchen Ergebnissen führt und grundsätzlich in Verbindung mit Verdichterpumpen auftreten kann, ist eine Ringströmung. Hierbei tritt an der Gehäusewand ein negativer und im Zentrum des Querschnitts ein positiver Massenstrom auf. Theoretisch kann sich so ein resultierender Massenstrom $\dot{m}_{m\text{PIV}} = 0$ ergeben. Dieser Effekt, der mit einer Erhöhung der Temperatur an der Gehäusewand einhergeht, kann auch zur Bestimmung der Pumpgrenze genutzt werden, vgl. [32, 58].

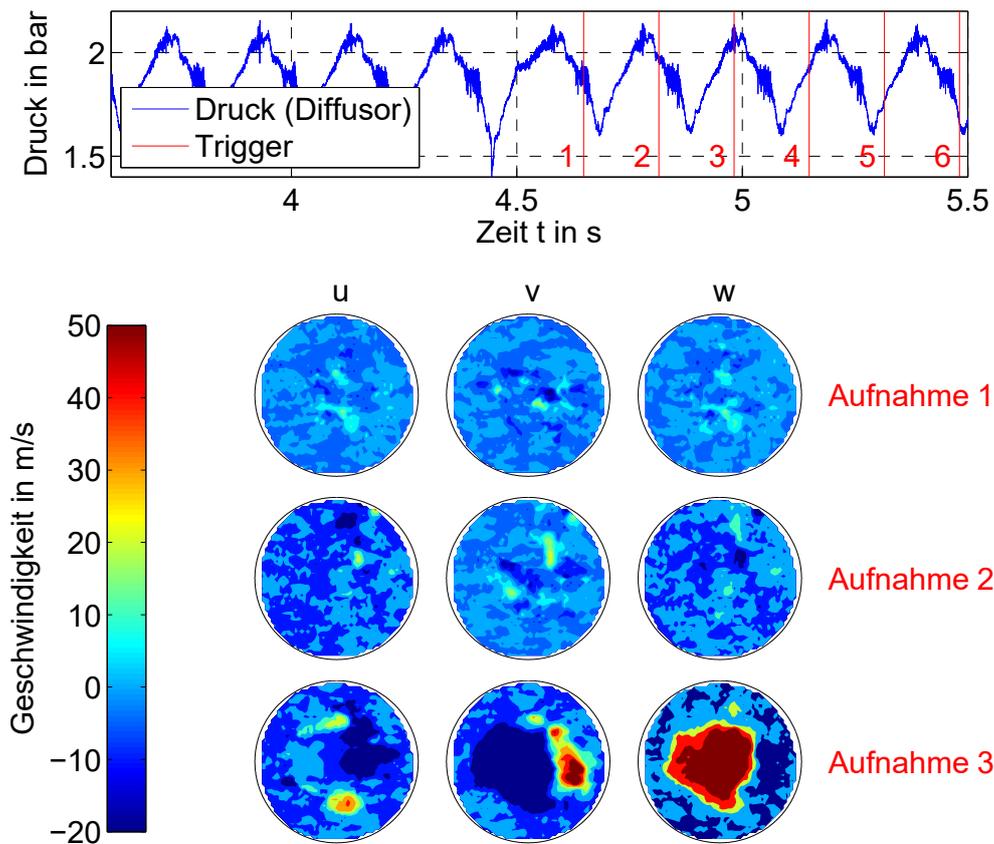


Abbildung 5.15: Zuordnung der Geschwindigkeitsfelder zu einem Referenzdrucksignal

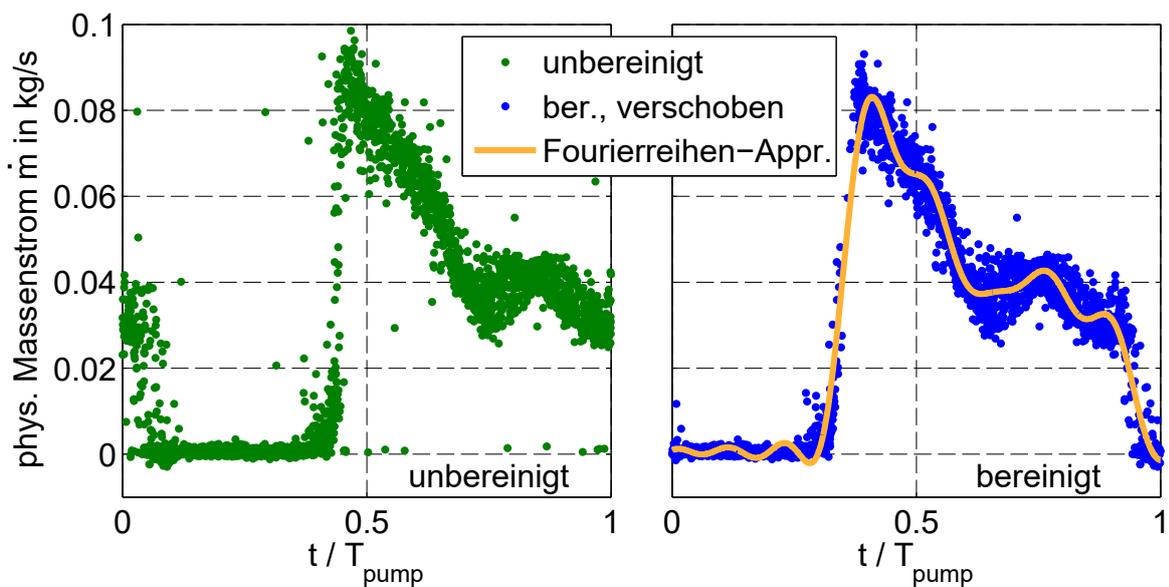


Abbildung 5.16: Bereinigung der Stereo-PIV-Daten und Erstellung einer Fourierreihen-Approximation

Das Auftreten einer Ringströmung wird im Folgenden noch analysiert, in diesem Fall findet sich jedoch der eigentliche Grund für $\dot{m}_{m\text{PIV}} = 0$ in den Rohdaten selbst, den Fotos. Sie zeigen in diesem Teil des Pumpzyklus kein Seeding in der Strömung. Die flüssigen Partikel haben sich zuvor am Verdichterlaufrad, Gehäuse oder anderen Oberflächen aufgrund der hohen Strömungs- und Rotationsgeschwindigkeiten niedergeschlagen. Hierdurch ist der Luftstrom während der Rückströmung nicht mehr ausreichend mit Seeding durchsetzt. Erst bei einsetzendem positiven Massenstrom nimmt die Partikelanzahl des Seedings wieder zu.

Um den Niederschlag des Seedings zu vermeiden, wäre die Verwendung eines Feststoffs als Tracer denkbar. Dies würde jedoch mögliche Abrasionserscheinungen am Verdichterrad und zudem größeren technischen Aufwand nach sich ziehen. Darüber hinaus kann nicht sicher vorausgesagt werden, ob sich tatsächlich eine gleichmäßige Verteilung des Seedings bei Rückströmung einstellt. Es besteht weiterhin die Gefahr, dass die Tracer durch Kontakt mit aus dem Verdichter austretenden Öl nicht mehr in der Strömung auffindbar sind oder dass es zu ungleichmäßiger Partikelverteilung kommt.

In Abbildung 5.17 wird im oberen Teil ein beispielhafter Pumpzyklus mit Markierungen von Einzelaufnahmen gezeigt, deren Massenstromverteilung über dem Rohrquerschnitt an den jeweiligen Positionen im unteren Teil der Abbildung dargestellt ist. Um zwischen Bereichen positiver, negativer und ruhender Strömung differenzieren zu können, sind die Massenströme um den Wert 0 gesondert eingefärbt. So zeigt sich im Bild 1 über dem gesamten Querschnitt ein stehender Strömungszustand, bedingt durch das fehlende Seeding. Bei Bild 2 findet der Richtungswechsel in der Strömung statt. Die positive Strömung setzt in Zentrum des Querschnitts ein, während in den Randbereichen noch negative Ströme detektiert werden. In Bild 3 und 4 bildet sich anschließend die Strömung in positiver Richtung vollständig über den Rohrquerschnitt aus und erreicht in Bild 4 ihr Maximum. Über den Verlauf der Bilder 5, 6 und 7 nimmt der Massenstrom ab, die Strömung bleibt aber über den gesamten Querschnitt ausgebildet. Ab Bild 8 findet das Umschlagen der Strömung hin zu negativer Richtung statt. Diese Phase kennzeichnet sich durch gleichzeitiges Auftreten kleiner Bereiche stark positiver und negativer Massenströme innerhalb des Strömungsquerschnitts. Während im oberen Teil von Bild 8 sich eine Ringströmung partiell ausbildet, treten in Bild 9 auch im Zentrum des Rohrquerschnitts Bereiche stark negativen Massenstroms auf.

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass sich die Messmethode Stereo-PIV mit Phasenmittelung nicht eignet, um das Verdichterpumpen vollständig zu analysieren, da die für das Strömungsphänomen charakteristische Rückströmphase in diesem Setting nicht erfassbar ist. Theoretisch ließe sich nur der Teil des Pumpzyklus, in dem eine positive Strömungsrichtung vorherrscht, den Daten des bidirektionalen Venturirohrs gegenüberstellen, worauf hier jedoch verzichtet wird.

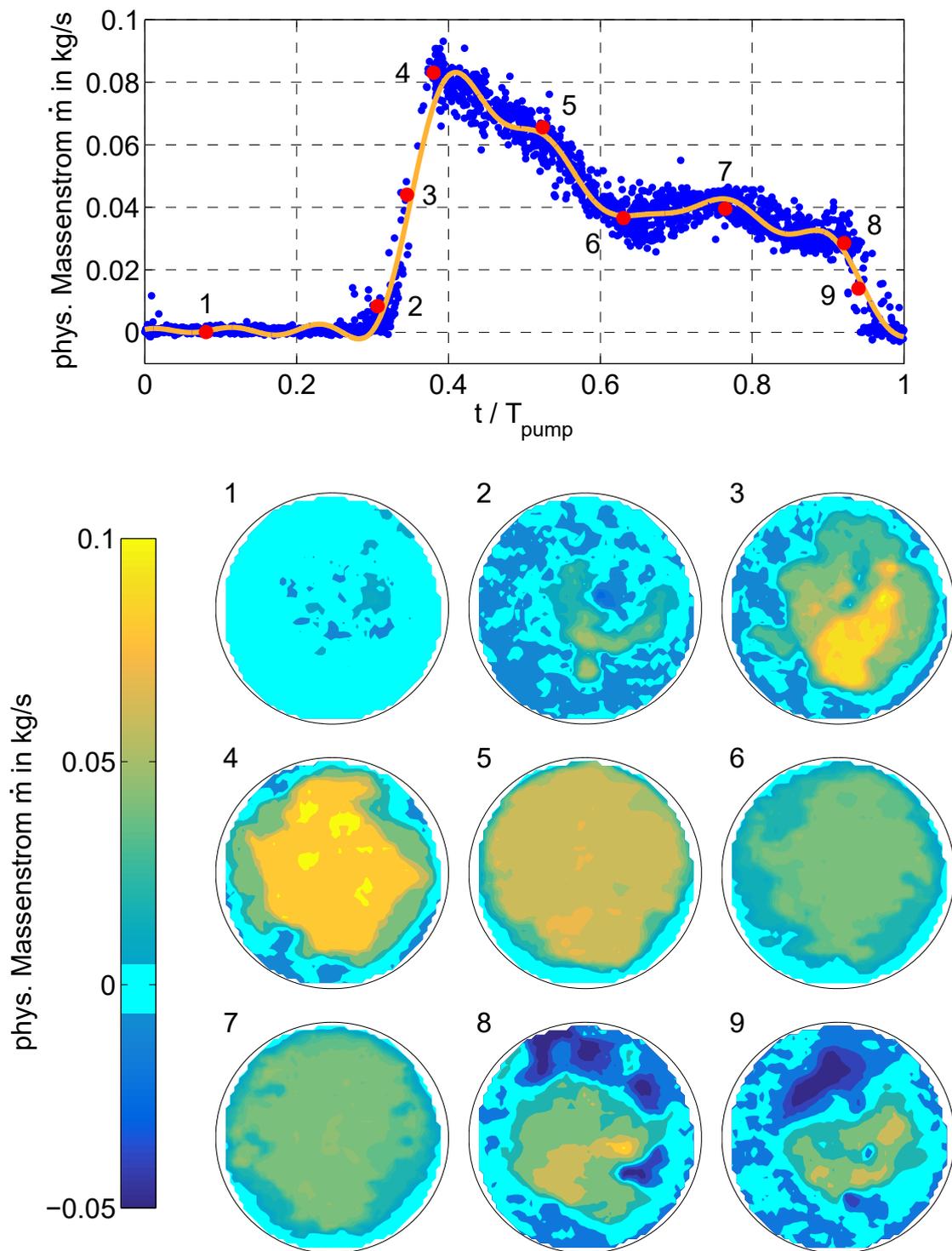


Abbildung 5.17: Beispielhafter Pumpzyklus mit Strömungsbildern (Stereo-PIV) an ausgewählten Stellen des Zyklus

5.5 Analyse der Pumpzyklen bei kontinuierlicher Luftabnahme

Zur Beurteilung der Pumpcharakteristik werden zum einen Pumpfrequenzen, zum anderen gemittelte Pumporbits herangezogen und die Unterschiede zwischen großem und kleinem V2-Volumen vergleichend gegenübergestellt. Die Betrachtungen finden anhand der Messungen *V2G DMG* und *V2K DMG* statt, bei denen das bidirektionale Venturirohr eingesetzt ist.

Die gemessenen Pumpfrequenzen sind in Tabelle 5.2 für verschiedene korrigierte Verdichterdrehzahlen aufgeführt. Jeder Wert der Tabelle stellt einen Mittelwert über eine Anzahl von $N_{PZ} \geq 17$ Pumpzyklen dar. Die Pumpfrequenz f_P beträgt im Mittel 5,1 Hz bei großem und 18,9 Hz bei kleinem V2-Volumen. Darüber hinaus lässt sich in beiden Messreihen eine Abnahme der Pumpfrequenz mit steigender Verdichterdrehzahl feststellen. Der zyklische Vorgang verlangsamt sich, da sich aufgrund des höheren Druckverhältnisses im V2-Volumen die eingespeicherte Luftmasse vergrößert. Gleiche Tendenzen wurden auch bei [26, 69] beobachtet, vgl. auch Abschnitt 2.2.1.

Tabelle 5.2: Pumpfrequenzen f_P bei großem sowie kleinem V2-Volumen und kontinuierlicher Luftabnahme in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl

Drehzahl in min^{-1}	89.000	117.000	140.000	160.000	177.000	195.000	208.000
<i>V2G DMG</i>	5,7	5,2	5,0	5,1	5,1	4,9	4,6
<i>V2K DMG</i>	20,7	19,9	19,4	19,1	18,9	18,0	16,5

alle Frequenzen in Hz

Die mittels des bidirektionalen Venturirohrs aufgenommenen und nach Abschnitt 5.4.1 bestimmten Pumpzyklen werden für das große und kleine V2-Volumen analysiert. Exemplarisch für die jeweilige Messreihe ist je ein gemittelter Pumpzyklus bei gleicher korrigierter Verdichterdrehzahl $n_0 = 160.000 \text{ min}^{-1}$ in Abbildung 5.18 dargestellt.

Bei großem V2-Volumen werden größere Amplituden im Massenstrom erreicht. Im Gegensatz zu den Messungen mit kleinem V2-Volumen kann sich der Massenstrom bei den weitaus geringeren Pumpfrequenzen und den somit länger andauernden Vorgängen stärker ausbilden. Bei positiver Strömungsrichtung schneidet der Pumporbit die entsprechende stationär vermessene Linie konstanter Verdichterdrehzahl. Das maximale Totaldruckverhältnis, das sich bei der Stationärmessung ergeben hat, wird jedoch während des Verdichterpumpens nicht erreicht. Die hohen Streuungen des Massenstroms zwischen den einzelnen Zyklen unmittelbar nach dem Umschlagen zu negativer Strömungsrichtung resultiert in einem abfallenden Druckverhältnis. Bei großem V2-Volumen fällt das Totaldruckverhältnis nach Erreichen des maximalen negativen Massenstroms in einer näherungsweise parabelförmig nachgezeichneten Kurve zur Ordinate hin ab.

Darüber hinaus zeigen sich bei großem V2-Volumen Einschwingvorgänge im Totaldruckverhältnis. Sie treten kurz nach dem jeweiligen Vorzeichenwechsel des Massenstroms in der zeitlich

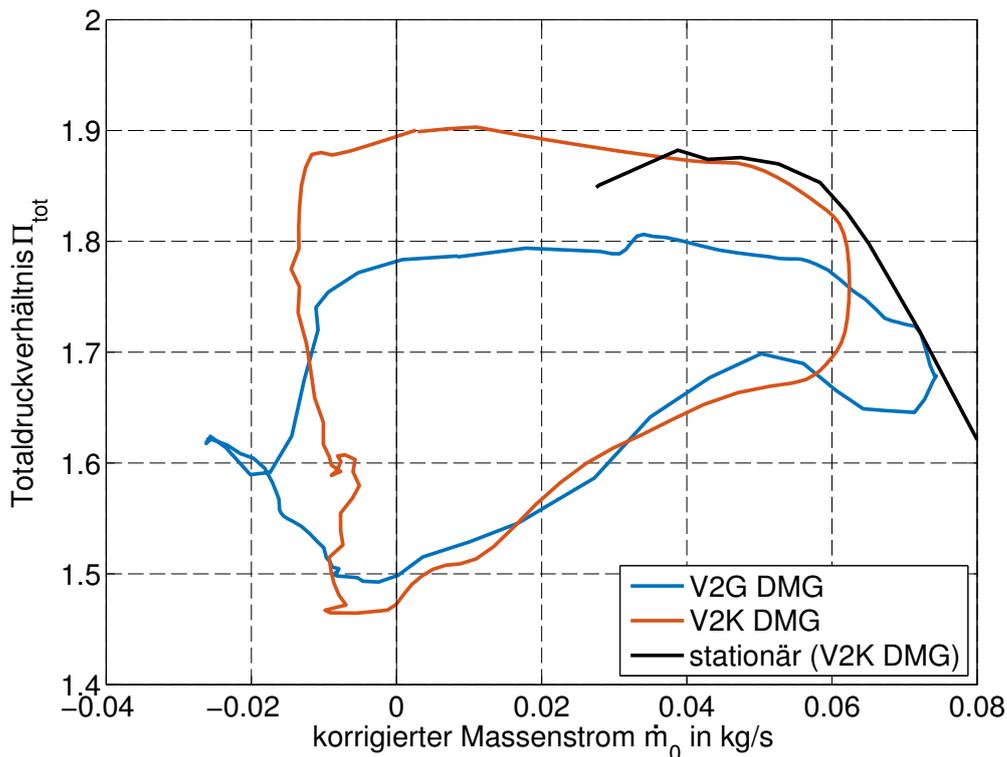


Abbildung 5.18: Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 160.000 \text{ min}^{-1}$, großes und kleines V2-Volumen

kurzen Phase des positiven bzw. negativen Massenstromaufbaus vor Erreichen der Maximalwerte auf. So kommt es im Totaldruckverhältnis nach dem Wechsel von negativer zu positiver Strömungsrichtung zu einem Überschwingen, beim Wechsel in die negative Richtung zu einem Unterschwingen.

Bei kleinem V2-Volumen werden höhere Druckamplituden registriert. Diese resultieren aus den geringeren Dämpfungseigenschaften eines kleineren Volumens und dem stoßartigen Befüllen bei höheren Pumpfrequenzen. Gleiche Trends haben sich z. B. auch bei KALAC [46] und ROHNE [69] gezeigt. Im Gegensatz zum großen V2-Volumen berührt der Pumporbit bei positiver Strömungsrichtung die stationär gemessenen Werte nicht am Maximalwert des Massenstroms, sondern in der Phase, in der diese bereits abnehmen. Der Pumporbit folgt jedoch dem Verlauf der stationär vermessenen Drehzahllinie bis zum Punkt des maximalen Druckverhältnisses. Die großen Streuungen im negativen Massenstrombereich, die sich in den ungemittelten, transienten Werten gezeigt haben, führen zu einem verhältnismäßig linearen Abfall des Totaldruckverhältnisses. Eine parabelförmige Entleerungskurve wie bei großem V2-Volumen kann nicht festgestellt werden. Auch die Einschwingphänomene, die bei großem V2-Volumen beobachtet wurden, treten bei kleinem V2-Volumen nicht auf.

Gemittelte Pumpzyklen für sämtliche untersuchte Verdichterdrehzahlen sind in Abbildung 5.19 für das große und in Abbildung 5.20 für das kleine V2-Volumen dargestellt. Die verschiedenen Pumporbits gleichen Versuchsaufbaus sind von der Form einander ähnlich und entsprechen im Allgemeinen den zu Abbildung 5.18 beschriebenen Eigenschaften.

