

Untersuchung von Turbinen unter pulsierender Beaufschlagung

Investigation of Turbines under Pulsating Admission

Von der Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule
Aachen zur Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der Ingenieurwissenschaften
genehmigte Dissertation

vorgelegt von

Felix Falke

Berichter: Univ.-Prof. Dr.-Ing. (USA) Stefan Pischinger
Univ.-Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Christian Wirsum

Tag der mündlichen Prüfung: 10.03.2023

Diese Dissertation ist auf den Internetseiten der Universitätsbibliothek online verfügbar.

Kurzfassung

Um die Prüfmöglichkeiten eines Brennkammerprüfstandes für mechanische Untersuchungen an Abgasturboladern unter motorrealistischer Pulsationsbeaufschlagung zu erweitern, ist es Gegenstand dieser Arbeit einen Pulsationserzeuger zu entwickeln, welcher zwischen der stationär betriebenen Brennkammer und dem Turbolader installiert wird.

Eine Pulsationskennziffer Ψ_p wird definiert um die Intensität der Pulsationen zu beschreiben:

- Mit abnehmender Zylinderzahl und sinkendem Abgasleitungsvolumen steigt Ψ_p und damit die Intensität der Abgaspulsationen an.
- Die höchsten Werte werden bei hohen Lasten und niedriger Motordrehzahl erreicht, also zum Beispiel dort wo das Wastegate beginnt zu regeln.

Ziel der Neuentwicklung des Pulsationserzeuger ist das Erreichen ausreichend hoher Pulsationskennziffern Ψ_p für ein breites Spektrum von Verbrennungsmotoren unabhängig der Zylinderanzahl. Eine Vorauslegung zeigt, dass ein Konzept mit Hubventil in Kombination mit einem Bypass die erforderlichen Strömungsquerschnitte zur Erzeugung von realistischen Abgaspulsationen erbringen kann. Die Validierung des Pulsationserzeugers erfolgt anhand von Motorprüfstandsversuchen am Turbolader eines 1,0 L Dreizylindermotors:

- Eine Lastvariation bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ von $p_{me} = 10 \text{ bar}$ bis $p_{me} = 20 \text{ bar}$ zeigt, dass in allen Betriebspunkten die Druckpulsation hinreichend genau abgebildet wird.
- Mit $\Psi_{p,PE} = 1,19$ weicht der Pulsationserzeuger im LET-Betriebspunkt nur unwesentlich von den Werten des Dreizylindermotors ($\Psi_{p,M} = 1,21$) ab. Bekannte, bis dahin ausgeführte Konzepte erreichen Werte von $\Psi_p < 0,7$.
- Die Untersuchung der Wastegatedeckelbewegung mit optischer Messtechnik wurde bei motorrealistischer Abgaspulsation durchgeführt, die vergleichbare mechanische Anregung führt zu einer übereinstimmenden WG-Deckelbewegung:
 - Mit steigender Pulsationskennziffer Ψ_p nimmt die Deckelbewegung zu.
 - Eine um 60 Gramm erhöhte Aktuatorstangenmasse reduziert die Deckelbewegung bei Einsatz eines pneumatischen Wastegateaktuators um die Hälfte.
 - Der Einfluss vom Lagerspiel zwischen den Wastegatekomponenten konnte durch die Entfernung der Feder und durch eine vergrößerte Bohrung gezeigt werden.
- Die Untersuchung der Wellenbahn des Turboladerlaufzeugs am Pulsationserzeuger führt zu vergleichbaren Ergebnissen wie am Motorprüfstand. Dabei wurde beobachtet, dass im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels strukturelle Anregungen durch freie Massenkräfte und -momente am Motorprüfstand zu einer Synchronisation benachbarter Frequenzen führen.

Es konnte gezeigt werden, dass der Pulsationserzeuger zuverlässig funktioniert. Die Betriebssicherheit der Konstruktion ist für maximale Abgastemperaturen von $T_{BK,max} = 700 \text{ °C}$ experimentell nachgewiesen worden.