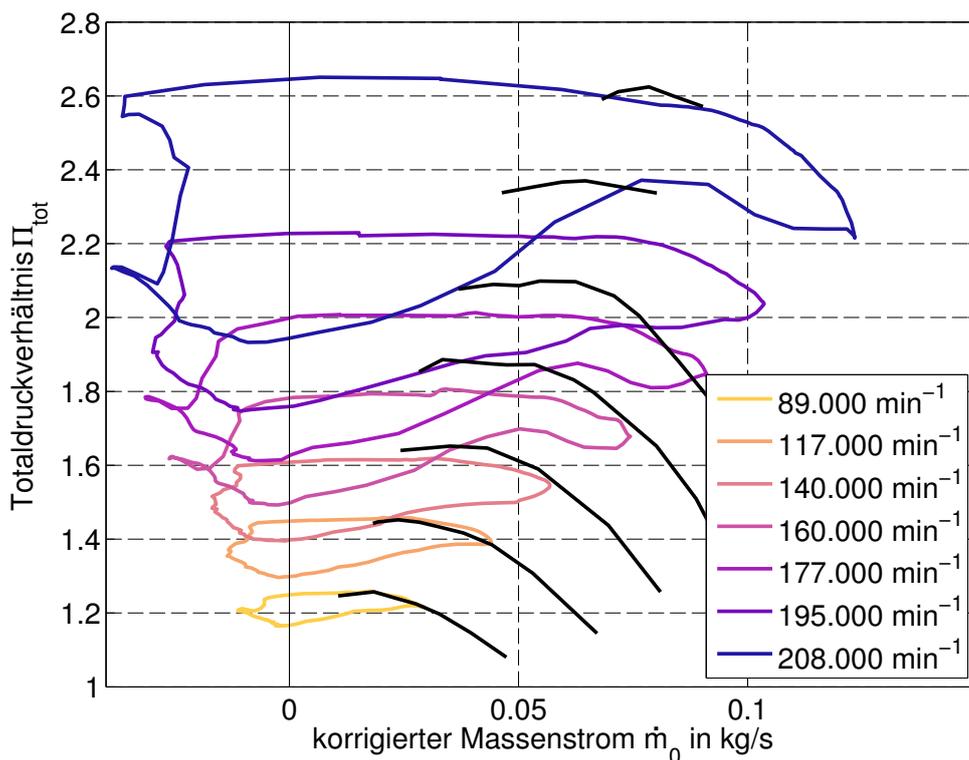


Abbildung 5.19: Gemittelte Pumpzyklen bei variierter Verdichterdrehzahl, großes V2-Volumen

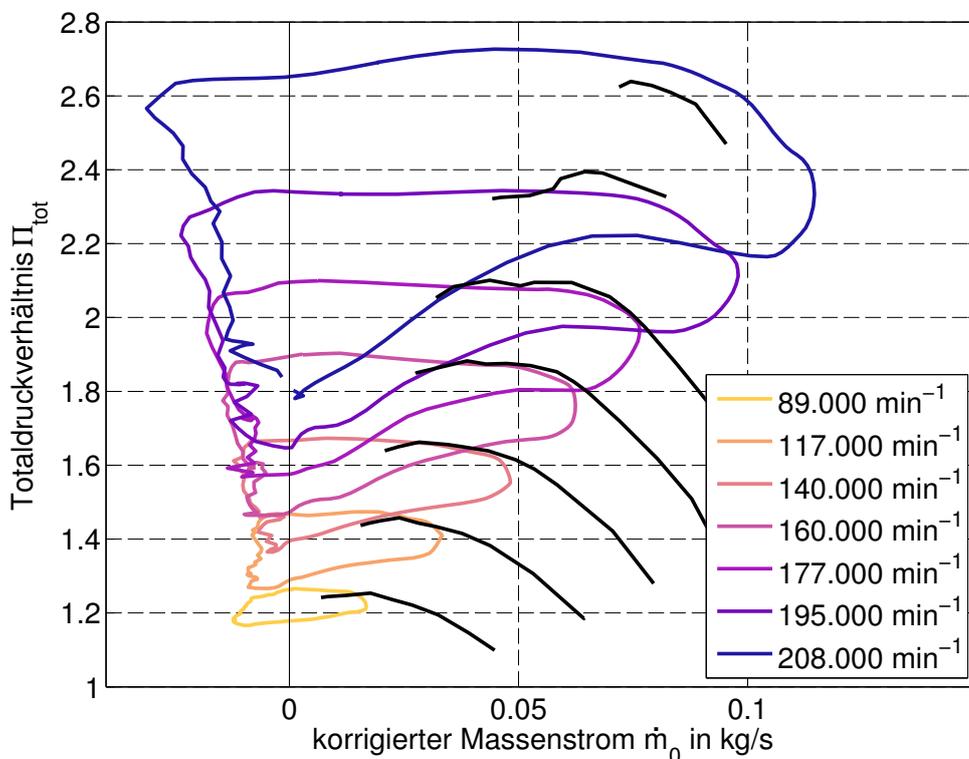


Abbildung 5.20: Gemittelte Pumpzyklen bei variierter Verdichterdrehzahl, kleines V2-Volumen

Bei geringen Verdichterdrehzahlen zeigt sich in beiden Fällen eine stärkere Verrundung der Orbits. Für das große V2-Volumen, Abbildung 5.19, sind hierdurch die Über- bzw. Unterschwinger bei kleinen Drehzahlen nicht ausgeprägt. Weitere Abweichungen sind bei den Orbits der beiden höchsten Drehzahlen (großes V2-Volumen) sichtbar, wo sich zu Beginn der Rückströmung kurzzeitig sehr große Massenströme einstellen.

Die Distanz der Pumporbits zu den stationär aufgenommenen Kennfeldlinien variiert ebenfalls. Während im unteren Drehzahlbereich mit beiden Volumenkonfigurationen bei positiver Strömungsrichtung der Massenstromabbau nah entlang der Drehzahllinien erfolgt, liegen die Druckverhältnisse bei großem V2-Volumen prinzipiell niedriger, wie auch aus Abbildung 5.18 hervorgeht. Bei kleinem V2-Volumen in Abbildung 5.20 stellen sich bei hohen Drehzahlen auch teilweise größere Druckverhältnisse oberhalb der Kennfeldlinie ein. Insbesondere bei großem V2-Volumen wurde eine erhöhte Varianz bezüglich der Kennliniennähe ermittelt. Dies ist auf die während des Verdichterpumpens schwankende Drehzahl und deren eingeschränkte Regelung im instabilen Betriebsbereich zurückzuführen.

6 Rotating Stall und weitere rotierende Druckphänomene

Die Erforschung von Rotating Stall beschränkt sich im Wesentlichen auf Axial- und große Radialverdichter. Eine hinreichende Datenbasis zu kleineren Radialmaschinen liegt nicht vor, zu denen auch Verdichter gezählt werden können, die für die Abgasturboaufladung von PKW verwendet werden. Bei der Beschreibung von Verdichterstabilitäten fällt der Begriff des Rotating Stall jedoch häufig auch bei diesen Maschinen und gilt dort ebenfalls als ein mögliches, dem Verdichterpumpen vorausgehendes Phänomen.

Die folgenden Analysen befassen sich mit dem Auftreten von Rotating Stall als ein um die Verdichterachse rotierendes Phänomen.

6.1 Analyse des Rotating Stall

Als Datenbasis der Untersuchungen wurden bei den Messkampagnen mit Druckmessgehäuse *V2G DMG* und *V2K DMG* zeitlich hoch aufgelöste Drucksignale im Schaufelkanal und an drei Umfangspositionen im Diffusor aufgenommen. Hier stehen einerseits Messungen an stationären Betriebspunkten, andererseits vom Einfahren des Verdichters aus dem stabilen in den instabilen Betrieb inklusive solche des Verdichterpumpens zur Verfügung. Um die Stallerscheinung im Kennfeld genauer zu lokalisieren und sie als Vorläufer des Verdichterpumpens zu detektieren, werden zunächst die Daten herangezogen, die den transienten Vorgang der Pumpeinleitung vollständig zeigen.

Es ist zu erwarten, dass Rotating Stall durch eine dominante Amplitude im Frequenzspektrum in Erscheinung tritt, vgl. [12]. Bezogen auf ein nicht drehendes Absolutsystem dreht sich die Stallzelle mit einer Geschwindigkeit von 10...40% der Verdichterdrehzahl n in gleiche Richtung wie der Rotor [6]. Bei mehrzelligem Stall mit N_R Zellen würde die Frequenzanalyse eines Sensors eine dominante Amplitude beim N_R -fachen der Stallfrequenz f_R aufzeigen. Der untersuchte Frequenzbereich muss daher erweitert werden und beträgt mit der Drehfrequenz des Verdichterrades f_n somit

$$f_{R,min} \dots N_R \cdot f_{R,max} = 0,1 \cdot f_n \dots 0,4 \cdot N_R \cdot f_n$$

Es ist anzunehmen, dass aufgrund des verhältnismäßig kleinen Verdichterrades maximal zweizelliger Stall ($N_R = 2$) auftritt. Die Notwendigkeit einer Erweiterung des Untersuchungsbereichs

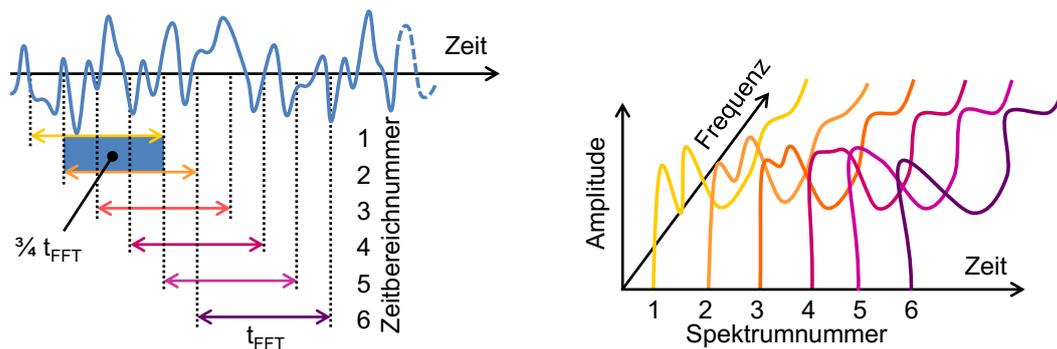


Abbildung 6.1: Schema der Erstellung eines Spektrogramms

für höhere N_R wurde dennoch geprüft. Es fanden sich jedoch keine Indizien für ein Auftreten des Stall mit einer noch größeren Zellenanzahl.

Bei einer klassischen Frequenzanalyse mittels Fast-Fourier-Transformation werden die Werte aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich überführt. Das Auftreten von Frequenzen kann innerhalb dieses untersuchten Zeitbereichs t_{FFT} zwar bedingt analysiert werden, eine zeitliche Veränderung des Spektrums innerhalb des Zeitbereichs ist jedoch nicht erkennbar. Ändert ein untersuchtes Phänomen mit großer Amplitude mehrfach die Frequenz, sind mehrere kleine Amplituden bei diesen Frequenzen im Spektrum sichtbar. Lange zeitliche Untersuchungsbereiche zur Erstellung eines einzelnen Spektrums, beispielsweise über den gesamten Vorgang vom Einfahren des Verdichters in den instabilen Betrieb, sind somit nicht zielführend. Der Moment des Auftretens von Rotating Stall und eine mögliche Entwicklung des Spektrums lassen sich auf diese Weise nicht bestimmen.

Aus diesem Grund werden Spektrogramme erstellt. Hier wird jeweils nur über einen kurzen Zeitabschnitt t_{FFT} des Signals ein Spektrum berechnet. Das jeweilige Spektrum, in dem die Amplituden über der Frequenz dargestellt werden, wird im Anschluss entlang der Zeitachse aufgetragen, siehe Abbildung 6.1. Die kürzeren Zeitabschnitte führen jedoch zu einer geringeren Frequenzauflösung. Um dem entgegenzuwirken und trotzdem eine ausreichende zeitliche Auflösung in der Darstellung des Spektrogramms gewährleisten zu können, werden längere t_{FFT} gewählt und diese Zeitbereiche über $t = \frac{3}{4} t_{FFT}$ überlappend angeordnet.

Bei sämtlichen Einfahrvorgängen vom stabilen Verdichterbetrieb ins Verdichterpumpen wurden die Druckwerte der Sensoren im Schaufelkanal und im Diffusor ausgewertet und Spektrogramme erstellt. Durch diese Darstellung können die Phasen vom Einsetzen und Durchlaufen des Rotating Stall bis zum Verdichterpumpen sichtbar gemacht werden.

Beispielhaft ist die Einleitung des Verdichterpumpens durch ein Spektrogramm aus der Messreihe V2G DMG bei einer korrigierten Drehzahl von $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$ in Abbildung 6.2 dargestellt. Es handelt sich um einen Sensor im Schaufelkanal, der sowohl von Splitter- als auch Mainblades überstrichen wird. Deutlich sichtbar ist das Einsetzen des Verdichterpumpens bei $t = 7,7 \text{ s}$. Der für das Rotating Stall zu untersuchende Frequenzbereich ist auf der Ordinate markiert. Für einzellig erwarteten Stall liege die Grenzen bei $f_{R,min} = 233 \text{ Hz}$ und $f_{R,max} = 933 \text{ Hz}$. Für den Fall, dass zweizelliger Stall auftritt, wurde der Untersuchungsbereich auf $2 \cdot f_{R,max} = 1867 \text{ Hz}$ erweitert.

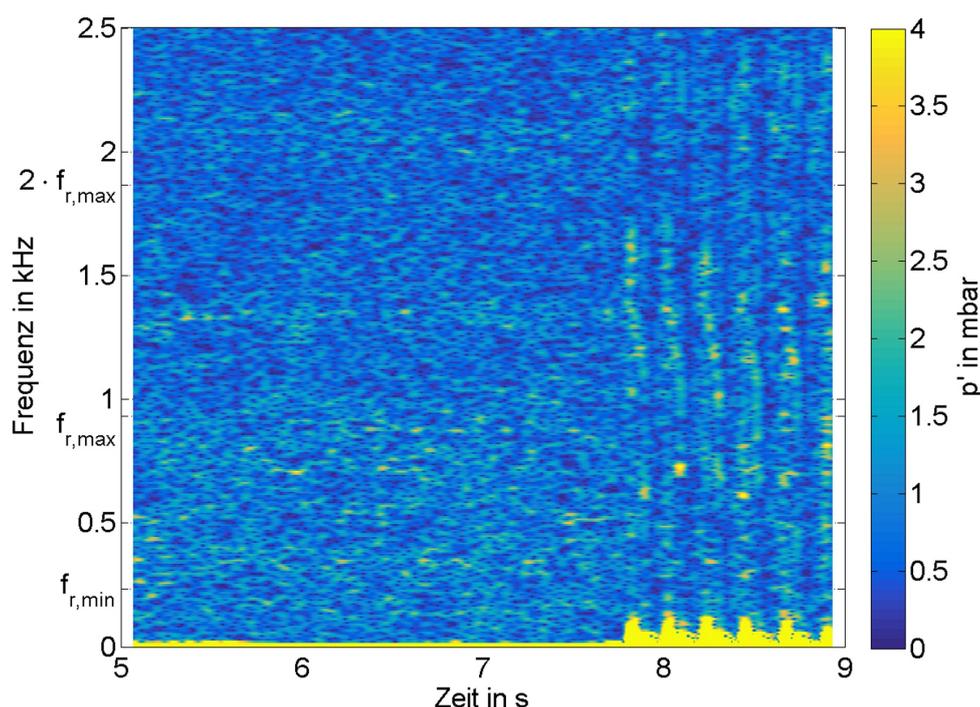


Abbildung 6.2: Spektrogramm, Drucksensor im Schaufelkanal, $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$

Entgegen den Erwartungen zeigen sich keine dominanten Frequenzen. Vereinzelt treten vor Einsetzen des Verdichterpumpens einige Peaks im untersuchten Frequenzbereich auf. Diese halten sich jedoch nur über wenige Sekundenbruchteile und liegen nicht auf einer einheitlichen Frequenz. Möglicherweise tritt das Rotating Stall nur für einige Rotorumdrehungen in Erscheinung. Eine über einen längeren Zeitbereich auftretende dominante, konstante Frequenz und somit eines der Hauptmerkmale für Rotating Stall kann jedoch nicht festgestellt werden. Dies gilt ebenfalls für sämtliche anderen Sensoren, untersuchte Drehzahlen sowie Messreihen. Im Übergang zum Verdichterpumpen ist das Rotating Stall bei diesem Abgasturbolader somit nicht feststellbar.

Wie bei EMMONS et al. [16] gezeigt, werden im stabilen Kennfeldbereich des Verdichters bei hohen Drehzahlen instabile Phänomene beobachtet, u. a. "Mild Surge". Hierbei kommt es jedoch nicht zum vollständigen Strömungseinbruch und zum eigentlichen Verdichterpumpen. Häufig, insbesondere im mittelhohen Drehzahlbereich, nehmen diese Strömungsinstabilitäten zur Pumpgrenze hin wieder ab. Um zu prüfen, ob es sich beim Rotating Stall möglicherweise ähnlich verhält, dieses also nicht im Übergang zum Verdichterpumpen, sondern zuvor auftritt, wurden Untersuchungen an stationären Betriebspunkten entlang einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl durchgeführt. An diesen Punkten wurden Frequenzspektren mittels einer Fast-Fourier-Transformation berechnet und analysiert.

Der Bereich $f_{R,min} \dots N_R \cdot f_{R,max}$ überschneidet sich mit dem Frequenzbereich, in dem grundsätzlich auch bei Untersuchungen der Rotordynamik eines Abgasturboladers relevante Amplituden verzeichnet werden. Wie bei BIET [7] beschrieben, treten bei hydrodynamisch gleitgelagerten Abgasturboladern unterhalb der Drehfrequenz dominant sog. *Oil-Whirl* und *Oil-Whip* in Erscheinung. Hierbei führt der Mittelpunkt der Abgasturboladerwelle innerhalb des Lagers eine

Rotation aus. Bei den hier untersuchten Verdichterdrehzahlen ist die dadurch verursachte Frequenz Oil-Whip zuzuschreiben. Es liegt ab dem mittleren Drehzahlbereich drehzahlunabhängig auf einem näherungsweise konstanten Frequenzniveau in der Nähe der Rotoreigenfrequenz [7]. Diese Frequenzen lassen sich in den Spektren von Beschleunigungssensoren identifizieren.

Um sicherzustellen, dass es sich bei den hier untersuchten Frequenzen um ein Strömungsphänomen handelt und diese nicht auf Anregungen aus der Mechanik zurückzuführen sind, wurde bei der Messreihe *V2G Beschl* zusätzlich ein Beschleunigungssensor installiert. In Abbildung 6.3 ist die Entwicklung der Spektren über eine Linie konstanter korrigierter Verdichterdrehzahl von $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Der Untersuchungsbereich beträgt $f_{R,min} \dots 2 \cdot f_{R,max} = 233 \text{ Hz} \dots 1867 \text{ Hz}$. Die Betriebspunkte sind im oben rechts befindlichen Ausschnitt des Verdichterkennfeldes markiert, wobei die einzelnen Spektren mit abnehmendem Massenstrom angeordnet sind. Die Daten des Drucksensors im Diffusor sind in blau dargestellt, die des Beschleunigungssensors in rot. Die maximale Amplitude innerhalb des Untersuchungsbereichs ist zudem auf der Abszisse mit einer zusätzlichen Markierung kenntlich gemacht. Die Drehfrequenz des Rotors $f_n = 2333 \text{ Hz}$ ist mit einer schwarzen Markierung versehen.

Die Spektren des Drucksensors weisen bei den Betriebspunkten 1 und 2 bei 1600 Hz bzw. 1400 Hz eine sehr hohe Amplitude auf. Diese Betriebspunkte sind fern vom Wirkungsgradmaximum der Drehzahllinie, welches ungefähr in deren Mitte liegt. Diese Frequenzen sind vermutlich auf eine nicht optimale Anströmung der Verdichterschaukeln zurückzuführen. Ein Auftreten von Rotating Stall kann in diesem Kennfeldbereich großer Massenströme jedoch nicht erwartet werden. Die Frequenzen werden offenbar nicht durch mechanische Schwingungen angeregt. Zwar zeigen bei genauer Betrachtung auch die Werte des Beschleunigungssensors bei Betriebspunkt 1 eine geringe Amplitude bei gleicher Frequenz, es ist jedoch wahrscheinlich, dass diese selbst durch die hohe Druckamplitude hervorgerufen werden. Eine Übertragung der Schwingungszustände auf die Druckwerte findet weder bei der ausschließlich in den Daten des Beschleunigungssensors sichtbaren Drehfrequenz des Rotors noch bei dem auf der Abszisse gekennzeichneten Maximum statt, das bei rund 900 Hz liegt. Letzteres ist, wie oben erläutert, auf das Oil-Whip im Lager der Abgasturboladerwelle zurückzuführen. Die Frequenz dieses Maximums ändert sich über die Betriebspunkte 1 bis 5 nicht.

Bei den Drücken verschiebt sich die gekennzeichnete Frequenz der maximalen Amplitude mit sinkendem Massenstrom kontinuierlich zu geringeren Werten hin. Bei Betriebspunkt 3 stimmt sie ungefähr mit dem Wert des Oil-Whip überein. Während die Amplitude vom Betriebspunkt 1 zu 3 bzw. zur Kennfeldmitte hin stets zunimmt, fällt sie bei noch weiterer Reduzierung des Massenstroms an den Betriebspunkten 4 und 5 wieder stark ab und erreicht Werte unterhalb denen des Betriebspunkts 1. Obwohl die Kriterien bei Betriebspunkt 4 und 5 einer dominanten Frequenz in der Nähe der Pumpgrenze im untersuchten Frequenzbereich erfüllt sind, kann es aufgrund der Abnahme der Amplitude und des Auftretens des Phänomens in Kennfeldmitte ausgeschlossen werden, dass es sich um Rotating Stall handelt. Gleiche Beobachtungen lassen sich bei weiteren, auch höheren Drehzahlen feststellen.