Abstract

In order to extend the testing opportunities of a hot gas test bench for mechanical tests on exhaust gas turbochargers under engine-realistic pulsation, the object of this work is to develop a pulsation unit which is installed between the steady-state combustion chamber and the turbocharger.

The pulsation coefficient Ψ_p is defined to characterize the intensity of pulsations:

- With decreasing number of cylinders and decreasing exhaust gas pipe volume, Ψ_p and thus the intensity of the exhaust gas pulsations increases.
- The highest values are reached at high loads and low engine speeds, for example where the wastegate starts to regulate.

The aim of the new development of the pulsation unit is to achieve a sufficiently high pulsation coefficient Ψ_p for a wide range of internal combustion engines, regardless of the number of cylinders. A preliminary design reveals that a concept with a poppet valve in combination with a bypass can provide the required flow cross-sections to generate engine-realistic exhaust pulsations. The pulsation unit is validated on the basis of engine test bench experiments on the turbocharger of a 1,0 L three-cylinder engine:

- A load variation at $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ from $p_{me} = 10 \text{ bar}$ to $p_{me} = 20 \text{ bar}$ shows that at all operating points the pressure pulsations are reproduced with sufficient accuracy.
- With $\Psi_{p,PE} = 1,19$ at the LET operating point the pulsation unit deviates only marginally from the values of the three-cylinder engine ($\Psi_{p,M} = 1,21$). Known concepts so far reach values of $\Psi_p < 0,7$.
- The investigation of the wastegate flap movement with optical measurement technology was carried out with engine-realistic exhaust pulsations, the comparable mechanical excitation leads to a matching WG flap movement:
 - With increasing pulsation coefficient Ψ_p the flap movement increases.
 - A 60 gram increase in actuator rod mass reduces flap movement by half when using a pneumatic wastegate actuator.
 - The influence of the bearing clearance between the wastegate components could be shown by removing the spring and enlarging the bore of the actuator rod.
- Investigation of the turbocharger shaft motion on the pulsation unit leads to comparable results to those obtained on the engine test rig. It was observed that in the frequency range of the outer oil vortex, structural excitations due to free mass forces and moments lead to a synchronization of adjacent frequencies on the engine test rig.

It could be shown that the pulsation unit operates reliably. The operational reliability of the design has been experimentally demonstrated for maximum exhaust gas temperatures of $T_{BK,max} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$.

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen von Forschungsarbeiten am Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule (RWTH) Aachen unter Leitung von Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger.

Herrn Professor Dr.-Ing. Stefan Pischinger gilt mein besonderer Dank für die Anregung zu dieser Arbeit und seine wohlwollende und stetige Förderung. Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Manfred Wirsum danke ich herzlich für sein Interesse an dieser Arbeit und die Übernahme des Korreferats sowie bei der unter Herrn Professor Dr.-Ing. Karl Alexander Heufer geleiteten Prüfungskommission.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Herrn Dr.-Ing. Norbert Schorn für seine Durchsicht der Arbeit, seine kritischen Anmerkungen sowie die zahlreichen Diskussionen, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Meinen Kollegen am TME und der FEV danke ich für die stetige Unterstützung bei der Durchführung der Arbeiten. Besonders hervorzuheben sind: Dr.-Ing. Dominik Lückmann, Dr.-Ing. Richard Aymanns, Dr.-Ing. Max Stadermann, Dr.-Ing. Adrian Schlosshauer, Dr.-Ing. Philipp Adomeit, Dr.-Ing. Marco Günther, Dr.-Ing. Pascal Ortlieb, M.Sc. Hendrik Ruppert, M.Sc. Johannes Klütsch, M.Sc. Iris Kreienborg sowie M.Sc. Christian Lenzen. Für die tatkräftige Unterstützung bei den experimentellen Aufbauten am Prüfstand möchte ich mich zudem bei Joachim Gerten, Daniel Debie, Marko Schneider und Michelle Hocks bedanken. Großer Dank für das unzählige Aufkleben aller akustischer Sensoren geht an Dipl.-Ing. Thomas von Zedlitz, Dipl.-Ing. Bjorn Habets und Peter Kleinlein. Ein ebenfalls großes Dankeschön für die geleisteten Arbeiten rund um die optische Messtechnik geht an Dr.-Ing. Tobias Zimmermann, Dr.-Ing. André Brunn, Dipl.-Ing. Martin Rombach, Carsten Simon und Elisabeth Douvali. Für die Unterstützung am Motorprüfstand bedanke ich mich herzlich bei M.Sc. Kobe Bertels und Dipl.-Ing. Uli Janssen sowie den Prüfstandsfahrern Robert Beu und Marco Ibels. Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen ehemaligen Studenten bedanken, die durch ihre Abschlussarbeiten wertvolle Inhalte beigetragen haben: M.Sc. Philipp Ostmann, M.Sc. Fabian Rolaufts, B.Sc. Matthias Loevenich, B.Sc. Jan Heinemann, B.Sc. Firat Atakan, B.Sc. Nicolas Busch sowie B.Sc. Tobias Rominger-Baumann.