Rotating Stall konnte somit an diesem Radialverdichter nicht nachgewiesen werden, weder während des Übergangs zum Verdichterpumpen noch an stationären Betriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze. Wie erwähnt beschränken sich die in der Literatur zu findenden Forschungen hauptsächlich auf Axialmaschinen und große Radialmaschinen, vgl. Abschnitt 2.2.2. Dort bilden sich Stallzellen aus, die kontinuierlich über einen Zeitraum um die Verdichterachse rotieren

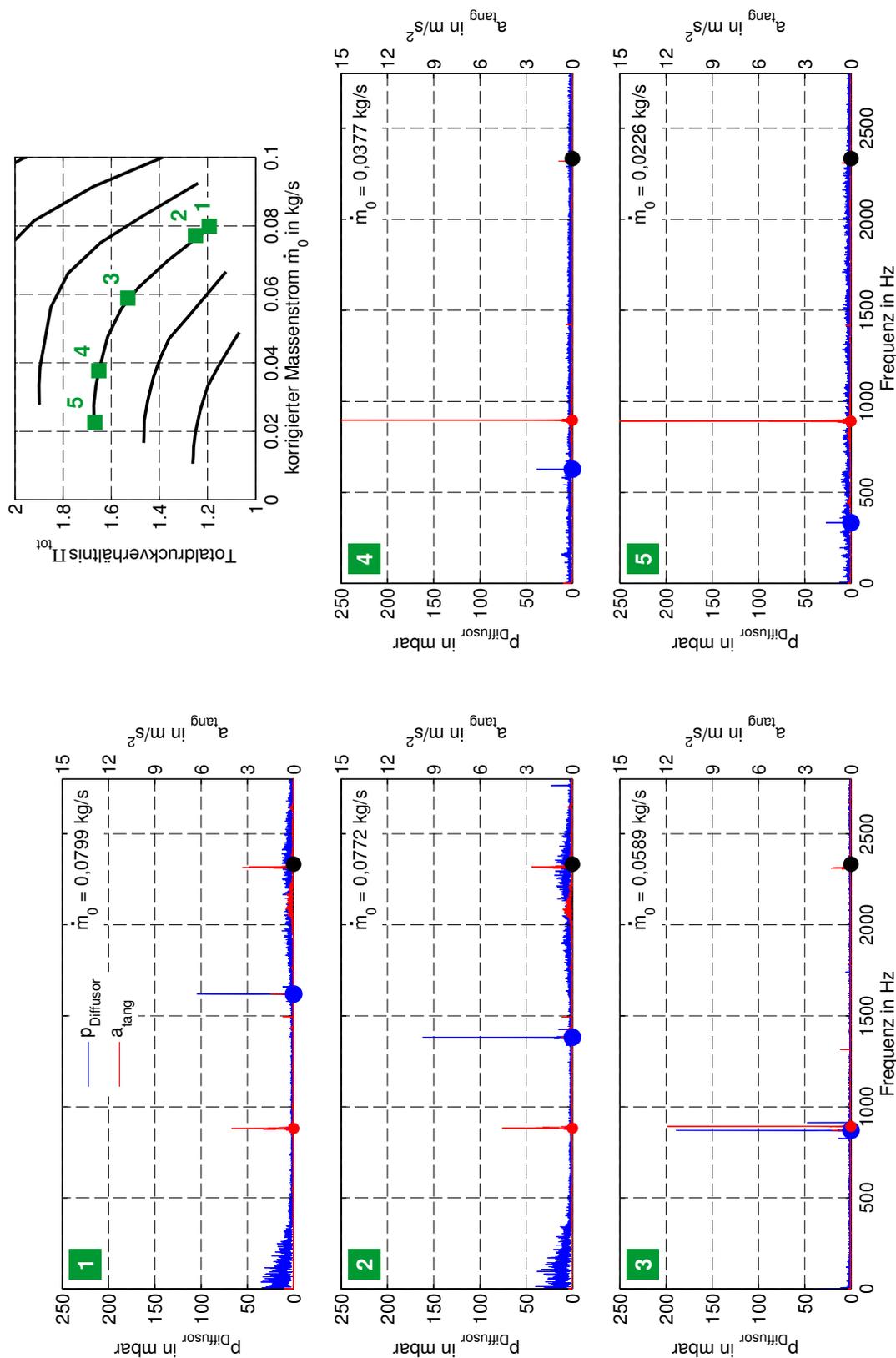


Abbildung 6.3: Frequenzspektren von Druck- und Beschleunigungswerten über der Kennfeldlinie bei $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$, V2G Beschl.; Frequenz bei maximaler Amplitude (○ blau/rot); f_n (●)

ohne zusammenzufallen. Bei BIANCHINI et al. [6], der seine Auswertung auf der Annahme einer konstanten, starren, symmetrischen Stallstruktur durchführt, ist diese Kontinuität bereits in Frage gestellt.

Abschließend lässt sich keine definitive Aussage treffen, weshalb in dieser Arbeit Rotating Stall nicht nachweisbar ist. Als mögliche Ursachen gelten

- die vergleichsweise sehr geringe Baugröße des Verdichters im Verhältnis zu den Versuchsträgern aus der Literatur.
- ein besseres Anliegen der Strömung. Die gefräste und daher fertigungsbedingt Rillen aufweisende Oberfläche des Verdichterrades kann einen stabilisierenden Effekt innerhalb des Schaufelkanals hervorrufen und einem Strömungsabriss somit entgegenwirken.
- eine nur sehr kurzzeitig auftretende oder asymmetrische Stallerscheinung, die in der zeitlichen Auflösung der Spektrogramme nicht sichtbar ist.

6.2 Rotierende Druckschwankungen in Kennfeldmitte

Im vorangegangenen Abschnitt ist bei der Analyse der Frequenzspektren über dem Verlauf einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl ein Amplitudenmaximum in den Druckschwankungen im mittleren Kennfeldbereich festgestellt worden, siehe Abbildung 6.3. Auch bei Messungen anderer Drehzahlen zeigt sich diese Amplitude im Bereich größter Wirkungsgrade und somit nahe des Auslegungspunkts. Gerade dort sollte jedoch eine optimale Anströmung des Verdichterrades gewährleistet sein, sodass eine Fehlanströmung, die theoretisch eine solche Amplitude hervorrufen kann, hierzu im Widerspruch steht.

Um der Natur dieser Druckschwankung nachzugehen, soll geklärt werden, ob die Druckschwankung tatsächlich um die Verdichterachse rotiert. Hierzu wird ein Betriebspunkt, der unter Verwendung des Druckmessgehäuses aufgezeichnet wurde (Messreihe V2G DMG), in der Kennfeldmitte analysiert ($n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0,0590 \text{ kg/s}$). Dieser Punkt zeichnet sich dadurch aus, dass an allen verwendeten Drucksensoren eine dominante Frequenz von $f_R = 1004 \text{ Hz}$ registriert wurde.

Die Untersuchung wird anhand der drei Sensoren im Diffusor ausgeführt, die an unterschiedlichen Umfangspositionen angeordnet sind, vgl. Abbildung 4.2. Bei einem rotierenden Phänomen würde eine Druckschwankung nacheinander die einzelnen Drucksensoren passieren, müsste also mit entsprechendem zeitlichen Versatz in den Werten der einzelnen Sensoren auftreten. Kreuzkorrelationen der Sensorsignale im Vorfeld zeigten einen entsprechenden Phasenversatz, die Korrelationswerte wiesen jedoch relative kleine Werte auf, was von einer nur mäßig hohen Ähnlichkeit der einzelnen Signale zeugt.

Eine direkte Darstellung der Zeitsignale ist in Abbildung 6.4 gegeben. Die Druckwerte wurden mit einem digitalen Tiefpass bei einer Grenzfrequenz von 5,9 kHz ohne Phasenversatz gefiltert. Im Zentrum der Darstellung befinden sich die drei Sensoren auf den Umfangspositionen $-\theta_1 = 0^\circ$, $-\theta_2 = -90^\circ$ und $-\theta_3 = -170^\circ$. Von diesen ausgehend sind die jeweiligen Drucksignale in

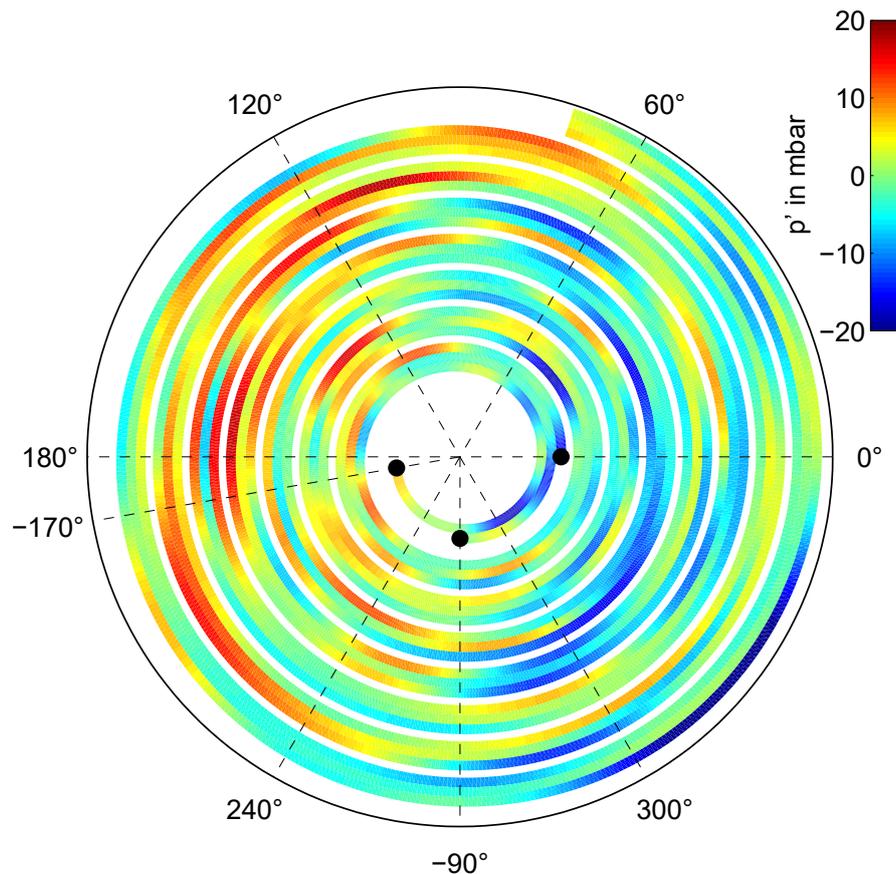


Abbildung 6.4: Schwankungsgrößen der Drucksignale gemessen an drei verschiedenen Umfangspositionen im Diffusor

Form von archimedischen Spiralen dargestellt, wobei sich mit zeitlichem Verlauf die Werte nach außen winden. Jede Windung hat unabhängig vom Radius eine konstante Anzahl von Werten N . Zur Untersuchung, ob sich die Druckschwankungen um die Verdichterachse drehen, wird N so gewählt, dass genau eine Periode der mit f_R auftretenden Schwankungen über den Umfang dargestellt ist. Die Werteanzahl N berechnet sich in Abhängigkeit von der Abtastrate f_a , der Stallfrequenz f_R und der Zellenanzahl N_R , wobei $N_R = 1$ gewählt wird.

$$N = \frac{f_a}{f_R \cdot N_R} \quad (6.1)$$

Bei den drei übereinander angeordneten Signalen zeigen sich keine direkten Übereinstimmungen. Druckmaxima und -minima treten vereinzelt gleichzeitig auf, oftmals aber auch mit positiven oder negativen Winkelversätzen. An vielen Stellen gibt es jedoch auch stark gegenläufige Trends. Ein kontinuierlich umlaufendes Phänomen, wie es beispielsweise bei klassischem Rotating Stall auftreten würde, wird hier folglich nicht beobachtet. Ein blockierter Schaufelkanal mit konstanter Umlaufgeschwindigkeit würde ein regelmäßigeres Bild hervorrufen.

Dennoch kann beobachtet werden, dass sich tendenziell auf einer Hälfte des Umfangs eher die

positiven Druckspitzen und auf der anderen die negativen befinden. Dies gilt für alle drei einzelnen Signale. Das Phänomen hat somit grundsätzlich eine um die Verdichterachse rotierende Natur, deren Ursache nicht abschließend geklärt wurde. Diese rotierende Druckschwankung tritt jedoch nicht gleichmäßig und kontinuierlich auf. Sie ist stets Zerfallsprozessen ausgesetzt, die schon innerhalb einer halben Periode wirken und die Ausprägung des Phänomens stören können.

7 Untersuchungen bei intermittierender Luftabnahme am Heißgasprüfstand

Die Verdichterkennfelder, aufgenommen am Heißgasprüfstand in Standardverfahren bei kontinuierlicher Luftabnahme, werden für das Matching des Abgasturboladers, die Simulation, die Applikation etc. herangezogen. Tatsächlich kann sich jedoch das Betriebsverhalten des Verdichters mit Kopplung an einem Verbrennungsmotor hiervon unterscheiden, sodass sich beispielsweise andere Betriebsgrenzen ergeben. Dies gilt insbesondere für die Pumpgrenze des Verdichters, die den Motorbetrieb bei hohen Lasten in dessen unterem Drehzahlbereich limitiert. Um den gesamten stabilen Betriebsbereich des Verdichters nutzen und "ausreizen" zu können, gleichzeitig aber stabilen Betrieb von Verdichter und damit auch Motor zu gewährleisten, ist der genaue Verlauf der Pumpgrenze im System mit Motor von großer Bedeutung.

Eine Bestimmung der Pumpgrenze direkt am Motor ist jedoch mit großem Aufwand verbunden, zudem muss sie individuell für jeden Motoraufbau aufgenommen und kann nicht standardisiert ermittelt werden. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel eine Möglichkeit aufgezeigt, am Heißgasprüfstand eine motorähnliche Umgebung auf der Verdichterseite des Abgasturboladers zu schaffen, um dort einen Motorbetrieb zu simulieren. Abgesehen von den geometrischen Einflüssen der Luftstrecke wird die intermittierende bzw. pulsierende Luftabnahme des Motors als wesentliches Element gewertet. Sie ergibt sich durch das Öffnen und Schließen der Einlassventile über einem Arbeitsspiel, sodass das Totaldruckverhältnis und der Verdichtermassenstrom Schwankungen ausgesetzt sind. Diese Zustände werden am Heißgasprüfstand mithilfe einer Pulsationseinheit erzeugt, die in Strömungsrichtung nach dem Verdichter angeordnet ist.

Im ersten Schritt konzentrieren sich die Untersuchungen auf die Unterschiede des Verdichterbetriebsverhaltens im Kennfeldbereich, der auch bei kontinuierlicher Luftabnahme ohne Pulsationseinheit aufgenommen wurde. Die Verschiebung der Pumpgrenze wird anschließend untersucht. Neben den stabil anfahrbaren Verdichterbetriebspunkten liegt der Fokus des letzten Abschnitts dieses Kapitels auf dem instabilen Verdichterbetrieb. Die Pumpcharakteristika zeigen sich hier in den Pumporbits, die für eine Variation an Verdichterdrehzahlen und Drehzahlen der Pulsationseinheit bzw. Ventulfrequenzen aufgenommen wurden.

7.1 Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau unterscheidet sich von den vorangegangenen Heißgasuntersuchungen nur im Verdichterluftpfad, der durch eine Pulsationseinheit ergänzt wurde. Sie ist auf der Druckseite des Verdichters hinter dem Messrohr angeordnet, wie in Abbildung 7.1 dargestellt. Die

Turbinenseite ist unverändert. Die Versuche wurden mit dem Standardgehäuse durchgeführt, Stereo-PIV kam nicht zum Einsatz.

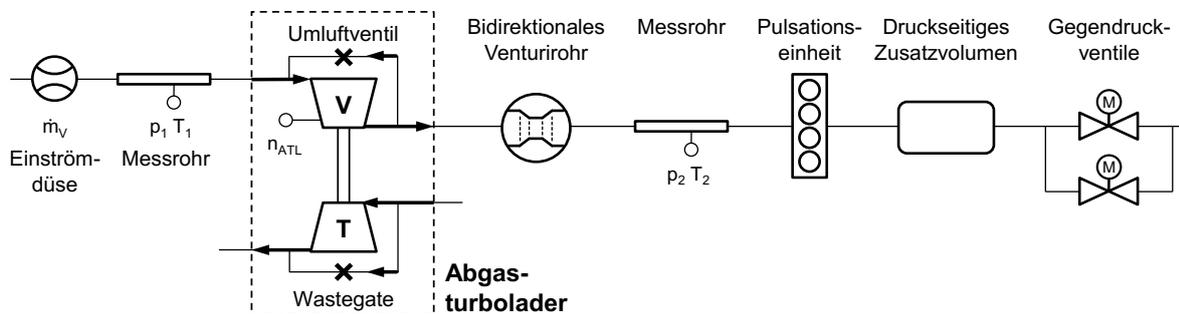


Abbildung 7.1: Schema des Heißgasprüfstands für die Versuche bei intermittierender Luftabnahme

Die Pulsationseinheit wird in Abbildung 7.2 gezeigt. Sie besteht aus dem Zylinderkopf eines Vierzylindermotors. Ein Elektromotor dreht die Nockenwelle, deren Drehzahl hierdurch variabel eingestellt werden kann. Die Nockenwelle steuert ausschließlich eine Ventilbank an. Konstruktionsbedingt werden anstelle der Einlassventile die Auslassventile betätigt und durchströmt. Die Einlassventile sind fest verschlossen. Unterhalb des Zylinderkopfs befindet sich ein Sammler, von dem aus die Luft über eine Verschlauchung zu den Gegendruckventilen geleitet wird. Das Volumen zwischen Verdichter und den Ventilen der Pulsationseinheit liegt bei 2,31, das sich daran anschließende Volumen beträgt 14,31.

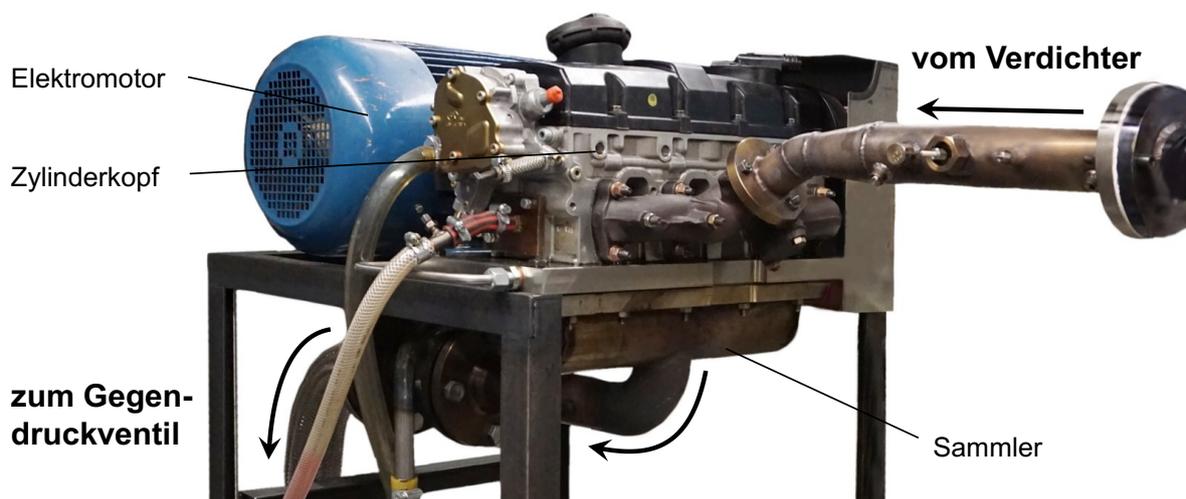


Abbildung 7.2: Pulsationseinheit im Versuchsaufbau

Der Phasenversatz der Ventile beträgt 90°NW , folglich kommt es zu vier Ventilöffnungen pro Nockenwellenumdrehung. Der untersuchte Abgasturbolader wird jedoch üblicherweise an Dreizylindermotoren eingesetzt, wobei die Ventile mit einem Phasenversatz von 120°NW betätigt werden. Grundsätzlich ist es möglich, an der Pulsationseinheit Strömungskanäle bzw. Ventile

zu verschließen. Ein einzelner verschlossener Kanal führt jedoch zu einer unregelmäßigen Phasenlage der Pulsfolgen, was für die Versuche nicht erwünscht ist. Das Verschließen zweier Strömungskanäle wurde innerhalb von Voruntersuchungen getestet, führt jedoch zu ungewöhnlich starken und somit unerwünschten Druckschwankungen, da es während einer Nockenwellenumdrehung zu relativ langen Zeiten vollständiger Ventilschließung kommt.

Aus diesen Gründen wurden die Versuche mit der Pulsationseinheit im Vierzylinderbetrieb durchgeführt. Die Frequenz, mit der das V2-Volumen durch die Pulsationseinheit geöffnet wird, wird hier als Ventildfrequenz f_V bezeichnet. Es handelt sich hierbei nicht um die Frequenz, mit der ein einzelnes Ventil geöffnet wird, sondern um die aus der Perspektive des Verdichters er-fahrene Öffnungsfrequenz der Gesamtheit aller Ventile. Die Ventildfrequenz wurde hierbei entsprechend der Öffnungsfrequenzen eines Dreizylindermotors eingestellt, wobei die äquivalente 3-Zylinder Kurbelwellen-/Motordrehzahl $n_{\text{mot,eq}}$ in min^{-1} , die Ventildfrequenz f_V in Hz und die Nockenwellendrehzahl der Pulsationseinheit $n_{\text{puls,NW}}$ in min^{-1} direkt ineinander umgerechnet werden können:

$$n_{\text{mot,eq}} = \frac{2}{3} \cdot 60 \frac{\text{s}}{\text{min}} \cdot f_V = 2 \cdot \frac{4}{3} \cdot n_{\text{puls,NW}} \quad (7.1)$$

In den Versuchen wurde ein äquivalenter Motordrehzahlbereich von $n_{\text{mot,eq}} = 1000 \dots 2500 \text{ min}^{-1}$ abgebildet. Insbesondere in diesem niedrigen Drehzahlbereich eines Verbrennungsmotors kann bei hohen Lasten die Pumpgrenze eine Limitierung des Motorbetriebs darstellen. Die eingestellten Ventildfrequenzen und die äquivalenten Motordrehzahlen sind in Tabelle 7.1 aufgeführt.

Tabelle 7.1: Untersuchte Ventildfrequenzen und äquivalente Motordrehzahlen eines Dreizylindermotors

Ventildfrequenz f_V in Hz	25	30	35	50	62,5
äquivalente Motordrehzahl $n_{\text{mot,eq}}$ in min^{-1}	1000	1200	1400	2000	2500

7.2 Stabiler Verdichterbetrieb und Lage der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Ventildfrequenz

Zunächst wird der Verdichterbetrieb im gesamten stabilen Betriebsbereich auf Änderungen untersucht. Es ist zu klären, ob der Druckaufbau entlang einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl beeinflusst wird vom laufenden Ventiltrieb bzw. von der Pulsationseinheit. Dies wurde bei [54] beobachtet, wo sich für niedrigere Verdichterdrehzahlen im Vergleich zur Referenz geringere Druckverhältnisse einstellen.

Als Referenz dient weiterhin das Verdichterkennfeld, aufgenommen mit Standardgehäuse und großem V2-Volumen *V2G St-G Ref*, vgl. Abschnitt 5.1. In Abbildung 7.3 sind deren Linien konstanter korrigierter Verdichterrehzahl n_0 in schwarz dargestellt. Zusätzlich sind in das Kennfeld zeitlich gemittelte Betriebspunkte bei intermittierender Luftabnahme eingetragen, die stabil angefahren werden konnten, aber aufgrund der Pulsationseinheit einen quasistationären Charakter haben. Unabhängig von der äquivalenten Motordrehzahl liegen diese zeitlich gemittelten Betriebspunkte auf den Linien konstanter Verdichterrehzahl der Referenzmessung. Im stabilen Betriebsbereich der Referenz haben hier die Schwankungen in Druck und Massenstrom, hervorgerufen durch den Ventiltrieb der Pulsationseinheit, somit keinen Einfluss auf das Ergebnis. Bei intermittierender Luftabnahme ergeben sich trotz des quasistationären Zustands keine Unterschiede im Druckaufbau entlang einer Drehzahllinie.