Bei meinen Eltern Marita und Josef und meinen Schwiegereltern Helga und Jochen bedanke ich mich für die aufmunternden Worte und den motivierenden Zuspruch während der gesamten Zeit am Lehrstuhl.

Abschließend gilt der größte Dank meiner Frau Anna, die mich auch in den herausforderndsten Momenten auffangen und motivieren konnte und somit entscheidend zur Vollendung dieser Arbeit beigetragen hat. Für meine viele Abwesenheit und meine Launen entschuldige ich mich hiermit herzlich. Danke auch an meine Tochter Marla, die mir in ihren ersten Lebensmonaten häufig in den frühen Morgenstunden in der Bauchtrage Gesellschaft beim Schreiben geleistet hat.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung und Zielsetzung der Arbeit	1
2	Stand der Technik	3
2.1	Thermodynamische Grundlagen	3
2.1.1	Verbrennungsmotor	3
2.1.2	Abgasturboaufladung	7
2.2	Nutzen und Herausforderung von Abgaspulsationen für den Verbrennungsmotor	10
2.2.1	Entstehung der Abgaspulsation im Verbrennungsmotor	11
2.2.2	Zusammenwirken mit Turbolader	14
2.2.3	Abgaspulsation an PKW-Verbrennungsmotoren	16
2.2.4	Parametervariation in GT-Power zur Untersuchung der Abgaspulsationen	21
2.3	Konzepte zur Erzeugung motorrealistischer Abgaspulse	25
2.4	Untersuchung von Turboladerkomponenten unter Pulsationseinfluss	28
3	Auslegung eines Pulsationserzeugers für den stationären Brennkammerprüfstand	33
3.1	Anforderungen an den Pulsationserzeuger	33
3.2	Vorauslegung	34
3.3	Auslegung des Ventiltriebs	39
3.3.1	Auslegung des Ventilhubs	40
3.3.2	Auslegung der Ventilgröße	41
3.3.3	Auslegung der Ventilöffnungsdauer	44
3.3.4	Auslegung des Abgasvolumens	46
3.3.5	Auslegung der Nockenwelle	48
3.3.6	Vergleich der Ventilhubkurven von Verbrennungsmotor und Pulsationserzeuger	50
3.4	Auslegung des Pulsationserzeuger-Bypass	51
3.5	Ausführung des Pulsationserzeugers	52
3.6	1D-Simulationsmodell des Pulsationserzeugers	53
3.6.1	Simulation der Abgaspulserzeugung für verschiedene Motoren	54
3.6.2	Simulation mit getaktetem Bypassventil	55
3.7	Volumenvariation des Druckbehälters am Einlass des Pulsationserzeugers	56
3.8	Geometrievaryation des Abgassammlers nach Pulsationserzeuger	57
3.9	Thermische Auslegung des Ventilkörpers	61
4	Experimentelle Methoden	66

4.1	Vorbereitung der Versuchsträger und Messtechnik	66
4.1.1	Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung der WG-Deckelbewegung mit Daten einer Hochgeschwindigkeitskamera	68
4.2	Durchgeführte Experimente am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger	69
4.2.1	Quantifizierung der Wastegate-Bewegung mit optischen Methoden	69
4.2.2	Bestimmung der Wellenbahnen des Turboladerlaufzeugs	70
5	Experimentelle Ergebnisse	71
5.1	Vergleich der erzeugten Druckpulsationen	72
5.2	Untersuchung der Bewegung des Wastegatedeckels	75
5.2.1	Bewegung des Serienwastegate-Deckels am Motorprüfstand und am Pulsations- erzeuger	76
5.2.2	Untersuchung der WG-Deckelbewegung verschiedener WG-Varianten (Serie, Spiel-Variation, entfernte Feder) am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger	79
5.2.3	Einfluss des WG-Öffnungswinkels auf die WG-Deckelbewegung	80
5.2.4	Untersuchung der Deckel-Bewegung mit pneumatischem und elektrischem Ak- tuator	82
5.2.5	Untersuchung der Deckel-Bewegung bei einer Massenvariation der Aktuator- stange mit pneumatischem Aktuator	83
5.3	Ergebnisse der Wellenbahnuntersuchung	84
6	Zusammenfassung	90
A	Ergänzungen zum Stand der Technik	93
A.1	Ergänzungen zur Untersuchung der Druckpulsation an den Verbrennungsmotoren	93
A.2	Ergänzungen zur GT-Power Studie	95

Abbildungsverzeichnis

2.1	Arbeitsspiel eines Viertaktmotors im p, V -Diagramm [32]	3
2.2	Skizze eines typischen Kennfeldes eines aufgeladenen Ottomotors	6
2.3	Schnittansicht eines Abgasturboladers mit einflutiger Turbine nach [34]	8
2.4	Darstellung der Turbinenkenngrößen in Kennfeldern [35]	10
2.5	Relevante Größen bei der Analyse von Abgaspulsationen eines aufgeladenen Vierzylinder-Reihenmotors ($n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ Volllast), 1D-Simulation	12
2.6	Relevante Größen bei der Analyse von Abgaspulsationen eines aufgeladenen Vierzylinder-Reihenmotors ($n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ Volllast), 1D-Simulation	13
2.7	Einfluss einer Druckpulsation auf den Durchsatz $\dot{m}$ einer Axialturbine nach [53]	15
2.8	Einfluss der Druckpulsation auf den Energiestrom $\dot{E}$ und den Wirkungsgrad η_T einer Radialturbine nach [53]	16
2.9	Beschreibung der Parameter zur Quantifizierung der Ausprägung von Abgasdruckpulsationen vor der Turbine am Beispiel eines Dreizylinder Verbrennungsmotors	17
2.10	Vergleich der Druckpulse und der Pulsationskennziffer Ψ_p im LET-Betriebspunkt und Ψ_p bei Nennleistung bei konstanter Zylinderanzahl $z = 3$, 1D-Simulation	18
2.11	Vergleich der Druckgradienten G_1 und G_2 bei Variation der Literleistung (Dreizylindermotoren) und bei Variation der Zylinderanzahl, 1D-Simulation	19
2.12	Vergleich der Druckpulse und der Pulsationskennziffer Ψ_p bei Zylinderanzahl $z = 3, z = 4$ und $z = 6$, 1D-Simulation	19
2.13	Druckpulse und Pulsationskennziffer Ψ_p bei LET und Nennleistung für die Zylinderanzahl $z = 3, z = 4$ und $z = 6$, 1D-Simulation	20
2.14	Richtwerte für α und β bei pulsierender Beaufschlagung nach [52]	21
2.15	Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für eine Drehzahlvariation bei konstanter Last von $p_{me} = 10 \text{ bar}$, $p_{me} = 13 \text{ bar}$ und $p_{me} = 17 \text{ bar}$, 1D-Simulation	22
2.16	Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p (über mittlerem Turbineneintrittsdruck $p_{vT,av}$) für eine Lastvariation bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$, 1D-Simulation	23
2.17	Pulsationskennziffer Ψ_p im Motorkennfeld des Dreizylindermotors mit 80 kW/L, 1D-Simulation	24
2.18	Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für die Abgasleitungsvolumenvariation V_K im LET-Betriebspunkt bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 24 \text{ bar}$, 1D-Simulation	24
2.19	Konzepte zur Erzeugung von Abgaspulsationen	26
2.20	Abgaspuls und Pulsationskennziffer Ψ_p für veröffentlichte Konzepte	27
2.21	Prinzipbild des Turbinenbypass (Wastegate) zur Ladedruckregelung am Abgasturbolader	29