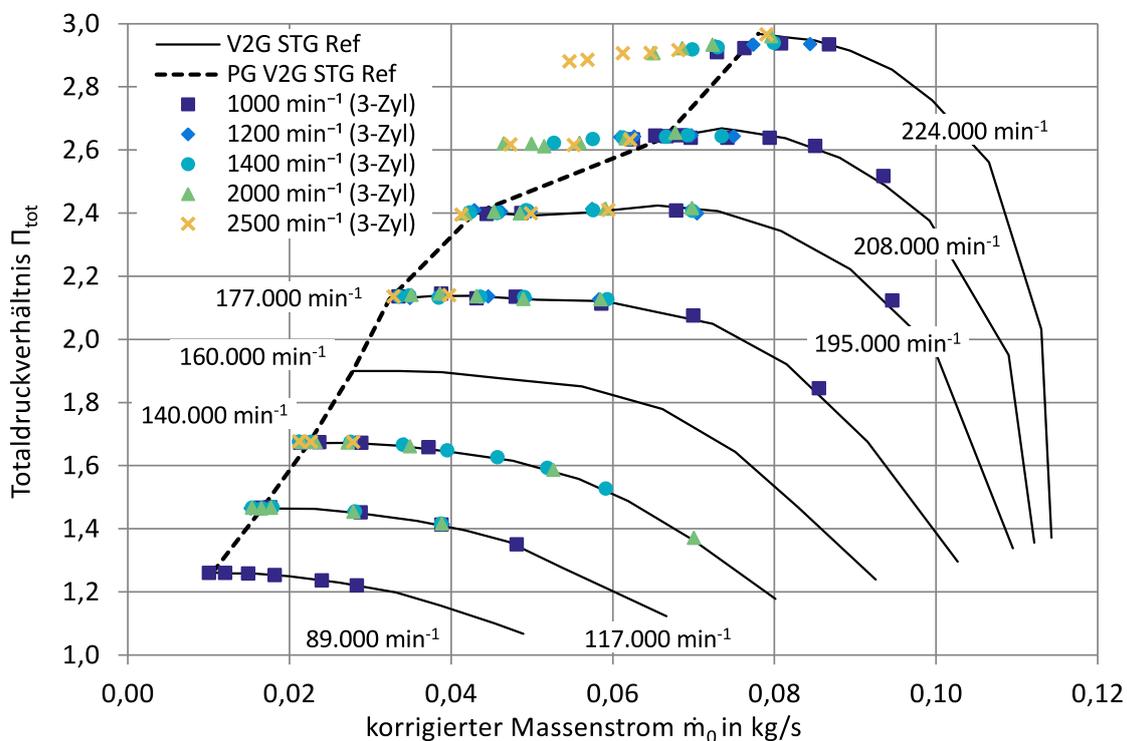


Abbildung 7.3: Stabile Kennfeldpunkte bei intermittierender Luftabnahme

Es zeigt sich jedoch, dass bei hohen korrigierten Verdichterdrehzahlen $n_0 \geq 195.000 \text{ min}^{-1}$ und geringen Massenströmen Betriebspunkte jenseits der Pumpgrenze der Referenzmessung stabil angefahren werden können. Dort bestätigt sich der kennfelderweiternde Effekt eines sich druckseitig im Luftpfad befindlichen Ventiltriebs, vgl. [24, 54]. Im unteren Kennfeldbereich bei $n_0 < 195.000 \text{ min}^{-1}$ ist keine merkliche Verschiebung der Pumpgrenze ersichtlich. Auch dort wird in einigen Quellen eine Verschiebung festgestellt. Sie fällt in Abhängigkeit von der Konfiguration mitunter geringer aus als bei hohen Verdichterdrehzahlen [24]. Dies kann jedoch auch auf eine andere Bauart der verwendeten Pulsationseinheit oder auf die Methode der Pumpdetektion bzw. die Definition der Pumpgrenze zurückzuführen sein.

Die Verschiebung der Pumpgrenze im Kennfeld ist detailliert in Abbildung 7.4 dargestellt und zeigt sich insbesondere bei hohen Verdichterdrehzahlen bzw. Druckverhältnissen. Es besteht

eine Abhängigkeit zur äquivalenten Motordrehzahl $n_{\text{mot,eq}}$ der Pulsationseinheit. Steigt diese, so sinkt der minimal förderbare Verdichtermassenstrom, die Pumpgrenze verschiebt sich nach links, wodurch sich der stabile Kennfeldbereich erweitert. Dies geschieht in dem Bereich, in dem die Pumpgrenze der Referenz eine Neigung nach rechts aufweist. Bei der größten untersuchten äquivalenten Motordrehzahl wird diese Neigung vollständig aufgehoben, sodass die Pumpgrenze nahezu linear verläuft. Stichproben bei noch höheren äquivalenten Motordrehzahlen (hier nicht dargestellt) haben gezeigt, dass sich die Pumpgrenze bei den hier untersuchten Verdichterdrehzahlen nicht weiter nach links verschieben lässt. Die Auswirkungen auf die Pumpgrenze bei noch höheren Verdichterdrehzahlen lassen sich aus diesen Ergebnissen jedoch nicht abschätzen. So ist es denkbar, dass die Neigung der Pumpgrenze des Referenzkennfeldes prinzipiell bestehen bleibt, sie sich also nicht aufhebt, sondern sich nur das Druckverhältnis bzw. die Verdichterdrehzahl vergrößert, bei der diese Neigung einsetzt.

Die relativen Änderungen der Pumpgrenze $\Delta \dot{m}_{\text{rel}}$ werden analog zur kontinuierlichen Luftabnahme nach Gleichung (5.1) anhand der Differenz der minimal förderbaren Massenströme einer Linie konstanter Verdichterdrehzahl bestimmt. Sie sind in Abbildung 7.5 in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl für die angefahrenen korrigierten Verdichterdrehzahlen aufgetragen. Die in der absoluten Darstellung aufgezeigte Erweiterung des stabilen Kennfeldbereichs beträgt bei beiden höchsten Verdichterdrehzahlen 28,6% und 29,9% ($n_{\text{mot,eq}} = 2500 \text{ min}^{-1}$) sowie 29,8% und 16,6% ($n_{\text{mot,eq}} = 2000 \text{ min}^{-1}$). Auch mit $n_{\text{mot,eq}} = 1400 \text{ min}^{-1}$ wird eine Verbesserung von über 20% bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ erreicht.

In der relativen Darstellung zeigen sich auch die Änderungen der Pumpgrenze bei niedrigen Verdichterdrehzahlen deutlicher. Auch hier wird der stabile Kennfeldbereich in den meisten Fällen vergrößert, insbesondere im unteren Drehzahlbereich des Verdichters. Dort stellen sich, im Gegensatz zu den hohen n_0 , unabhängig von der äquivalenten Motordrehzahl ähnliche $\Delta \dot{m}_{\text{rel}}$ ein. Lediglich bei $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$ kann eine Verschiebung der Pumpgrenze nach rechts für alle $n_{\text{mot,eq}}$ verzeichnet werden. Die Drehzahllinie der Referenzmessung weist bei dieser Drehzahl einen langen, waagerechten Verlauf auf, was ggf. eine größere Unsicherheit bei der Bestimmung der Pumpgrenze zur Folge gehabt haben kann. Bei der Drehzahl $n_0 = 195.000 \text{ min}^{-1}$ ergibt sich keine eindeutige Tendenz. Die Auswirkungen auf den stabilen Kennfeldbereich reichen von einer Verkleinerung bei der niedrigsten äquivalenten Motordrehzahl bis zu einer Vergrößerung, die mit steigender $n_{\text{mot,eq}}$ wächst.

Die mittels Pulsationseinheit auf das druckseitige System aufgeprägten Schwingungen erweitern somit für die meisten Verdichterdrehzahlen den stabilen Betriebsbereich der Strömungsmaschine. Diese Erweiterung steht im oberen Kennfeldbereich in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl $n_{\text{mot,eq}}$ bzw. der Ventulfrequenz f_V . Der Einfluss dieser jeweiligen Frequenz wird anhand einer der transient aufgenommenen Verdichterbetriebsgrößen, dem Totaldruckverhältnis, untersucht. Das Totaldruckverhältnis wurde an allen stabil anfahrbaren Kennfeldpunkten bei intermittierender Luftabnahme einer Frequenzanalyse unterzogen. Es zeigt sich, dass im Frequenzbereich bis 1000 Hz an sämtlichen Betriebspunkten die Ventulfrequenz dominant im Spektrum sichtbar ist. Die Amplitude bei dieser Frequenz ist in Abbildung 7.6 über dem Massenstrom aufgetragen. In jedem horizontalen Streifen der Abbildung lassen sich so entlang einer Drehzahllinie die Entwicklungen der Amplituden in Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl analysieren. Die vertikalen Markierungen auf den Abszissen kennzeichnen die jeweilige Pumpgrenze.

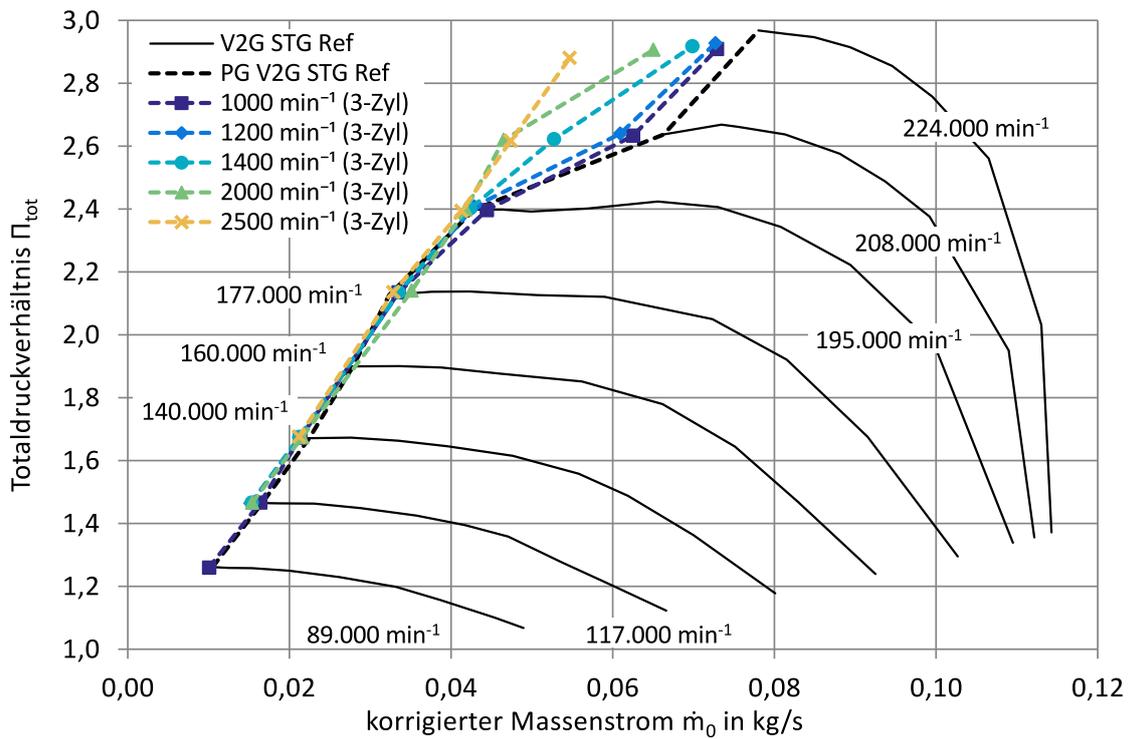


Abbildung 7.4: Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme

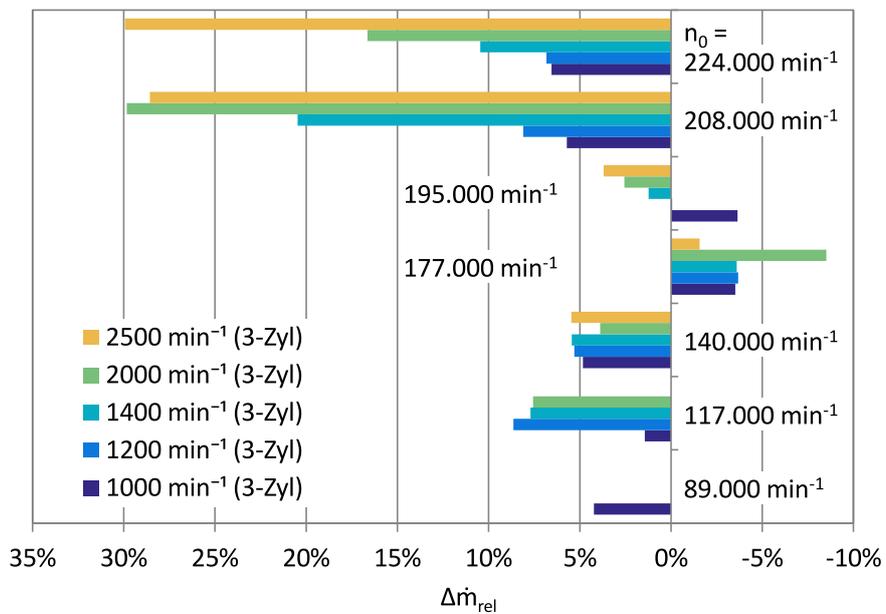


Abbildung 7.5: Relative Verschiebung der Pumpgrenze im Verdichterkennfeld bei intermittierender Luftabnahme

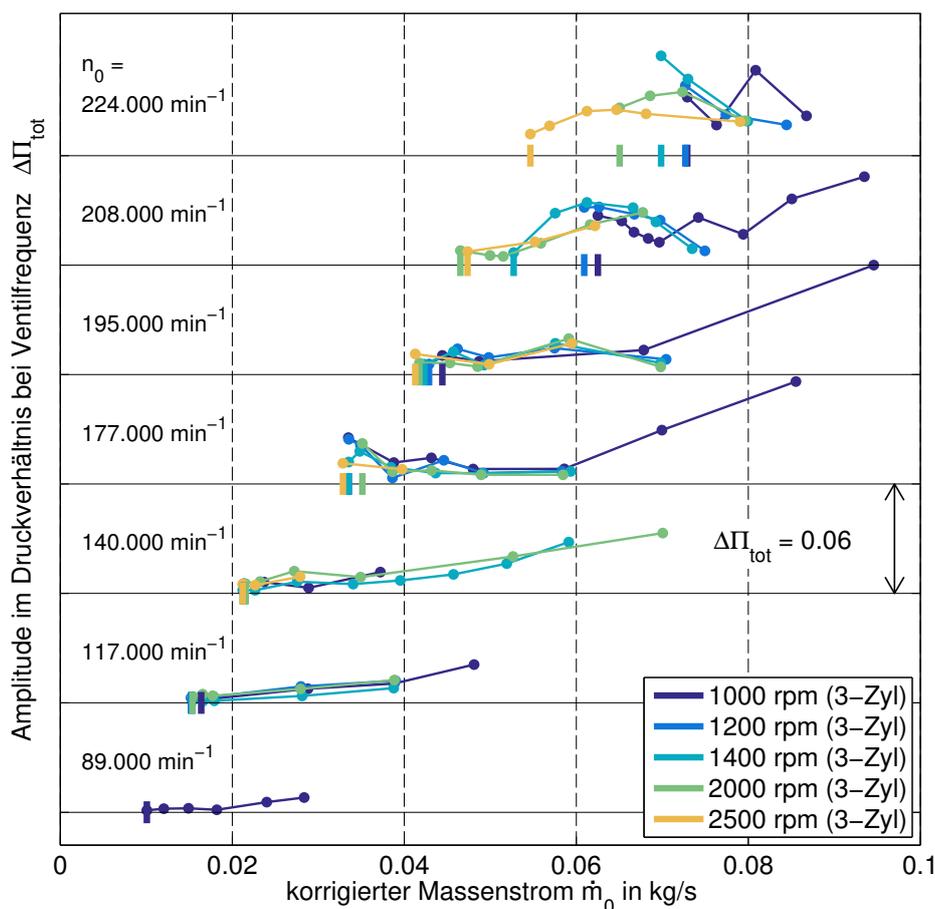


Abbildung 7.6: Amplituden bei Ventildrehzahl im Totaldruckverhältnis aufgestellt für einzelne korrigierte Verdichterdrehzahlen

Allgemein weisen Betriebspunkte mit hohen Massenströmen große Amplituden auf, die sich zu geringen Massenströmen hin verkleinern. Dieser Trend tritt für alle Ventildrehzahlen bzw. äquivalenten Motordrehzahlen bei Abgasturboladerdrehzahlen von $n_0 \leq 195.000 \text{ min}^{-1}$ auf. Eine Ausnahme bildet hier die Drehzahl $n_0 \leq 177.000 \text{ min}^{-1}$, bei der für alle Ventildrehzahlen eine Verschlechterung der Pumpgrenze festgestellt wurde (vgl. Abbildung 7.5). Hier steigen die Amplituden zu kleiner werdenden Massenströmen am Ende der jeweiligen Drehzahlreihe wieder an.

Ein anderes Verhalten ist bei hohen Verdichterdrehzahlen erkennbar. Während hohe Ventildrehzahlen ebenfalls fallende Trends aufweisen, zeigen sich bei niedrigen Ventildrehzahlen unregelmäßige Verläufe. Starke Anstiege der Amplitudenverläufe zu kleiner werdenden Massenströmen führen in der Regel zum Einsetzen des Pumpvorgangs. Dies lässt sich insbesondere bei $n_0 = 224.000 \text{ min}^{-1}$ beobachten. Überschreitet die Amplitude im Totaldruck einen von der Ventildrehzahl und Drehzahl abhängigen Grenzwert, setzt das Verdichterpumpen ein.

Zur einer weiteren qualitativen Analyse, die den Einfluss einer Ventildrehzahlvariation darstellt, werden Drucksignale bzw. deren Schwankungsgrößen p' bei sonst näherungsweise gleichem

Verdichterbetriebspunkt untersucht. Im V2-Volumen stehen hierfür zwei Sensoren zur Verfügung, zum einen der Sensor am Verdichteraustritt mit der Schwankungsgröße p'_2 , zum anderen wurde unmittelbar vor der Pulsationseinheit, also in großer Distanz zum Verdichter, ein weiterer Sensor installiert, durch den die Werte p'_{puls} bestimmt werden. Abbildung 7.7 stellt für verschiedene äquivalente Motordrehzahlen an zwei Verdichterbetriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze die beiden Drucksignale vergleichend gegenüber. Die fünf linken Zeitsignale sind jeweils bei $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0,021 \text{ kg/s}$ und die rechts dargestellten Signale bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0,062 \text{ kg/s}$ aufgenommen.

Die links dargestellten Verläufe entstammen dem unteren Kennfeldbereich des Verdichters, wo sich die Pumpgrenzen nicht abhängig von der Ventulfrequenz auffächern. Bei $n_{\text{mot,eq}} = 1000 \text{ min}^{-1}$ finden sich zwischen den durch die Pulsationseinheit hervorgerufenen Druckpulsen Phasen konstanten Drucks, die sich bei $n_{\text{mot,eq}} = 1300 \text{ min}^{-1}$ entsprechend verkleinern. Ab $n_{\text{mot,eq}} \geq 2000 \text{ min}^{-1}$ werden regelmäßige Druckschwankungen ohne Phasen konstanten Drucks registriert. Die Amplituden sind jeweils von geringer, aber gleicher Größe. Eine Ausnahme bildet $n_{\text{mot,eq}} = 1400 \text{ min}^{-1}$, wo die Amplituden abgeschwächt sind.

Bei den rechten Darstellungen aus dem oberen Kennfeldbereich des Verdichters sind die Amplituden in den Drucksignalen größer. Sie nehmen jedoch mit steigender Ventulfrequenz ab. Bei hohen $n_{\text{mot,eq}}$ kommt es, wie bei den rechten Darstellungen, zu einer Vergleichmäßigung der Schwingungsform. Bei niedrigen $n_{\text{mot,eq}}$ treten, anstelle von Phasen konstanten Drucks bei $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$, Sattelpunkte in den Verläufen auf. Während in allen Signaldarstellungen in p'_{puls} das Druckmaximum aufgrund der Nähe zur Pulsationseinheit vor p'_2 registriert wird, gehen im Fall der Druckplateaus der Sattelpunkte bei $n_{\text{mot,eq}} \leq 1200 \text{ min}^{-1}$ die Werten von p'_2 denen von p'_{puls} voraus. Dieser Druckaufbau, der zur Ausbildung der Plateaus führt, erfolgt somit aus der entgegengesetzten Richtung. Sein Ursprung kann sowohl in direkten Reflexionen als auch sekundär in hervorgerufenen Schwankungen im Verdichterbetrieb liegen. Die hohen Amplituden der Ventulfrequenz bei großen Verdichterdrehzahlen und kleinen $n_{\text{mot,eq}}$, vgl. Abbildung 7.6, treten somit gleichzeitig mit Druckgradienten über der Länge des V2-Volumens auf, wodurch das Verdichterpumpen im Vergleich zu höheren $n_{\text{mot,eq}}$ offenbar früher einsetzt.

7.3 Analyse der Pumpzyklen bei intermittierender Luftabnahme

Analog zu den Versuchen mit kontinuierlicher Luftabnahme wird die Pumpcharakteristik anhand von Pumpfrequenzen und Pumporbits analysiert.