2.22	Bewegungsmuster der Wastegate-Komponenten im Motorkennfeld aus [50] (die Isolinen entsprechen dem WG-Öffnungswinkel α_{WG})	31
2.23	Eine Feder zwischen Deckel und Hebel reduziert das Spiel und verbessert Verschleiß- und NVH-Verhalten [42]	32
3.1	Prinzipbild des Pulsationserzeugers im stationären Brennkammerprüfstand	34
3.2	Erforderlicher Querschnitt A_s bei einer konstanten Druckrandbedingung in der Brennkammer $p_{BK} = 4,5$ bar (Vierzylindermotor, $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$, Volllast), 0D-Simulation	37
3.3	Kinematisches Ersatzsystem für den starren Ventiltrieb [33]	40
3.4	Ermitteltes Nockenprofil und Ventilhubkurve sowie die sich daraus ergebende Ventilgeschwindigkeit und Ventilbeschleunigung	41
3.5	Erforderlicher Brennkammerdruck in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Volllast für verschiedene Motormodelle mit der Ventilgröße $A_s = 1100 \text{ mm}^2$	43
3.6	Vereinfachte Darstellung der Ventilgeometriegrößen	43
3.7	Gegenüberstellung der Volumina des Abgassystems im Motor- und Pulsationserzeugermodell nach Optimierung der Abgasvolumina zwischen Ventil und Turbinenvoluteneintritt	46
3.8	Auslegung von Nockenwelle und Ventiltrieb	49
3.9	Vergleich der Ventilhübe und Steuerzeiten zwischen Pulsationserzeuger und konventionellem 4-Zylinder Verbrennungsmotor	50
3.10	Kombination aus Hubventil und konstantem Bypass: Abgasmassenstrom über die Auslassventile $\dot{m}_{A,AV}$ (Vierzylindermotor, Nennleistung, $n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$), 1D-Simulation	51
3.11	Ventilkörper des Pulsationserzeugers, Schnittansicht	52
3.12	Skizze des 1D-Simulationsmodells in <i>GT-POWER</i>	53
3.13	Übersicht der simulierten Abgaspulse für LET- und Nennleistungspunkt nach einer Anpassung von Ventilöffnungsdauer und Volumen des Abgasleitungssystems, 1D-Simulation	54
3.14	Abbildung des Ausschiebevorgangs beim Dreizylindermotor mit 94 kW/L im Nennleistungspunkt bei $n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$ mit getaktetem Bypassventil, 1D-Simulation	55
3.15	Druckamplitude Δp_{DB} im Druckbehälter vor dem Pulsationserzeuger in Abhängigkeit des Behältervolumens im LET-Betriebspunkt des Dreizylindermotors mit 66 kW/L	57
3.16	Untersuchung des akustischen Verhaltens in der abfallenden Druckpulsflanke des Drucks vor Turbine p_{VT} bei einer Pulsfrequenz von $f_{Puls} = 60 \text{ Hz}$ für verschiedene Abgassammlergeometrien, 3D-CFD-Simulation	58
3.17	Frequenzanalyse der Druckschwingung im Abgassammler für die ersten acht Zündordnungen (60 bis 480 Hz) bei einer Pulsfrequenz von $f_{Puls} = 60 \text{ Hz}$	60
3.18	CAE-Simulation zur Abschätzung der maximalen Ventilsitzringtemperaturen bei $T_{BK} = 1200 \text{ °C}$, $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 100 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ (innen liegendes Ventil)	62
3.19	CAE-Simulation zur Abschätzung der Ventilsitzringtemperatur bei $T_{BK} = 700 \text{ °C}$, $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ (innen liegendes Ventil)	63
3.20	CAE-Simulation zur Abschätzung der Ventilsitzringtemperatur bei $T_{BK} = 700 \text{ °C}$, $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ (außen liegendes Ventil)	64
3.21	CAE-Simulation und Messung der Temperatur T_{VSR} im Bereich des Ventilsitzrings bei $T_{BK} = 700 \text{ °C}$, $T = 60 \text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$	64

4.1	Untersuchung des Versuchsträgers am Motorprüfstand	67
4.2	Ausrichtung der Abstandssensoren zur Quantifizierung der Wellenbahnen	67
4.3	Methodik zur Bestimmung der WG-Deckelbewegung	68
4.4	Hardwarevariation für die Quantifizierung der WG-Bewegung am Motorprüfstand (a, b, d) und mit Pulsationserzeuger (a, b, c, d)	70
4.5	Schematische Darstellung der Ölfilme in einem Gleitlager und Begriffdefinition zur Wellenbahnbeschreibung nach [28]	71
5.1	Vergleich der Druckpulsationen vor Turbine zwischen Motorprüfstand und Pulsationserzeuger ($n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 20 \text{ bar}$, $\alpha_{WG} = 1^\circ$), Messung	72
5.2	Vergleich der Druckpulsationen vor Turbine zwischen Motorprüfstand und Pulsationserzeuger bei Lastvariation ($n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 10 \dots 17,5 \text{ bar}$), Messung	73
5.3	Erzeugte Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für den hier entwickelten Pulsationserzeuger im Vergleich zu anderen Konzepten und dem Verbrennungsmotor	74
5.4	Deckelbewegung in x- und y-Richtung im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ mit Serien-WG, Achsendefinition am um $\alpha_{WG} = 10^\circ$ geöffneten WG	75
5.5	Vergleich der Wastegatedeckelbewegung am Pulsationserzeuger aufgenommen mit Laservibrometer und mit Hochgeschwindigkeitskamera [45]	75
5.6	Vergleich der WG-Bewegung am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_{me} = 15 \text{ bar}$, $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$, Messung mit Serien-WG	76
5.7	Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 15 \text{ bar}$ für das Serienwastegate	77
5.8	Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger bei Lastvariation $p_{me} = 12,5 \text{ bar}$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $p_{me} = 17,5 \text{ bar}$ bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ für das Serien-WG	78
5.9	Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 15 \text{ bar}$ für die drei WG-Varianten gemäß Abbildung 4.4	79
5.10	Darstellung der WG-Bewegung am Pulsationserzeuger bei einer Last von $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ für das Serien-Wastegate bei $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ und $\alpha_{WG} = 8^\circ$	80
5.11	Geometrie Größen zur Beschreibung der Kinematik der Wastegatekomponenten	81
5.12	Vergleich der WG-Bewegung zwischen elektrischem und pneumatischem Aktuator im Betriebspunkt $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei $\alpha_{WG} = 8^\circ$ geöffnetem WG	82
5.13	WG-Bewegung am Pulsationserzeuger bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $\alpha_{WG} = 8^\circ$ für das Serien-WG mit elektrischem und pneumatischem Aktuator	83
5.14	WG-Bewegung am Pulsationserzeuger mit pneumatischem Wastegate bei Variation der Aktuatorstangenmasse: keine zusätzliche Masse, +30 g, +60 g bei $p_{me} = 15 \text{ bar}$, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$	83
5.15	Schmalbandamplitude der Wellenbewegung für die Lastvariation $p_{me} = 10 \dots 20 \text{ bar}$, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ am Motorprüfstand, Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger	85
5.16	Breitbandamplitude der Wellenbewegung für den äußeren und inneren Ölwirbel sowie die Unwucht für die Lastvariationen von $p_{me} = 10 \dots 20 \text{ bar}$ bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$	87