Eine Übersicht über die Pumpfrequenzen f_P bei intermittierender Luftabnahme zeigt Tabelle 7.2. Die Frequenzen sind abhängig der korrigierten Drehzahl n_0 und der äquivalenten Motordrehzahl $n_{\text{mot,eq}}$ aufgetragen. Bei den angegebenen Frequenzen in der Tabelle handelt es sich um Mittelwerte, die über eine Anzahl von $N_{\text{pZ}} \geq 23$ Zyklen ermittelt wurden. Das Mittel über alle Messungen mit intermittierender Luftabnahme beträgt 4,2 Hz. Die einzelnen Werte liegen bis auf wenige Ausnahmen bei hohen Verdichterdrehzahlen, unterhalb derer, die mit kontinuierlicher Luftabnahme und großem V2-Volumen aufgenommen wurden, vgl. Tabelle 5.2. Dies

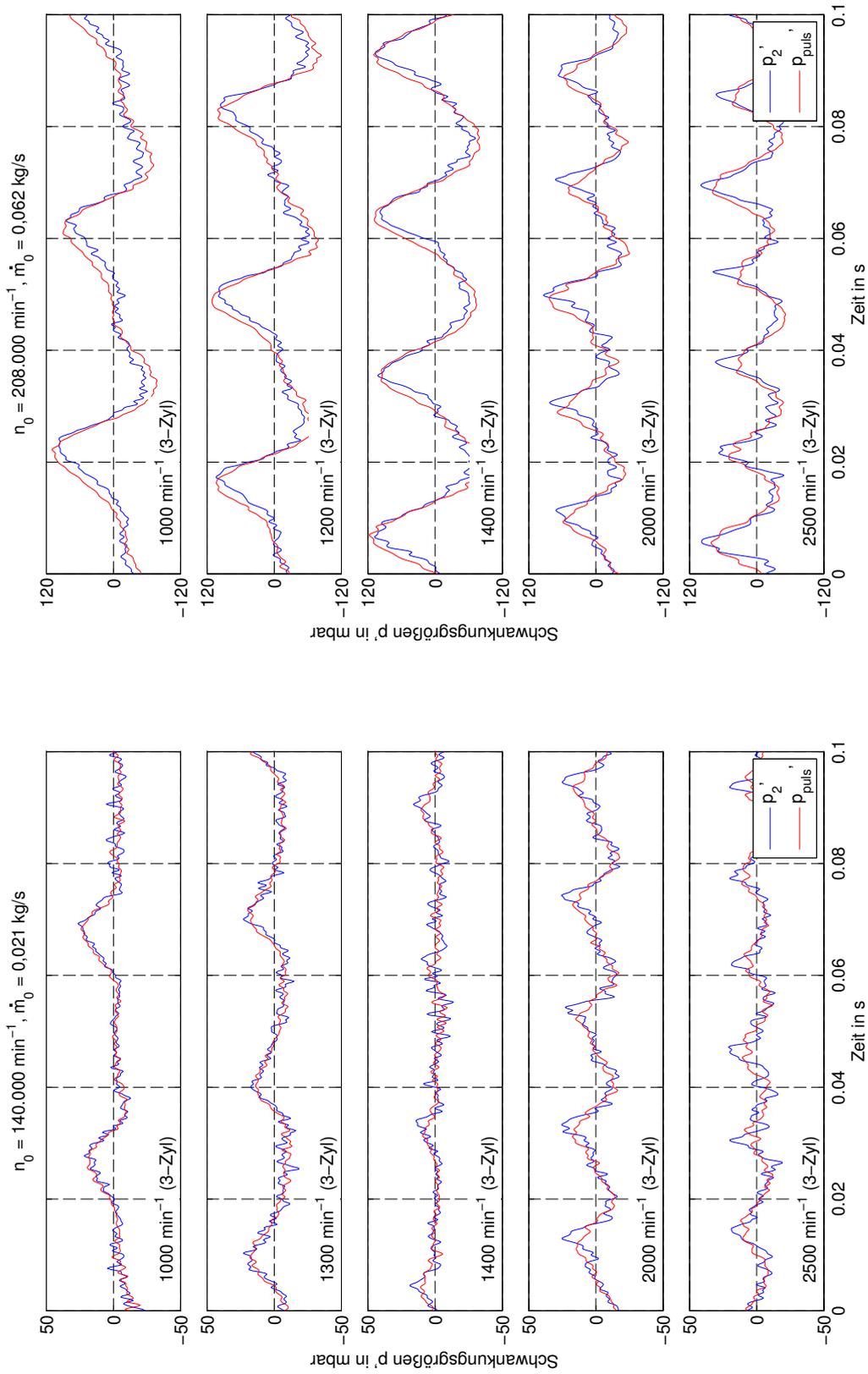


Abbildung 7.7: Schwankungsgrößen der Drucksignale im V2-Volumen bei variiert äquivalenter Motordrehzahl an gleichen, quasi-stationären Verdichterbetriebspunkten in der Nähe der Pumpgrenze; $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0,021 \text{ kg/s}$ (links); $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_0 = 0,062 \text{ kg/s}$ (rechts)

Tabelle 7.2: Pumpfrequenzen f_p bei intermittierende Luftabnahme in Abhängigkeit von der Verdichterdrehzahl n_0 und der äquivalenten Motordrehzahl der Pulsationseinheit

Drehzahl in min^{-1}	89.000	117.000	140.000	177.000	195.000	208.000	224.000
$n_{\text{mot,eq}}$							
1000 min^{-1}	4,2	4,1	4,1	4,3	4,5		4,5
1200 min^{-1}		3,7		4,1	4,4	4,5	
1400 min^{-1}		4,1	4,0	4,0	4,4	4,7	4,2
2000 min^{-1}		4,0	4,0	4,1	4,4	4,5	4,6
2500 min^{-1}			3,9	4,0	4,0	4,6	4,5

alle Frequenzen in Hz

ist ein Indikator dafür, dass sich während des Verdichterpumpens nicht nur das verhältnismäßig kleine Volumen zwischen Verdichter und Pulsationseinheit entlädt, sondern das gesamte druckseitige System, also auch das der Pulsationseinheit nachgeschaltete Volumen.

In Abhängigkeit von der äquivalenten Motordrehzahl lässt sich kein klarer Trend der Pumpfrequenzen feststellen. Sie erhöhen sich mit steigender Verdichterdrehzahl im Bereich der Nachkommastelle leicht. Dieser Trend ist gegenläufig zu den Ergebnissen der Untersuchungen mit konstanter Luftabnahme. Mögliche Ursache kann der durch die Pulsationseinheit ausgelöste Schwingungszustand im V2-Volumen sein, was jedoch nicht abschließend nachgewiesen werden kann. Denkbar ist auch ein überlagerter, bei [72] beschriebener Effekt, der beispielsweise durch eine geringfügig veränderte Versuchsstrategie am Prüfstand hervorgerufen sein könnte. Hierbei weist die Pumpfrequenz eine zusätzliche Abhängigkeit vom freigegebenen Querschnitt des Gegendruckventils auf. Je weiter das Ventil geschlossen ist und je stärker somit die zusätzliche Entleerung des V2-Volumens durch das Ventil gehindert wird, desto schneller ist eine Füllung des Volumens erreicht, bei der die Strömung erneut abreißt und ein neuer Pumpzyklus beginnt, wodurch sich größere Pumpfrequenzen ergeben.

Bei kontinuierlicher Luftabnahme wurde eine Verschiebung der Pumpgrenze nach links bei gleichzeitiger Verkleinerung des V2-Volumens beobachtet. Damit verbunden war eine Erhöhung der Pumpfrequenz. Während bei intermittierender Luftabnahme ein ähnlicher Effekt bezüglich der Pumpgrenze eintritt, bleibt die Pumpfrequenz jedoch konstant. Eine denkbare Interpretation der Pumpgrenzenschiebung als eine Art Verkleinerung des V2-Volumens ist aufgrund der konstanten Pumpfrequenz nicht zielführend.

Die Gleichheit der Pumpcharakteristik bestätigt sich auch in den Pumporbits. Stellvertretend für eine niedrige und eine hohe Verdichterdrehzahl sind in den Abbildungen 7.8 und 7.9 gemittelte Pumporbits für $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$ bzw. $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ bei variiertes äquivalenter Motordrehzahl dargestellt. Unabhängig von dieser weisen die Pumporbits bei gleicher korrigierter Verdichterdrehzahl gleiche Massenstrom- und Druckamplituden auf. Insbesondere in Abbildung 7.8 sind die Pumporbits nahezu deckungsgleich. Bei der höheren Drehzahl in Abbildung 7.9

zeigen sich leichte Offsets im Totaldruckverhältnis. Diese sind nicht auf Einflüsse der Pulsationseinheit, sondern auf die Steuerung des Heißgasprüfstands zurückzuführen. Beim Einstellen einer gleichen gemittelten Abgasturboladerdrehzahl mit Variationen im Betrieb der Pulsationseinheit kommt es aufgrund der Drehzahlschwankungen des Abgasturboladers zu Streuungen.

Neben den pulsierend aufgenommenen Pumporbits sind die Ergebnisse aus den Messungen *V2K DMG* und *V2K DMK* bei kontinuierlicher Luftabnahme (gepunktet) mit großem und kleinem V_2 -Volumen in den Graphen ergänzt. Obwohl bei den Versuchen mit intermittierender Luftabnahme das Gesamtvolumen, welches sich während des Verdichterpumpens entleert, größer ist als das der Messung *V2G DMG*, sind die Amplituden des Massenstroms im positiven Kennfeldbereich kleiner. Die Maximalwerte unterschreiten hier nicht nur die bei großem, sondern auch die bei kleinem V_2 -Volumen in der Messung *V2K DMG* aufgezeichneten Werte. Auch die Über- bzw. Unterschwinger beim Wechsel der Strömungsrichtung in der Messung *V2G DMG* zeigen sich nicht in den Werten, die bei intermittierender Luftabnahme aufgenommen wurden. Darüber hinaus werden auch kleinere Amplituden im Totaldruckverhältnis verzeichnet. Die Form der Orbits unterscheidet sich somit nicht grundlegend, aber in zahlreichen Einzelheiten. Ein direkter, linearer Bezug zwischen den Orbits bei kontinuierlicher und intermittierender Luftabnahme kann nicht hergestellt werden.

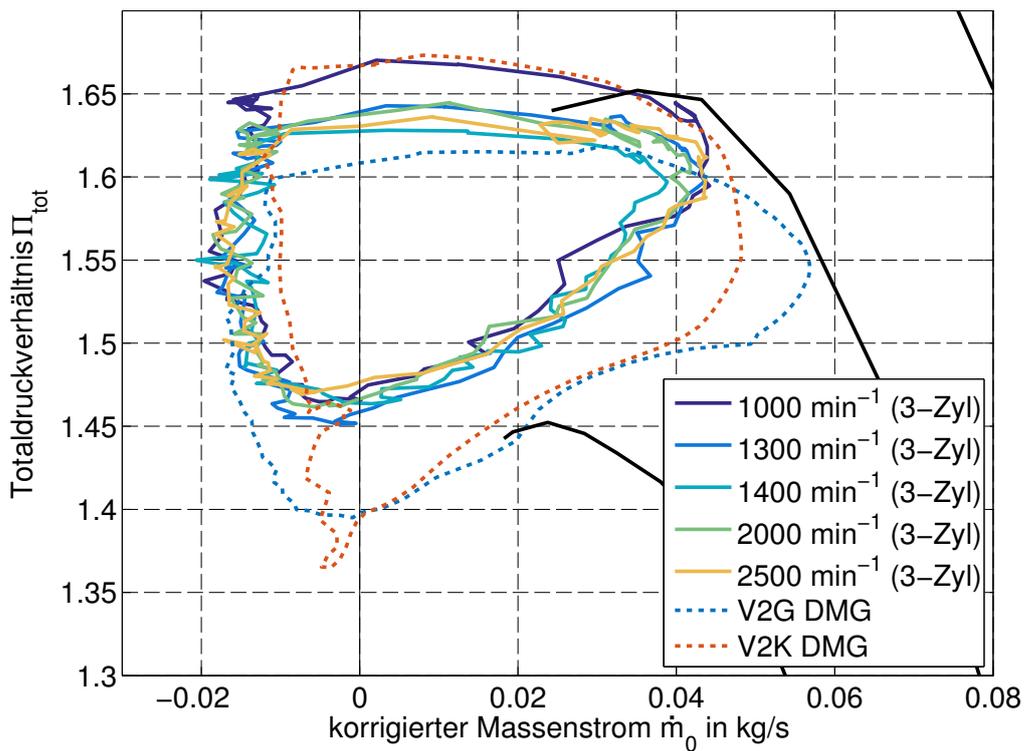


Abbildung 7.8: Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 140.000 \text{ min}^{-1}$ und variierter Ventiltfrequenz

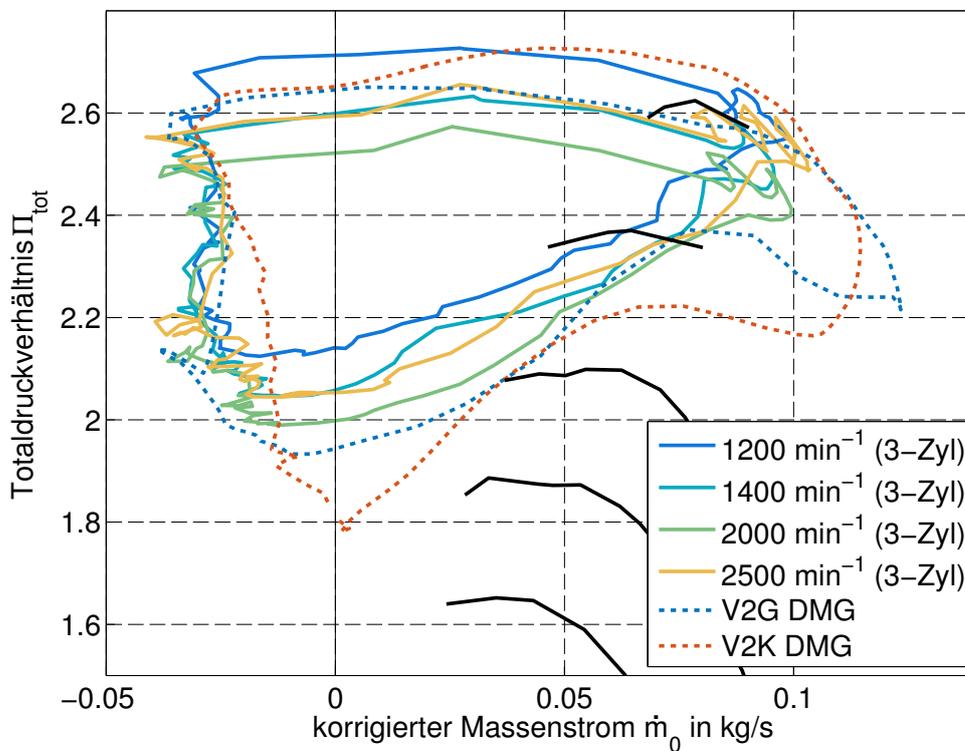


Abbildung 7.9: Vergleich gemittelter Pumpzyklen bei $n_0 = 208.000 \text{ min}^{-1}$ und variierter Ventiltfrequenz

8 Untersuchungen im Motorbetrieb

8.1 Einleiten des Verdichterpumpens am Motorprüfstand

Um einen instabilen Verdichterbetrieb am Verbrennungsmotor einzuleiten, ist der Standardaufbau des Motors am Prüfstand, vgl. Abschnitt 4.5, zu modifizieren. Der Eingriff in den Motorbetrieb ist hierbei jedoch zu minimieren. Einerseits werden so realitätsnahe Zustände und gleiche Leistungswerte erzielt, sodass die gasführenden Leitungen ähnliche Drücke und Durchsätze aufweisen. Andererseits können stabiler Motorbetrieb sichergestellt und Schäden vermieden werden. Ziel ist es, den Betriebspunkt des Verdichters bei verschiedenen Verdichterdrehzahlen zu höheren Druckverhältnissen oder geringerem Durchsatz zu verschieben, sodass die Pumpgrenze überschritten wird. Hierfür bieten sich am Ottomotor zwei Optionen an:

- Erhöhung des Totaldruckverhältnisses und Verringerung des Verdichtermassenstroms mittels Drucklufteinleitung
- Verringerung des Motorluftbedarfs durch einen negativen Lastsprung

Bei beiden Verfahren wird als Ausgangszustand ein konstanter Motorbetriebspunkt an der Vollast in der unteren Hälfte des Motordrehzahlbereichs angefahren, sodass ein Verdichterbetriebspunkt nahe der Pumpgrenze erreicht wird. Die Motorvollastlinie, eingezeichnet in das Verdichterkennfeld, ist in Abbildung 8.1 dargestellt. Teillastpunkte liegen unterhalb dieser Linie. Ab einer Motordrehzahl von $n_{\text{mot}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ entfernt sich die Vollastlinie stark von der Pumpgrenze, sodass größerer Aufwand betrieben werden muss, um jene zu überschreiten. Ferner zeigt sich, dass der obere Verdichterbetriebsbereich im regulären Motorbetrieb bei vorherrschenden Umgebungsbedingungen nicht angefahren wird. Dies gilt auch für den Bereich, in dem die Pumpgrenze eine große Spreizung bei intermittierender Luftabnahme aufweist.

In Abbildung 8.2 a) ist der Ausgangszustand skizziert. Das Umluftventil muss deaktiviert und geschlossen werden. Auch der Verschluss des Wastegate ist erforderlich, um eine möglichst hohe Drehzahl des Abgasturboladers zu erzielen und eine denkbare Vermeidung des Verdichterpumpens durch eine gesteuerte Reduktion der Turbinenleistung zu verhindern.

Bei dem Verfahren der definierten Drucklufteinleitung zwischen Verdichteraustritt und Drosselklappe verringert sich theoretisch bei gleichbleibender Luftabnahme des Motors der Massenstrom durch den Verdichter, Abbildung 8.2 b). Die Druckluft wird in diesem Aufbau über einen druckgesteuerten sog. Volumenstrombooster dem System zugeführt. Die eingebrachte Luftmenge bestimmt sich aus der Druckdifferenz der eingeleiteten Luft und dem Verdichterenddruck. Dies hat zur Folge, dass sich auch der Druck vor dem Verbrennungsmotor bzw. das Totaldruckverhältnis des Verdichters mit steigendem Anteil der eingeleiteten Druckluft und sinkendem Verdichtermassenstrom leicht erhöht. Die Tendenzen in Durchsatz und Druckverhältnis führen

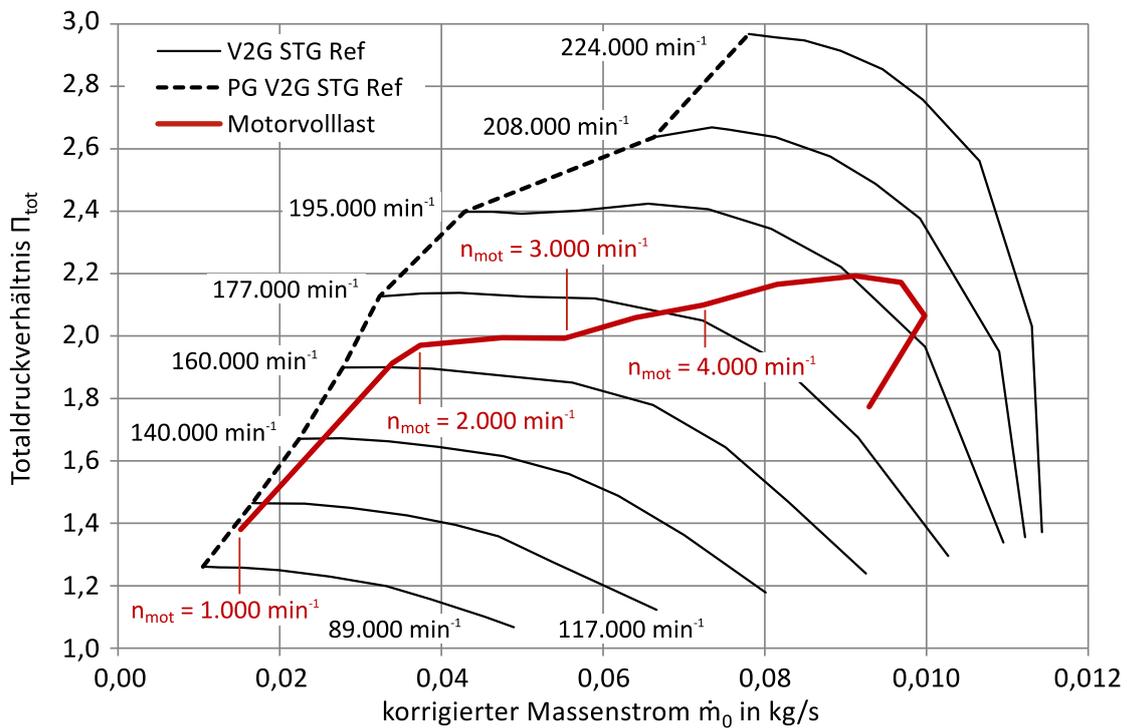


Abbildung 8.1: Verdichterkennfeld mit Betriebspunkten bei Motorvolllast

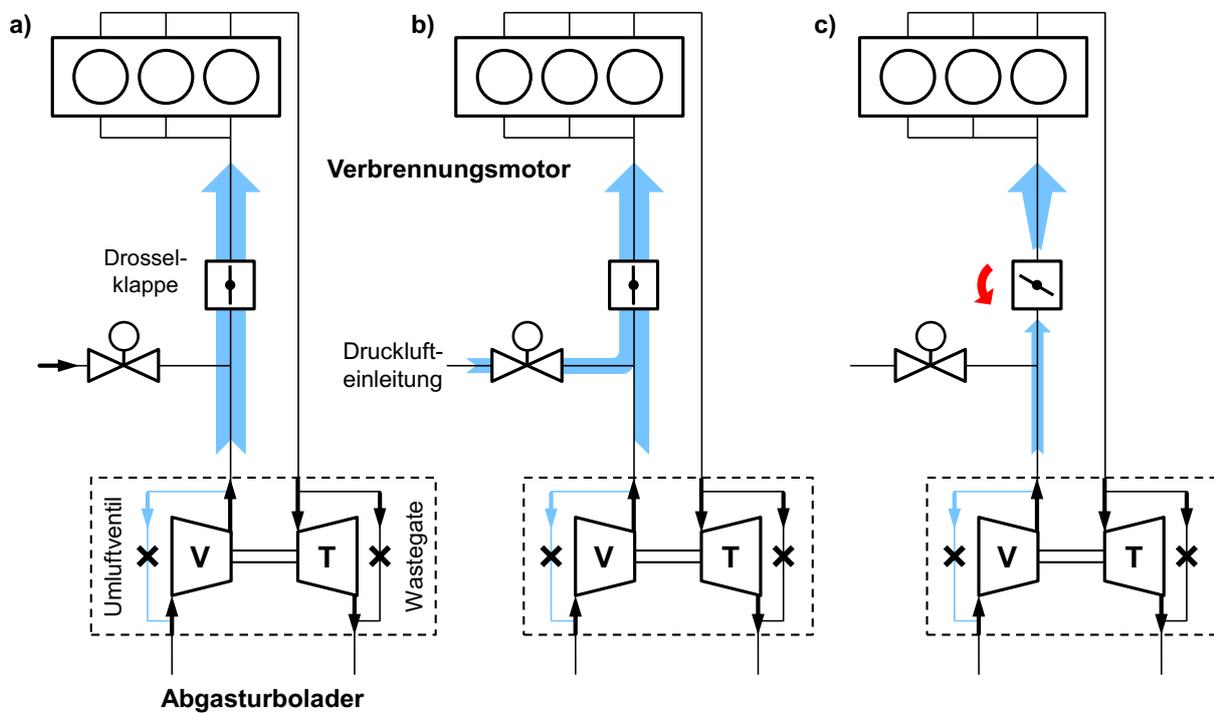


Abbildung 8.2: Schematische Darstellung zur Einleitung des Verdichterpumpens am Verbrennungsmotor, a) Ausgangszustand Volllast, b) Initialisierung mittels Druckluft-einleitung, c) Initialisierung mittels negativem Lastsprung

beide den Verdichterbetriebspunkt in die Richtung der Pumpgrenze. Vorab lässt sich jedoch keine sichere Aussage treffen, ob beide Größen sich in gleichem Maße verändern. Je nach motorinterner Regelstrategie kann es auch zu einer leichten Verschiebung des Motorbetriebspunkts kommen.

Beim negativen Lastsprung, Abbildung 8.2 c), wird die Fahrpedalstellung von der Volllast aus abrupt auf einen niedrigen Wert gesetzt. Dies führt zu einem unmittelbaren Schließen der Drosselklappe auf einen weitaus kleineren Querschnitt. Der Verbrauch des Motors von verdichteter Luft fällt ab, wodurch sich der Durchsatz des Verdichters direkt reduziert. Aufgrund des verschlossenen Umluftventils setzt das Verdichterpumpen ein. Da sich mit dem negativen Lastsprung das verfügbare Abgasangebot der Turbine innerhalb kürzester Zeit ebenfalls stark reduziert, kann der instabile Verdichterbetrieb nur kurzzeitig aufrechterhalten werden.

8.2 Versuchsaufbau

Ein stabiler Motorbetrieb muss trotz modifiziertem Aufbau über einen größtmöglichen Zeitbereich während der Versuche zum Verdichterpumpen gewährleistet werden. Zylinderfüllung und Einspritzmenge müssen weiterhin abgestimmt sein, sodass Zündaussetzer oder eine unkontrollierte Selbstentflammung des Gemisches, wie z. B. das sog. Klopfen, vermieden werden. Zündaussetzer können hohe Schwankungen im Drehmoment und starke mechanische Belastungen wie auch Motorschäden nach sich ziehen, das Klopfen führt zu hoher mechanischer und thermischer Belastung und kann aufgrund der entstehenden Druckwellen erosiv wirken. Bei starker Intensität oder länger anhaltendem Klopfen kann es ebenfalls zu Motorschäden kommen [55, 63].

Einen für die Pumpuntersuchungen modifizierten Versuchsaufbau des Verbrennungsmotors zeigt Abbildung 8.3, in dem aus dem Standardaufbau entfernte Komponenten in roter und hinzugefügte in grüner Farbe dargestellt sind. In der ursprünglichen Position des motoreigenen Luftmassenstromsensors \dot{m}_{L2} kann die Füllung bei Drucklufteinleitung und verringertem Verdichterdurchsatz nicht bestimmt werden. Der Sensor wurde daher entfernt und an die Position vor Drosselklappe versetzt, sodass er stets von der gesamten, dem Motor zugeführten Luftmasse durchströmt wird. Trotz höherem Druckniveau an dieser Position haben sich keine Einschränkungen bezüglich Motorleistungen und Betriebsstabilität gezeigt. Als weitere Modifikation ist auch die Drucklufteinleitung ergänzt worden, die nach dem Ladeluftkühler vorgesehen ist. Die weitere Sensorik sowie die Abgasseite des Motors bleiben unverändert.

Der Abgasturbolader wird mit einem Standardgehäuse ausgerüstet. Zur Erfassung des Massenstroms während des Verdichterpumpens wird das bidirektionale Venturirohr in den Aufbau integriert. Das gesamte V2-Volumen inklusive Ladeluftkühler bis Drosselklappe beträgt 5,31, das sich daran anschließende System bis Zylindereintritt hat ein Volumen von 1,51.

Da es sich um ein geschlossenes Steuergerät handelt, können Plausibilitätsabfragen nicht deaktiviert oder motoreigene Sensorik nicht aus dem Aufbau entfernt werden. Beides könnte einen Notlauf des Motors auslösen. Auf den Motorbetrieb kann nur über die Fahrpedalstellung, die Drehzahl der Prüfstandsbremse oder die Drucklufteinleitung Einfluss genommen werden.

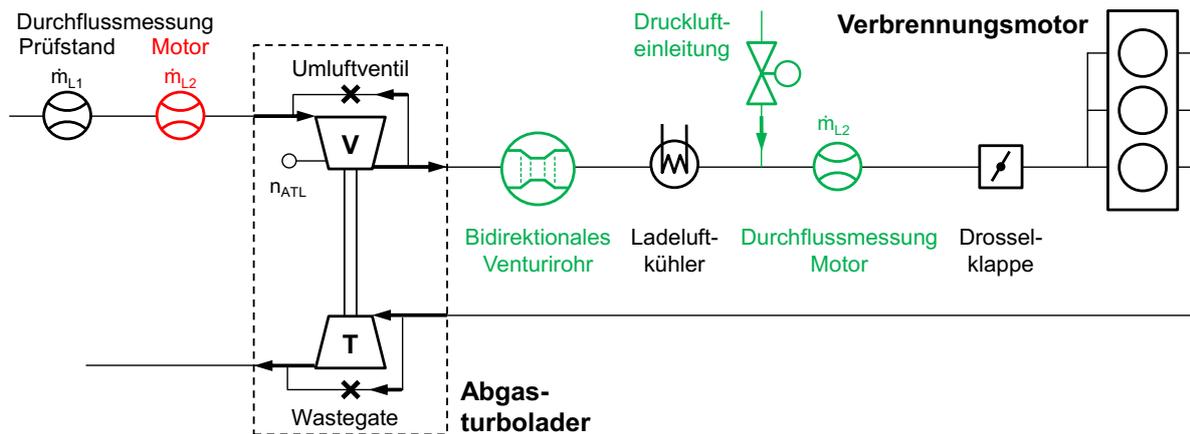


Abbildung 8.3: Umbau der Luftstrecke des Verbrennungsmotors zur Untersuchung des Verdichterpumpens

8.3 Verdichterpumpen und Lage der Pumpgrenze bei Erhöhung des Gegendrucks durch Drucklufteinleitung

Um eine Lage der Pumpgrenze präzise zu bestimmen und die Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte dorthin verfolgen zu können, erfolgt die Drucklufteinleitung stufenweise. Hierfür wird über einen elektrisch angesteuerten Druckregler der Steuerdruck des Volumenstromboosters, und damit Druck und Massenstrom der eingeleiteten Luft, sukzessive erhöht. Ein beispielhaftes elektrisches Ansteuerungssignal ist in Abbildung 8.4 grün dargestellt. Ausgehend von einem Betriebspunkt an der Motorvolllast (Fahrpedalstellung 100%) im Zeitintervall I_0 , wird jede dieser Stufen I_i für ca. 2...5 s gehalten. Die aufgezeichneten Werte werden entsprechend der roten Markierung über die einzelnen Intervalle gemittelt.

In diesem Beispiel kommt es in den Intervallen $I_1 \dots I_4$ zu keiner Erhöhung des Totaldruckverhältnisses (blau), da aufgrund der geringen Ansteuerung noch keine Lufteinleitung erfolgt. Ab Stufe I_5 steigt das Totaldruckverhältnis. Werden auf einer Stufe I_{pump} Pumpzyklen detektiert (mittels Auswertung des bidirektionalen Venturirohrs, vgl. Abschnitt 5.3.1), die sich auch durch die starken Schwankungen im Totaldruckverhältnis äußern, wird die vorangegangene Stufe, in diesem Fall I_6 , als Pumpgrenze definiert. Im Intervall I_{end} wird die Drucklufteinleitung zur Wiederherstellung des normalen Motorbetriebs beendet und die Aufnahme anschließend gestoppt.

Die so ermittelten Entwicklungen der Verdichterbetriebspunkte sind in das Referenzkennfeld (Heißgasprüfstand, Messung *V2G St-G Ref*) in Abbildung 8.5 eingetragen. Ausschließlich relevante Bereiche kleiner Massenströme und Totaldruckverhältnisse sind dargestellt. Ausgehend von den schwarzen Markierungen der Volllastpunkte ist bei Drucklufteinleitung eine allgemeine Entwicklung zu höheren Totaldruckverhältnissen sichtbar. Die Durchsätze bleiben hierbei weitestgehend unverändert, es lässt sich jedoch bei niedrigen Motordrehzahlen eine leichte Reduzierung und bei hohen eine geringe Erhöhung feststellen.

Die farbigen Markierungen kennzeichnen die Pumpgrenze. Die Farbwahl ist entsprechend der Versuche bei intermittierender Luftabnahme gewählt, wobei die Ergebnisse im Abschnitt 8.5

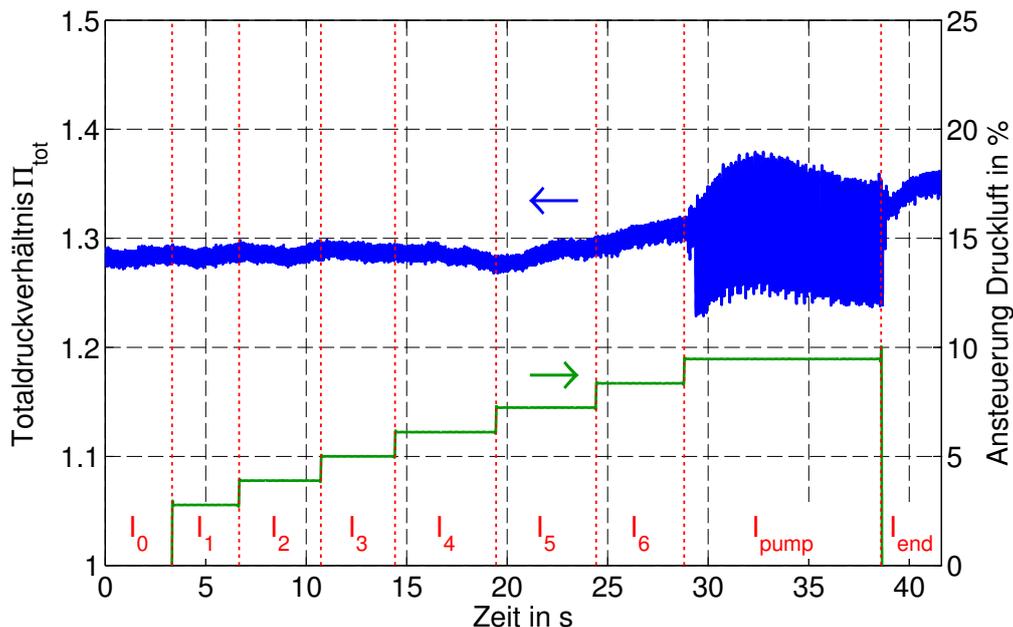


Abbildung 8.4: Bestimmung der Pumpgrenze bei Drucklufteinleitung nach Verdichter, ausgehend von der Volllast bei $n_{\text{mot}} = 1000 \text{ min}^{-1}$

direkt verglichen werden. Es zeigt sich für die meisten Motordrehzahlen, dass die stationär aufgenommene Referenzpumpgrenze auch bei den Messungen am Motor in dieser zeitgemittelten Darstellung die Grenze zum instabilen Betriebsbereich des Verdichters darstellt. Eine (positive) Verschiebung der Pumpgrenze zu geringeren Massenströmen, wie sie bei GALINDO et al. [27] unter Verwendung eines ähnlichen Setups beobachtet wurde, konnte nicht festgestellt werden. Durch den quasistationären Verdichterbetrieb kann die Pumpgrenze der Referenz innerhalb der einzelnen Arbeitsspiele temporär kurzzeitig überschritten werden, was in dieser zeitlich gemittelten Darstellung jedoch nicht sichtbar ist.

Bei $n_{\text{mot}} = 1000, 1300$ und 1500 min^{-1} liegt die Pumpgrenze der Motormessung weit im stabilen Kennfeldbereich der Referenz. Eine Analyse der ungemittelten Verläufe der Motorbetriebsgrößen hat gezeigt, dass das Motorsteuergerät die Betriebsart des Motors bei erhöhter Druckluftzufuhr bzw. stark erhöhtem Druck nach Verdichter ändert. Hierdurch fällt unmittelbar vor Einsetzen des Verdichterpumpens das Totaldruckverhältnis ab, sodass der dargestellte gemittelte Betriebspunkt die Pumpgrenze bei diesem transienten Vorgang nicht hinreichend genau darstellt.

Bei den Versuchen konnten Motordrehzahlen bis $n_{\text{mot}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ analysiert werden. Kennfeldbereiche höherer Motor- und Abgasturboladerdrehzahlen ließen sich nicht anfahren, da das Maß der Drucklufteinleitung aufgrund der nicht abschaltbaren Sicherheitsüberwachung des Steuergeräts begrenzt ist.

Die ermittelten Pumpfrequenzen f_p bei den Motorversuchen sind im Tabelle 8.1 dargestellt und betragen im Mittel $7,1 \text{ Hz}$. Sie sind über den Drehzahlbereich nicht konstant und weisen im

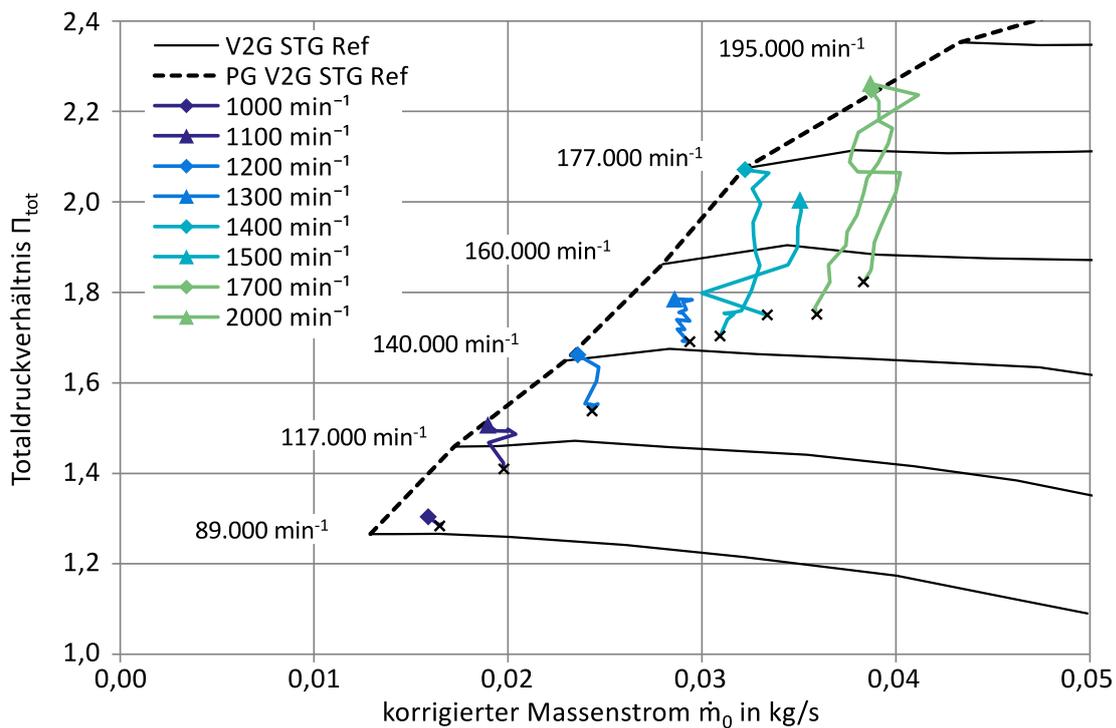


Abbildung 8.5: Pumpgrenzen ermittelt im Motorbetrieb mittels Drucklufteinleitung, Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte zur Pumpgrenze

mittleren untersuchten Motordrehzahlbereich ein leichtes Minimum auf. Die Werte sind größer als die der Messungen am Heißgasprüfstand mit großem V2-Volumen (Tabelle 5.2) und bei intermittierender Luftabnahme (Tabelle 7.2), was auf das geringere Volumen des druckseitigen Systems am Motor zurückzuführen ist. Ferner sind die korrigierten Drehzahlen des Abgasturboladers für das letzte Zeitintervall vor Einsetzen des Verdichterpumpens aufgeführt. Sie können bei den Motormessungen nicht explizit eingestellt werden.

Tabelle 8.1: Pumpfrequenzen f_p und korrigierte Abgasturboladerdrehzahl n_0 an der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Motordrehzahl

n_{mot} in min^{-1}	1000	1100	1200	1300
Pumpfrequenz in Hz	7,7	7,4	6,7	6,9
n_0 in min^{-1}	97.000	125.000	139.000	150.000
n_{mot} in min^{-1}	1400	1500	1700	2000
Pumpfrequenz in Hz	6,2	7,5	7,0	7,1
n_0 in min^{-1}	174.000	166.000	185.000	188.000

8.4 Verdichterpumpen und Lage der Pumpgrenze bei negativem Lastsprung des Motors

Ausgelöst wird das Verdichterpumpen durch eine abrupte Verstellung des Fahrpedals. Es wird von der Motorvolllast bei 100 % auf einen Wert gestellt, der zu einem effektivem Mitteldruck des Motors von ca. $p_{me} = 2 \text{ bar}$ führt. Ein solcher Sprung ist in Abbildung 8.6 beispielhaft für eine Motordrehzahl von $n_{\text{mot}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ in grün dargestellt. Die Regelung der Prüfstandsbremse hält die Motordrehzahl näherungsweise konstant. Das Totaldruckverhältnis des Verdichters (blau) fällt kurze Zeit nach dem Lastsprung rapide ab und konvergiert dann auf ein niedrigeres Niveau. Die einzelnen Pumpzyklen zeigen sich durch die lokalen Maxima und Minima während des Abfallens, wobei die Pumpfrequenz steigt und die Amplituden sinken. Im Anschluss geht das Verdichterpumpen, hier bei $t = 7,9 \text{ s}$, über in eine stabile Betriebsart.

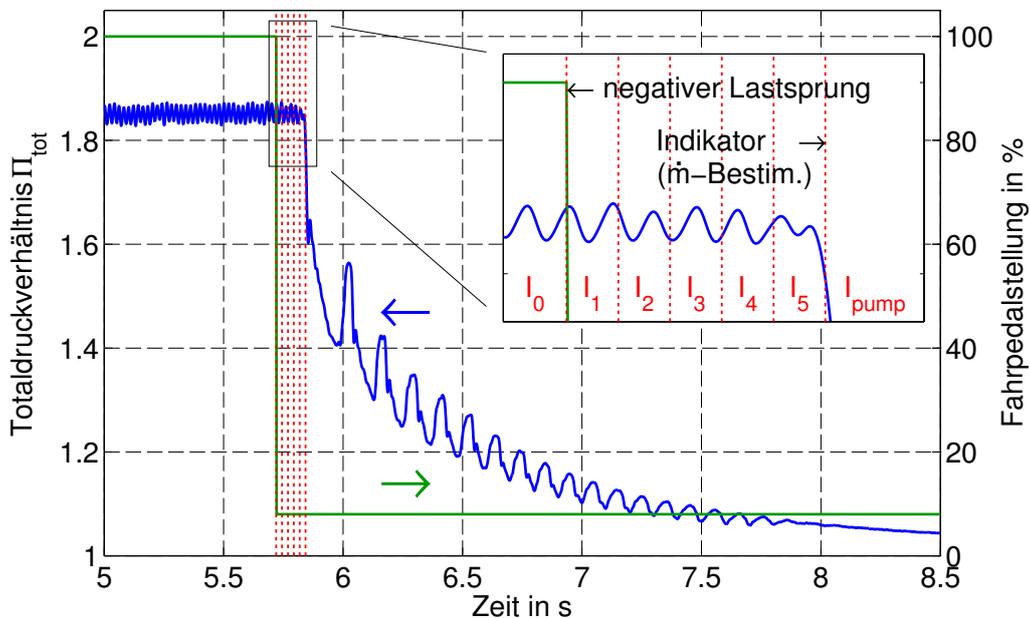


Abbildung 8.6: Bestimmung der Pumpgrenze bei negativem Lastsprung, ausgehend von der Volllast bei $n_{\text{mot}} = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Ausgangszustand an der Motorvolllast ist als I_0 gekennzeichnet. Das Einsetzen des Verdichterpumpens wird durch den ersten Indikator der Strömungsrichtungsumkehr bestimmt, welcher bei der Massenstrombestimmung des Venturirohrs ermittelt wird. Der Zeitbereich ab dem Lastsprung bis zum ersten Pumpzyklus wird in fünf gleichlange Intervalle $I_1 \dots I_5$ unterteilt und die Daten über die einzelnen I_i gemittelt. Im Gegensatz zum Abschnitt 8.3 sind die Mittelungsintervalle hier jedoch weitaus kürzer. Die gemittelten Werte des Intervalls I_5 werden als transiente Pumpgrenze definiert, die Phase instabilen Verdichterbetriebs ist mit I_{pump} gekennzeichnet. Die Schwankungen des Totaldruckverhältnisses, die im Detailausschnitt bis I_5 sichtbar sind, resultieren aus der intermittierenden Luftabnahme durch den Ventiltrieb des Verbrennungsmotors.

Der Verlauf der Betriebspunkte zur transiente Pumpgrenze lässt sich über die Mittelung der Zeitintervalle $I_0 \dots I_5$ bestimmen. Die Messungen wurden über einen Motordrehzahlbereich von $n_{\text{mot}} = 1000 \dots 3000 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Die Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte zur Pumpgrenze bei negativem Lastsprung zeigt Abbildung 8.7. Bei den einzelnen Messungen bleiben die Totaldruckverhältnisse weitestgehend konstant, während der Massenstrom von I_0 nach I_5 in einer gesamtheitlichen Betrachtung sinkt. Es lassen sich jedoch Schwankungen und damit temporäre Erhöhungen des Massenstroms innerhalb der einzelnen Verläufe feststellen, insbesondere nahe dem Ausgangszustand (schwarze Markierung). Dies ist auf den Ventiltrieb des Motors zurückzuführen und der transienten Betrachtungsweise geschuldet.

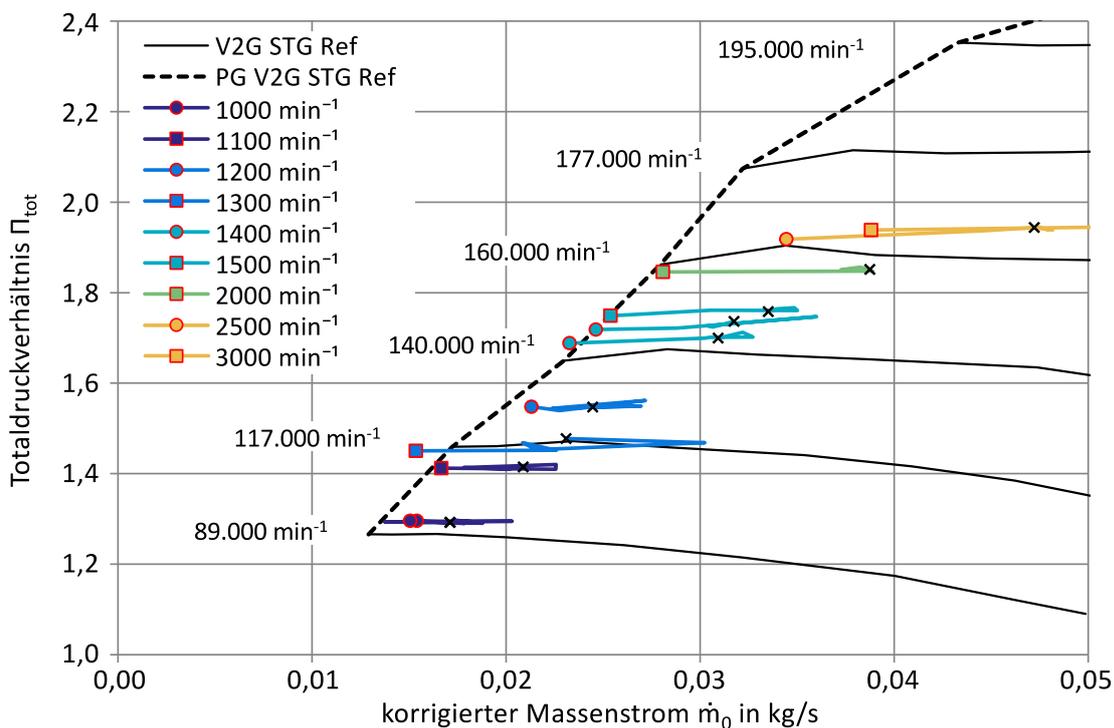


Abbildung 8.7: Pumpgrenzen bestimmt im Motorbetrieb mittels negativen Lastsprungs, Entwicklung der Verdichterbetriebspunkte zur Pumpgrenze

Die Pumpgrenzen, dargestellt durch die rot umrandeten Markierungen, liegen im mittleren untersuchten Motordrehzahlbereich von $n_{\text{mot}} = 1400 \dots 2000 \text{ min}^{-1}$ trotz der transienten Betrachtungsweise in sehr guter Näherung auf der Pumpgrenze der am Heißgasprüfstand durchgeführten Referenzmessung. Bei niedrigeren Motordrehzahlen setzt das Verdichterpumpen vor Erreichen der stationär aufgenommenen Pumpgrenze ein. Eine Ausnahme bildet die Motordrehzahl $n_{\text{mot}} = 1300 \text{ min}^{-1}$, für die eine Verbesserung der Pumpgrenze festgestellt wurde. Auch die hohen Drehzahlen erreichen die Referenzpumpgrenze nicht. Dies ist unter anderem auf die Mittelung zurückzuführen, welche die starken Massenstromgradienten dämpft.

8.5 Vergleich mit den Ergebnissen der intermittierenden Luftabnahme am Heißgasprüfstand

Zur Klärung der Frage, ob bei den Heißgasversuchen mit intermittierender Luftabnahme eine motorähnliche Umgebung zur Untersuchung der Pumpcharakteristika hinreichend dargestellt wird, sind die Ergebnisse denen der Motormessung direkt gegenübergestellt. Hierbei werden Pumpgrenze und Pumpzyklen verglichen.

8.5.1 Vergleich der Pumpgrenzen

Die beiden verschieden ermittelten Pumpgrenzen der Motorversuche werden in das Kennfeld mit den Pumpgrenzen bei intermittierender Luftabnahme integriert, Abbildung 8.8. Diese zeigt somit drei unterschiedliche Ansätze zur Bestimmung der Pumpgrenze: Erstens die Pumpgrenze der stationären und quasistationären Verdichterbetriebspunkte am Heißgasprüfstand, deren Werte über 30s gemittelt wurden, zweitens die Pumpgrenze bei Drucklufteinleitung mit Mitteilungen über wenige Sekunden bei einer laufenden Motorregelung und drittens eine transiente Pumpgrenze bei negativem Lastsprung. Die Pumpgrenzen der intermittierenden Luftabnahme liegen unterhalb von $n_0 = 177.000 \text{ min}^{-1}$ sehr eng bei einander. Der Großteil der am Motor bestimmten Pumpgrenzen liegt in guter Näherung auf den Pumpgrenzen der Heißgasmessungen. Eine Streuung der Werte sowohl auf die linke wie auch rechte Seite der Pumpgrenze ist feststellbar. Diese Streuung in diesem vergrößerten Ausschnitt des Kennfeldes ist jedoch verhältnismäßig gering. Der geringe Unterschied der am Motor gemessenen dynamischen und transienten Pumpgrenze deckt sich mit den Ergebnissen in [32].

Bedingt durch das geschlossene Steuergerät und die Betriebssicherheit konnten Pumpgrenzen im Motorbetrieb für Drehzahlen von $n_{\text{mot}} \geq 2500 \text{ min}^{-1}$ nur mittels negativem Lastsprung bestimmt werden. Darüber hinaus ließen sich am Motor ausschließlich Pumpgrenzen für Verdichterdrehzahlen von $n_0 < 195.000 \text{ min}^{-1}$ ermitteln. Der besonders interessante Bereich bei $n_0 \geq 195.000 \text{ min}^{-1}$, in dem sich bei intermittierender Luftabnahme die Pumpgrenzen in Abhängigkeit von der Ventilfrequenz auffächern, konnte am Motor nicht angefahren werden.

Obwohl im untersuchten Kennfeldbereich die Pumpgrenzen gleich sind, kann anhand dieser Ergebnisse keine pauschale und globale Aussage getätigt werden, ob dies auch im Kennfeldbereich hoher Verdichterdrehzahlen gilt. Es ist unklar, ob sich dort gleiche Werte im Motorversuch wie mit Pulsationseinheit am Heißgasprüfstand einstellen. Ob mit Pulsationseinheit eine geeignete motorähnliche Umgebung zur Untersuchung der Pumpgrenze auch für hohe Verdichterdrehzahlen geschaffen wurde, kann somit nicht bewertet werden.

8.5.2 Vergleich der Pumpzyklen

Die luftführenden Systeme nach Verdichter der Motor- und Heißgasmessungen weisen Unterschiede bezüglich Volumen, Geometrie und Komponenten auf, wobei das V2-Volumen am Motor kleiner ist. So unterscheiden sich auch die Pumpfrequenzen, die bei den Motorversuchen

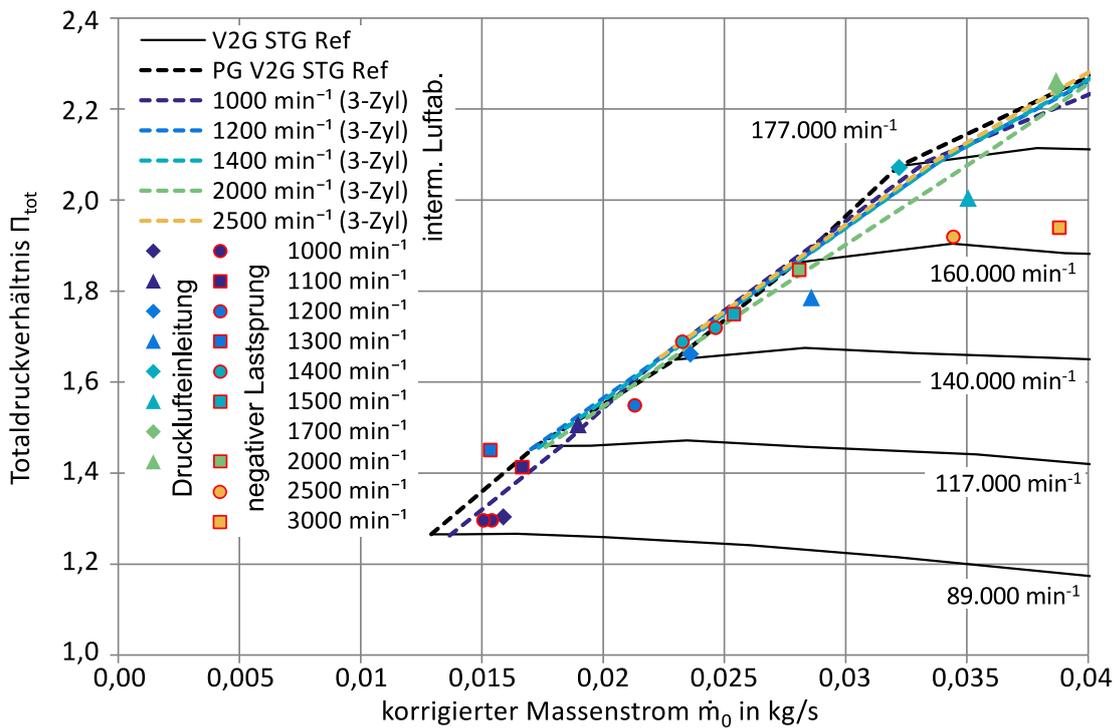


Abbildung 8.8: Vergleich der Pumpgrenzen ermittelt in den Motorversuchen mit denen bei intermittierender Luftabnahme

7,1 Hz und bei den Heißgasversuchen mit Pulsationseinheit 4,2 Hz im Mittel betragen. Da eine direkte Vorgabe der Verdichterdrehzahl bei den Motorversuchen nicht möglich ist, lassen sich bei einem Vergleich von Pumporbits häufig nur Messungen ähnlicher Verdichterdrehzahl gegenüberstellen.

In Abbildung 8.9 sind Pumpzyklen jeweils gleicher Motordrehzahl bzw. äquivalenter Motordrehzahl der Pulsationseinheit dargestellt. Im unteren Kennfeldbereich liegen die Pumpzyklen von $n_{\text{mot}} = n_{\text{mot,eq}} = 1200 \text{ min}^{-1}$. Hier steht eine Heißgasmessung gleicher Verdichterdrehzahl zur Verfügung. Die Daten im oberen Kennfeldbereich wurden bei $n_{\text{mot}} = n_{\text{mot,eq}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ aufgenommen. Dem Orbit der Motormessung werden in diesem Fall zwei Ergebnisse der Heißgasmessung gegenübergestellt, zum einem aufgenommen bei einer niedrigeren, zum anderen bei einer höheren Verdichterdrehzahl. Der Orbit der Motormessung ist im Bereich hoher Totaldruckverhältnisse von den beiden anderen eingeschlossen. Eine Interpolation zwischen den Verdichterdrehzahlen der Heißgasmessung ließe geringfügig höhere Totaldruckverhältnisse in den Ergebnissen der Motormessung erwarten. Dieser Effekt, ein niedrigeres erreichtes Totaldruckverhältnis, ist auch bei den kleineren Orbits $n_{\text{mot}} = n_{\text{mot,eq}} = 1200 \text{ min}^{-1}$ sichtbar, bei denen die Verdichterdrehzahl gleich ist.

In beiden Fällen zeigt sich, dass die Orbits der Motormessung höhere Amplituden im Druckverhältnis aufweisen. Diese Beobachtung ist auf das im Verhältnis kleinere V2-Volumen am Motor zurückzuführen und deckt sich mit den Ergebnissen bzw. den Unterschieden der Heißgasmessungen V2G DMG und V2K DMG, Abschnitt 5.5. Gleiches gilt für die Massenstromamplituden, die bei den Motormessungen im positiven Bereich kleiner sind, da sich der Massenstrom durch

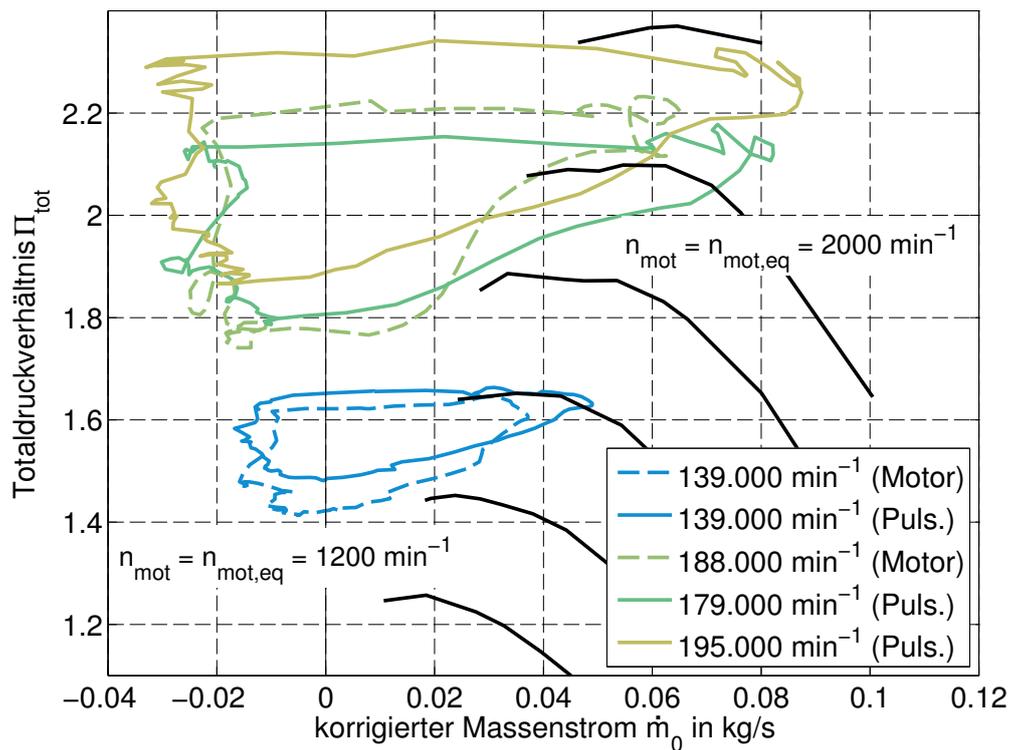


Abbildung 8.9: Vergleich gemittelter Pumpzyklen zwischen Motormessungen und Heißgasmessungen mit intermittierender Luftabnahme, unten: $n_{mot} = n_{mot,eq} = 1200 \text{ min}^{-1}$, oben: $n_{mot} = n_{mot,eq} = 2000 \text{ min}^{-1}$

die zeitlich kürzeren Pumpzyklen nicht so stark ausgebildet. Bei negativen Massenströmen ist dieser Effekt nicht sichtbar, die Amplituden der jeweiligen Motor- und Heißgasmessung sind dort von ähnlicher Größe.

9 Zusammenfassung

Die hier durchgeführten Studien hatten das Ziel, den Übergang vom stabilen zum instabilen Betrieb eines Abgasturboladerverdichters kleiner Baugröße genauer zu untersuchen und den instabilen Betrieb parameterabhängig zu charakterisieren. Dies geschah vor der Fragestellung, welchen Einfluss die Testumgebung auf die Ergebnisse hat.

Die Versuche fanden im Zuge der Arbeit in drei Umgebungen statt. Bei der ersten handelt es sich um einen Heißgasprüfstand, an dem üblicherweise eine klassische Kennfeldvermessung durchgeführt und so die Grenze des stabilen Betriebsbereichs zu kleinen Massenströmen, die Pumpgrenze, bestimmt wird. Zum Aufbau der zweiten Testumgebung wurde der Heißgasprüfstand um eine Pulsationseinheit erweitert, wodurch die verdichtete Luft des Verdichters nicht gleichförmig von einem Verbraucher abgenommen wird und somit eine motorähnliche Umgebung am Heißgasprüfstand erzeugt werden kann. Drittens fanden Versuche direkt am Verbrennungsmotor statt.

Neben der Lage der Pumpgrenze einerseits wurden andererseits Charakteristika des Verdichterpumpens ermittelt. Hierzu zählen die Pumpfrequenzen sowie die Verläufe des Totaldruckverhältnisses und des Massenstroms. Zur Erfassung des Massenstroms während des dynamischen Vorgangs des Verdichterpumpens kamen zwei Methoden in Betracht. Erstens wurde ein bidirektionales Venturirohr mit hoher zeitlicher Auflösung zur Montage am Verdichteraustritt für diese Messaufgabe entwickelt und eingesetzt. Die zweite Option stellte mit Stereo Particle Image Velocimetry ein optisches Messverfahren dar, mit dem sich Momentaufnahmen des Massenstroms vor Verdichter integral über dem Querschnitt erstellen lassen. Durch Zuordnung der Phasenlage einzelner Aufnahmen im Pumpzyklus ließ sich ein phasengemittelter Massenstrom bestimmen. Da eine Erfassung der für das Verdichterpumpen typischen negativen Massenströme wider Erwarten, aber prinzipbedingt nicht möglich war und zudem der Einsatz dieser Technik bei Messungen am Motor mit vertretbarem Aufwand nicht bewerkstelligt werden kann, ist Stereo-PIV für diese Messaufgabe ungeeignet.

Bei den klassischen Heißgasmessungen mit kontinuierlicher Luftabnahme wurden ein Referenzkennfeld und eine Referenzpumpgrenze festgelegt. Die Messungen dienten außerdem der Kalibrierung des Stereo-PIV-Systems und des bidirektionalen Venturirohrs sowie zur Bewertung von dessen Auswertungsalgorithmen. Für ein großes und ein kleines Volumen nach Verdichter (V_2 -Volumen) konnten stationäre Kennfelder, Pumpgrenzen, Pumpfrequenzen und die transienten Daten während des Verdichterpumpens aufgenommen werden. Beim Vergleich der Pumpgrenzen zur Referenz tritt bei kleinem V_2 -Volumen eine Verschiebung der Grenze nach links bzw. eine Verbesserung, bei großem eine Verschiebung nach rechts und damit eine Verschlechterung ein.

Die transienten Verläufe des Totaldruckverhältnisses und des Massenstroms während des Verdichterpumpens konnten in einer Kennfelddarstellung des Verdichters aufgetragen werden, so dass der Pfad des Verdichterbetriebspunkts während des Durchlaufens der einzelnen Pumpzyklen verfolgbar ist. Aus diesen Daten wurden über mehrere Zyklen gemittelte Verläufe der Betriebspunkte, sog. Pumporbits, zur weiteren Charakterisierung des Verdichterpumpens erstellt. Die Berechnung dieser Orbits erfolgte drehzahlabhängig sowohl für das große als auch das kleine V2-Volumen. Mit einer Skalierung der Amplituden zwischen den Orbits konnte ein hohes Maß an Selbstähnlichkeit mit jeweils gleichem V2-Volumen und variiertem Verdichterdrehzahl aufgezeigt werden. Aufgrund der länger andauernden Pumpzyklen bzw. der kleineren Pumpfrequenz bilden sich bei großem V2-Volumen größere Massenstromamplituden aus, während bei kleinem V2-Volumen größere Amplituden im Totaldruckverhältnis sichtbar waren.

Rotating Stall wurde unter Verwendung eines speziell instrumentierten Verdichtergehäuses untersucht. In den relevanten Kennfeldbereichen des Verdichters nahe der Pumpgrenze konnte das Phänomen in den Drucksignalen sämtlicher zeitlich hochauflösender Sensoren für den in der Literatur aufgeführten Frequenzbereich nicht nachgewiesen werden. Neben stationären Betriebspunkten sind ebenfalls Messungen mit einbezogen worden, bei denen der transiente Vorgang des Einleitens des Verdichterpumpens erfasst wurde. Möglicherweise tritt das Phänomen aufgrund der kleinen Bauart des Verdichters nicht auf. Entsprechende Ablösungserscheinungen können auch durch das gefräste Verdichterrad minimiert werden, falls dessen Oberfläche einen positiven, strömungsstabilisierenden Effekt hat.

Im Gegensatz dazu wurden dominante Frequenzen in den Druckwerten, gemessen in der Kennfeldmitte des Verdichters in der Nähe des Wirkungsgradoptimums, festgestellt. Sie liegen innerhalb des dem Rotating Stall zugeschriebenen Frequenzbereichs. Von Rotating Stall ist in der Kennfeldmitte jedoch nicht auszugehen. Eine zusätzliche Analyse mittels Beschleunigungssensoren hat gezeigt, dass die festgestellte dominante Frequenz nicht auf die Rotordynamik zurückzuführen ist, sondern aus der Aerodynamik resultiert. Mittels über dem Umfang verteilter Drucksensoren im Diffusor konnte der rotierende Charakter dieser Erscheinung bestätigt werden. Diese rotierenden Druckschwankungen sind jedoch in ihrer Struktur nicht stabil und unterliegen Zerfallsprozessen.

Durch die Simulation einer motorähnlichen Umgebung am Heißgasprüfstand mittels einer dem Verdichter nachgeschalteten Pulsationseinheit, ein elektrisch angetriebener Zylinderkopf, erfolgte die Luftabnahme der verdichteten Luft aufgrund des Ventiltriebs nicht kontinuierlich, sondern intermittierend, wodurch dem System eine dominante Schwingung aufgeprägt wird. Während diese Schwingungen keinen Einfluss auf die zeitgemittelten, stationären Verdichterbetriebspunkte haben, wirken sie sich für die meisten untersuchten Drehzahllinien leicht positiv auf die Pumpgrenze aus. Insbesondere bei hohen Druckverhältnissen wurde mit steigender Ventilöffnungsfrequenz eine Verschiebung der Pumpgrenze zu geringeren Massenströmen und damit eine signifikante Erweiterung des stabilen Betriebsbereichs festgestellt. Dagegen weisen die gemittelten Pumporbits unabhängig von der Ventilöffnungsfrequenz jeweils gleiche Konturen auf. Diese entsprechen jedoch nicht denen der Heißgasmessungen bei variiertem V2-Volumen, sondern haben eine eigene Charakteristik.

Das Verdichterpumpen am Verbrennungsmotor wurde eingeleitet durch zwei Mechanismen, die Drucklufteinleitung nach Verdichter und der negative Lastsprung. Es konnte für die vorherrschende Motorregelung gezeigt werden, dass sich im ersten Fall die Verdichterbetriebspunkte

durch ein steigendes Totaldruckverhältnis der Pumpgrenze nähern, im zweiten geschieht dies bei näherungsweise konstantem Totaldruckverhältnis und abnehmendem Massenstrom. Die Pumpgrenzen im untersuchten Motor- bzw. Verdichterbetriebsbereich kleinerer Drehzahlen verändern sich nicht. Der Verlauf der Pumpgrenze hoher Verdichterdrehzahlen konnten am Motor nicht analysiert werden, da im Motorbetrieb die Verdichterbetriebspunkte fern dieses Kennfeldbereichs liegen und daher nicht angefahren werden können. Zukünftig könnte jedoch der Untersuchung gerade dieses Betriebsbereichs durch den allgemeinen Trend steigender Ladedrücke der Verbrennungsmotoren größere Bedeutung beigemessen werden.

Danksagung

Ich möchte nicht versäumen, mich bei den Menschen, die für die Umsetzung dieser Arbeit von ganz besonderer Bedeutung waren, herzlich zu bedanken.

Die Arbeit entstand während meiner Tätigkeit an der Technischen Universität Berlin, Fachgebiet Fahrzeugantriebe, ehemals Verbrennungskraftmaschinen, und wurde von Herrn Prof. Dr.-Ing. Roland Baar + wissenschaftlich betreut. Für die Motivation, dieses Thema zu bearbeiten, die weiterführenden, fachlichen Anregungen und für die beständige, wertvolle Unterstützung bin ich ihm sehr dankbar. Gern hätte ich mich seinen Fragen in der wissenschaftlichen Aussprache gestellt und das Promotionsverfahren mit ihm als Gutachter abgeschlossen.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Clemens Biet möchte ich einen besonderen Dank aussprechen. Er hat sich bereit erklärt, in das Promotionsverfahren einzusteigen und die Arbeit erneut zu begutachten. Ein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber für seine Bereitschaft, die Funktion des zweiten Gutachters zu übernehmen. Herrn Prof. Dr.-Ing. Christian Oliver Pasche-reit möchte ich für den Vorsitz im Promotionsausschuss danken.

Den Projektpartnern bin ich für die gute, konstruktive Zusammenarbeit und zahlreiche Impulse dankbar, darüber hinaus für die Bereitstellung von Abgasturbolader und Forschungsmotor sowie für die Hilfe rund um die Versuchsträger. Danke, Christoph, für den stets unkomplizierten, schnellen, zuverlässigen fachlichen Austausch.

Bei allen Kolleginnen und Kollegen des Fachgebiets, insbesondere bei den Mitarbeitern in den Werkstätten, bedanke ich mich für die hilfreichen Anregungen, den technischen Rat und die Umsetzung der vielen Ideen. Außerdem möchte ich den Studierenden danken, die durch vielfältige Beiträge meine Arbeit unterstützt haben.

Fernab aller Prüfstände – ein ganz besonders herzlicher Dank an meine Eltern und Kay.

Berlin, im August 2018

Moritz Werner

Literatur

- [1] ANDERSEN, J., LINDSTRÖM, F. und WESTIN, F. „Surge Definitions for Radial Compressors in Automotive Turbochargers“. In: *SAE World Congress & Exhibition*. 2008.
- [2] ANSORGE, R. und OBERLE, H. J. *Mathematik für Ingenieure 1: Lineare Algebra und analytische Geometrie, Differential- und Integralrechnung einer Variablen*. 3. Aufl. Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, 2000. ISBN: 3-527-40309-4.
- [3] BAINES, N. C. *Fundamentals of Turbocharging*. White River Junction, Vt.: Concepts NREC, 2005. ISBN: 0-933283-14-8.
- [4] BEAULIEU, A., BRAUD, P., FOUCAULT, E., MICHEAU, P. und SZEGER, P. „A flowmeter for unsteady liquid flow measurements“. *Flow Measurement and Instrumentation* 22 (2011), S. 131–137. ISSN: 0955-5986.
- [5] BEUCHER, O. *Signale und Systeme. Theorie, Simulation, Anwendung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [6] BIANCHINI, A., BILIOTTI, D., GIACHI, M., BELARDINI, E., TAPINASSI, L., FERRARI, L. und FERRARA, G. „Some Guidelines for the Experimental Characterization of Vaneless Diffuser Rotating Stall in Stages of Industrial Centrifugal Compressors“. In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014. DOI: 10.1115/gt2014-26401.
- [7] BIET, C. „Akustik wälzgelagerter Abgasturbolader“. Diss. Technische Universität Berlin, 2017. DOI: 10.14279/depositonce-5890.
- [8] BOHL, W. und ELMENDORF, W. *Strömungsmaschinen 1. Aufbau und Wirkungsweise (Kamprath-Reihe)*. 9. Aufl. Vogel Buchverlag, 2004. ISBN: 978-3-8023-1980-8.
- [9] CHEN, J., HASEMANN, H., SEIDEL, U., JIN, D., HUANG, X. und RAUTENBERG, M. „The Interpretation of Internal Pressure Patterns of Rotating Stall in Centrifugal Compressor Impellers“. In: *ASME International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition*. Bd. 3A. 1993.
- [10] CUMPSTY, N. A. *Compressor Aerodynamics*. Malabar, Fla.: Krieger Publishing Company, 2004. ISBN: 1-57524-247-8.
- [11] DE JAGER, B. „Rotating stall and surge control: A survey“. In: *Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control*. Bd. 2. 1995, S. 1857–1862. DOI: 10.1109/CDC.1995.480612.
- [12] DIEZ, N., GRECO, A. S. del, SMEULERS, J., TAPINASSI, L. und TONI, L. „Predictability of rotating stall and surge in a centrifugal compressor stage with dynamic simulations“. In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. Bd. 1. 2014.
- [13] *DIN EN ISO 5167-1*. Deutsches Institut für Normung e.V., Jan. 2004.

- [14] DIN EN ISO 5167-4. Deutsches Institut für Normung e.V., Jan. 2004.
- [15] DOBLHOFF-DIER, K., GRÖSCHL, M. und WIESINGER, K. K. K. „Time resolved measurement of pulsating flow using orifices“. *Flow Measurement and Instrumentation* 22 (2011), S. 97–103. ISSN: 0955-5986.
- [16] EMMONS, H. W., PEARSON, C. E. und GRANT, H. P. „Compressor Surge and Stall Propagation“. *Transactions of the ASME* 77 (1955), S. 455–469.
- [17] ENGEL, C. „Untersuchung der Laufradströmung in einem Radialventilator mittels Particle Image Velocimetry (PIV)“. Diss. Universität Duisburg-Essen, 2007.
- [18] FERRARA, G., FERRARI, L. und BALDASSARRE, L. „Rotating Stall in Centrifugal Compressor Vaneless Diffuser: Experimental Analysis of Geometrical Parameters Influence on Phenomenon Evolution“. *International Journal of Rotating Machinery* 10.6 (2004), S. 433–442.
- [19] FINK, D., CUMPSTY, N. und GREITZER, E. „Surge Dynamics in a free-spool centrifugal compressor system“. *Journal of Turbomachinery* 114 (1992), S. 321–332. ISSN: 0889-504X.
- [20] FIRST SENSOR AG. *HDI Series - Amplified pressure sensors*. E/11650/F. Peter-Behrens-Straße 15, 12459 Berlin, 2014.
- [21] FISCHER, G. „Theoretische Behandlung der instationären Strömung in Verdichteranlagen“. Diss. Universität Hannover, 1984.
- [22] GAJAN, P., MOTTRAM, R., HEBRARD, P., ANDRIAMIHAFY, H. und PLATET, B. „The influence of pulsating flows on orifice plate flowmeters“. *Flow Measurement and Instrumentation* 3.3 (1992), S. 118–129. ISSN: 0955-5986.
- [23] GALINDO, J., ARNAU, F., TISEIRA, A. und LANG, R. „Measurement and Modeling of Compressor Surge on Engine Test Bench for Different Intake Line Configurations“. *SAE International* (2011).
- [24] GALINDO, J., CLIMENT, H., GUARDIOLA, C. und TISEIRA, A. „On the effect of pulsating flow on surge margin of small centrifugal compressors for automotive engines“. *Experimental Thermal and Fluid Science* 33.8 (2009), S. 1163–1171. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2009.07.006.
- [25] GALINDO, J., SERRANO, J., CLIMENT, H. und TISEIRA, A. „Experiments and modelling of surge in small centrifugal compressor for automotive engines“. *Experimental Thermal and Fluid Science* 32.3 (2008), S. 818–826. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2007.10.001.
- [26] GALINDO, J., SERRANO, J., GUARDIOLA, C. und CERVELLÓ, C. „Surge limit definition in a specific test bench for the characterization of automotive turbochargers“. *Experimental Thermal and Fluid Science* 30.5 (2006), S. 449–462. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2005.06.002.
- [27] GALINDO, J., TISEIRA, A., ARNAU, F. und LANG, R. „On-Engine Measurement of Turbocharger Surge Limit“. *Experimental Techniques* 37.1 (2013), S. 47–54. ISSN: 1747-1567. DOI: 10.1111/j.1747-1567.2010.00697.x.

- [28] GARNIER, V., EPSTEIN, A. und GREITZER, E. „Rotating Waves as a Stall Inception Indication in Axial Compressors“. *Journal of Turbomachinery* 113 (1991), S. 290–301. ISSN: 0889-504X.
- [29] GREITZER, E. „Surge and rotating stall in axial flow compressors - Part I: Theoretical Compression System Model“. *Journal of Engineering for Power* 98.2 (1976), S. 190–198.
- [30] GREITZER, E. „Surge and rotating stall in axial flow compressors - Part II: Experimental Results and Comparison With Theory“. *Journal of Engineering for Power* 98.2 (1976), S. 199–217.
- [31] GRIGORIADIS, P., MÜLLER, S., BENZ, A. und SENS, M. „Variable trim compressor - a new approach to variable compressor geometry“. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - Institution of Mechanical Engineers*. London, UK, 2012, S. 111–120.
- [32] GRIGORIADIS, P. „Experimentelle Erfassung und Simulation instationärer Verdichterphänomene bei Turboladern von Fahrzeugmotoren“. Diss. Technische Universität Berlin, 2008.
- [33] GRÜNIGEN, D. C. v. *Digitale Signalverarbeitung mit einer Einführung in die kontinuierlichen Signale und Systeme*. 5. Aufl. München: Hanser, 2014. ISBN: 978-3-446-43991-7.
- [34] GUILLOU, E., GANCEDO, M., DIMICCO, R. G., GUTMARK, E., HELLSTRÖM, F., FUCHS, L. und MOHAMED, A. „Surge characteristics in a ported shroud compressor using PIV measurements and large eddy simulation“. In: *9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - Institution of Mechanical Engineers*. London, UK, 2010, S. 161–170.
- [35] GUILLOU, E., GANCEDO, M., DIMICCO, R., GUTMARK, E. und MOHAMED, A. „Surge Investigation in a Centrifugal Compressor by Stereoscopic PIV“. In: *49th AIAA Aerospace Sciences Meeting including the New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. Aerospace Sciences Meetings. American Institute of Aeronautics und Astronautics, Jan. 2011. DOI: 10.2514/6.2011-742.
- [36] GUILLOU, E., GANCEDO, M., GUTMARK, E. und MOHAMED, A. „PIV investigation of the flow induced by a passive surge control method in a radial compressor“. *Experiments in Fluids* 53 (Sep. 2012). ISSN: 1432-1114.
- [37] HAGELSTEIN, D. „Experimentelle Untersuchungen an einer Radialverdichterstufe mit verschiedenen Vorleitgittern variabler Geometrie“. Diss. Universität Hannover, 2001.
- [38] HANSEN, K., JORGENSEN, P. und LARSEN, P. „Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor“. *Journal of Fluid Engineering* 103 (1981), S. 391–395.
- [39] HELLSTROM, F., GUILLOU, E., GANCEDO, M., DIMICCO, R., MOHAMED, A., GUTMARK, E. und FUCHS, L. „Stall Development in a Ported Shroud Compressor using PIV Measurement and large Eddy Simulation“. *SAE International* (2010).
- [40] HERMLE, G. und LAWERENZ, M. „Experimental Analysis of Rotating Instability using Hot Wire Triggered PIV and Wavelet Transform“. In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014.

- [41] HERWIG, H. *Strömungsmechanik: Einführung in die Physik von technischen Strömungen*. 1. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2008.
- [42] HUPPERT, M. C. und BENSER, W. A. „Some Stall and Surge Phenomena in Axial-Flow Compressors“. *Journal of the Aeronautical Sciences* 1.1 (Dez. 1953), S. 835–845.
- [43] JENNY, E. „Über instationäre Vorgänge in Radialverdichtern, insbesondere in Aufladegruppen von Verbrennungsmotoren“. *Schweizerische Bauzeitung* 79.46 (1961), S. 812–817. DOI: 10.5169/seals-65628.
- [44] JIRKA, G. H. *Einführung in die Hydromechanik*. 3. Aufl. Karlsruhe: Univ.-Verl. Karlsruhe, 2007.
- [45] KABALYK, K., LISKIEWICZ, G., HORODKO, L., KRYLLOWICZ, W. und STICKLAND, M. „Use of pressure spectral maps for analysis of influence of the plenum volume on the surge in centrifugal blower“. In: *ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition*. 2014.
- [46] KALAC, H. *Beitrag zur rechnerischen Simulation des instationären Betriebsverhaltens von Verdichteranlagen*. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 7, Strömungstechnik 118. VDI-Verlag, 1987. ISBN: 3-18-141807-2.
- [47] KÄMMER, N. „Untersuchung der Strömung durch eine Radialverdichterstufe im Bereich der Ablösegrenze“. Diss. Universität Hannover, 1984.
- [48] KERRES, B. „On Stability and Surge in Turbocharger Compressors“. Diss. Stockholm, Sweden: KTH Royal Institute of Technology, 2017.
- [49] LAURANTZON, F. *Flow Measuring Techniques in Steady and Pulsating Compressible Flows*. Techn. Ber. SE-100 44 Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology, KTH Mechanics, Nov. 2010.
- [50] LAURANTZON, F. *Flow measurements related to gas exchange applications*. Techn. Ber. SE-100 44 Stockholm, Sweden: Royal Institute of Technology, KTH Mechanics, Mai 2012.
- [51] LEUFVÉN, O. „Compressor Modeling for Control of Automotive Two Stage Turbochargers“. Diss. Linköpings universitet, 2010.
- [52] MAI, H. *Parameterstudie zur Turbolader-Kennfeldvermessung*. 2009.
- [53] MARELLI, S. und CAPOBIANCO, M. „Experimental investigation under unsteady flow conditions on turbocharger compressors for automotive gasoline engines“. In: *10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging - Institution of Mechanical Engineers*. London, UK, 2012, S. 219–229.
- [54] MARELLI, S., CAPOBIANCO, M. und ZAMBONI, G. „Pulsating flow performance of a turbocharger compressor for automotive application“. *International Journal of Heat and Fluid Flow* 45 (2014), S. 158–165. ISSN: 0142-727X. DOI: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2013.11.001.
- [55] MERKER, G., SCHWARZ, C. und TEICHMANN, R. *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 6. Aufl. Vieweg+Teubner Verlag, 2012. DOI: 10.1007/978-3-8348-1988-8.

- [56] MOBARAK, A. „Zur Berechnung der 'Pump'-Grenze von Verdichteranlagen“. Diss. Technische Hochschule Hannover, 1965.
- [57] MOTTRAM, R. „Damping criteria for pulsating gas flow measurement“. *Flow Measurement and Instrumentation* 1 (1989), S. 15–23. ISSN: 0955-5986.
- [58] MÜLLER, D. „Einfluss der Anordnung und des Betriebs von Abgasturboladern auf deren Pumpgrenze“. Diss. Universität Hannover, 2008.
- [59] NIKURADSE, J. *Gesetzmäßigkeit der turbulenten Strömung in glatten Röhren*. Forschungsheft 356 Beilage zu "Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens". VDI-Verlag Berlin, 1932.
- [60] ORFANIDIS, S. J. *Optimum Signal Processing*. 2. Aufl. New York u.a.: Mc-Graw-Hill, 1988. ISBN: 0-07-047794-9.
- [61] PAMPREEN, R. C. *Compressor Surge and Stall*. Norwich, Vermont: Concepts ETI, Inc., 1993. ISBN: 0-933283-05-9.
- [62] PARDOWITZ, B. „Rotierende Instabilitäten in Axialverdichtern: Experimentelle Evaluation einer neuen Entstehungshypothese“. Diss. Technische Universität Berlin, 2017.
- [63] PISCHINGER, R., KELL, M. und SAMS, T. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Hrsg. von LIST, H. 3. Aufl. Der Fahrzeugantrieb. Wien, New York: Springer, 2009. ISBN: 978-3-211-99276-0.
- [64] PUCHER, H. und ZINNER, K. *Aufladung von Verbrennungsmotoren: Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen*. 4. Aufl. Springer Vieweg, 2012. ISBN: 978-3-642-28989-7. DOI: 10.1007/978-3-642-28990-3.
- [65] RAFFEL, M., WILLERT, C. E., WERELEY, S. T. und KOMPENHANS, J. *Particle Image Velocimetry*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2007.
- [66] RAKOPOULOS, C., MICHOS, C. und GIAKOUMIS, E. „A computational study of compressor surge during transient operation of turbocharged diesel engines“. *International Journal of Alternative Propulsion* 1.2/3 (Jan. 2007), S. 250–274.
- [67] READER-HARRIS, M. *Orifice Plates and Venturi Tubes*. 1. Aufl. Springer International Publishing, 2015. ISBN: 978-3-319-16879-1. DOI: 10.1007/978-3-319-16880-7.
- [68] REUTER, S. „Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung“. Diss. Technischen Universität Dresden, 2010.
- [69] ROHNE, K.-H. „Zum Verhalten von Turboverdichtern und Turboverdichteranlagen während des Pumpens des Verdichters“. Diss. Universität Stuttgart, 1984.
- [70] SCHÄFER, C., SANDOR, I. und BAAR, R. „Improvement of the Performance Prediction of a Small Centrifugal Compressor for Automotive Applications Using Computational Fluid Dynamics“. *Proceedings of the 12th International Symposium on Experimental Computational Aerothermodynamics of Internal Flows* 12 (Juli 2015).
- [71] SCHÄFER, C. „Untersuchungen zu den Grenzen der Vorhersagbarkeit von Verdichterkennfeldern“. Diss. Technische Universität Berlin, 2017.

- [72] SCHLAMANN, U., TEIPEL, I. und RIESS, W. *Experimentelle Untersuchung der Strömungsphänomene des Rotating Stall und des Pumpens bei mehrstufigen, hochbelasteten Axialverdichtern*. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 7, Strömungstechnik 91. VDI-Verlag, 1985. ISBN: 3-18-149107-1.
- [73] SEITZ, H., KUDLATY, K., GRAF, G., THEISSL, H. und SACHER, T. „Detektion der Pumpgrenze und Auslegung der Turbolader für Nutzfahrzeuge auf Basis gradkurbelwinkelaufgelöster Ansaugluftmengenmessung“. In: *Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2013*, 6. MTZ-Fachtagung. 2013.
- [74] SHI, L. „Untersuchung instationärer Strömungsvorgänge in hochbelasteten Radialverdichtern“. Diss. Universität Hannover, 1999.
- [75] SIGLOCH, H. *Strömungsmaschinen: Grundlagen und Anwendungen*. 5. Aufl. München: Hanser, 2013. ISBN: 978-3-446-43242-0.
- [76] SIVAGNANASUNDARAM, S., SPENCE, S. und EARLY, J. „Map Width Enhancement Technique for a Turbocharger Compressor“. *Journal of Turbomachinery* 136.6 (Nov. 2013). ISSN: 0889-504X. DOI: 10.1115/1.4007895.
- [77] SKOPIL, M. A. „Die rechnerische Simulation des Pumpvorganges eines Radialverdichters unter Berücksichtigung von gasdynamischen Vorgängen in einem Aufladesystem“. Diss. ETH Zürich, 1998.
- [78] THEOTOKATOS, G. und KYRTATOS, N. „Investigation of a Large High-Speed Diesel Engine Transient Behavior Including Compressor Surging and Emergency Shutdown“. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* 125 (Apr. 2003), S. 580–589. ISSN: 0742-4795.
- [79] TRAUPEL, W. *Die Theorie der Strömung durch Radialmaschinen*. Wissenschaftliche Bucherei: Reihe Strömungstechnik. Karlsruhe: G. Braun, 1962.
- [80] VALLINDER, M. „Surge modeling in GTP“. In: *2007 GT-SUITE Conference, Frankfurt am Main*. GM. 2007.
- [81] VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen.
- [82] WERNER, M., BAAR, R., HALUSKA, P. und SANDOR, I. „Bidirectional flow measurement based on the differential pressure method for surge analysis on a small centrifugal compressor“. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* (2016). DOI: 10.1177/0954406216667406.
- [83] WERNET, M. P. „A flow field investigation in the diffuser of a highspeed centrifugal compressor using digital particle imaging velocimetry“. *Measurement Science and Technology* 11 (2000), S. 1007–1022.
- [84] WERNET, M. P. „Development of digital particle imaging velocimetry for use in turbomachinery“. *Experiments in Fluids* 28.2 (2000), S. 97–115. ISSN: 1432-1114.
- [85] YU, X.-J. und LIU, B.-J. „Stereoscopic PIV measurement of unsteady flows in an axial compressor stage“. *Experimental Thermal and Fluid Science* 31.8 (2007), S. 1049–1060. ISSN: 0894-1777. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2006.11.001.