5.17	Breitbandamplitude der Wellenbewegung in x-Richtung für den Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels, des inneren Ölwirbels und der Unwucht im Motorbetriebspunkt $p_{me} = 15 \text{ bar}$, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ am Motorprüfstand, Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger	88
5.18	Wellenbewegung in x- und y-Richtung bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 10 \text{ bar}$ am Motorprüfstand, stat. Brennkammerprüfstand und mit Pulsationserzeuger	88
A.1.1	LET: Abgaspulsationen vor Turbine für drei Motorbetriebspunkte von Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren	93
A.1.2	Nennleistungspunkt: Abgaspulsationen vor Turbine für drei Motorbetriebspunkte von Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren	93
A.1.3	Turbinendurchsatzkennfelder für die Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren aus den Abbildungen A.1.1ff	94

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
A	Fläche, Amplitude	m^2, bar
a	Schallgeschwindigkeit	ms^{-1}
c	Strömungsgeschwindigkeit	ms^{-1}
c_K	Kolbengeschwindigkeit	ms^{-1}
c_m	mittlerer Kolbengeschwindigkeit	ms^{-1}
c_p, c_v	spezifische Wärmekapazität	$\text{Jkg}^{-1}\text{K}^{-1}$
d	Durchmesser	m
E	Elastizitätsmodul	$\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$
$\dot{E}$	Energiestrom	$\text{kgm}^2\text{s}^{-3}$
f_{Puls}	Frequenz der Druckpulsation	Hz
F	Kraft	N
G_1, G_2	Druckgradient ansteigende/abfallende Pulsflanke	$\text{bar}^\circ\text{KW}^{-1}$
h	Enthalpie	Jkg^{-1}
H_G	Gemischheizwert	Jm^{-3}
H_u	Heizwert	Jkg^{-1}
i	Arbeitsspielzahl	—
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	—
l	Nockenbreite	m
m	Masse	kg
M	Drehmoment	Nm
Ma	Machzahl	—
n	Drehzahl	min^{-1}
p	Druck	bar
p_{me}	effektiver Mitteldruck	bar
p_{mi}	innerer Mitteldruck	bar
p_{mr}	Reibungsmitteldruck	bar
P	Leistung	W
P_e	effektive Motorleistung	W
P_i	innere Motorleistung	W
P_r	Reibleistung	W
r	Radius	m

Symbol	Beschreibung	Einheit
R_i	spezifische Gaskonstante	$\text{J kg}^{-1} \text{K}^{-1}$
s	Weg	m
S	Schmierzahl	mm
T	Temperatur	K
V_h	Hubvolumen eines Zylinders	m^3
V_H	Gesamthubvolumen	m^3
V	Volumen	m^3
z	Zylinderanzahl	—

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Massenstrombeiwert, Winkel	—, °
β	Energiebeiwert	—
η_i	innerer Motorwirkungsgrad	—
η_T	Turbinenwirkungsgrad	—
κ	Isentropenexponent	—
λ	Luftverhältnis	—
λ_a	Luftaufwand	—
π	Druckverhältnis	—
ρ	Stoffdichte, Nockenkrümmungsradius	kg m^{-3} , m
σ	kritische Spannung infolge Gas- oder Massenkraft	Pa
Ψ_p	Pulsationskennziffer	—
ω	Winkelgeschwindigkeit	s^{-1}

Indizes

Index	Beschreibung
1	Zustand vor Verdichter
2	Zustand nach Verdichter
5	Zustand vor Turbine
6	Zustand nach Turbine
a	außen
A	Abgas
Akt	Wastegateaktuator
ATL	Abgasturbolader
av	Mittelwert, Flächengemittelt
AV	Auslassventil
BK	Brennkammer
c	Verdichtungsraum

Index	Beschreibung
DB	Druckbehälter
E	Eintritt Motor, vor Einlassventil
g	Gemisch
G	Gaskräfte
i	innen
K	Kolben, Krümmer, Abgasleitungsvolumen
KW	Kühlwasser
L	Luft
m	mittel
M	Motor, Massenkkräfte
max	Maximalwert
min	Minimalwert
mit	Mittelwert
Mess	gemessener Wert
N	Nocken
Nenn	Nennleistung
p	Druck
PE	Pulsationserzeuger
red	reduzierte Größe
ref	Referenzwert
s	isentrop
st	statisch, stöchiometrisch
t	total
T	Turbine
ts	total-statisch
th	theoretisch
U	Umgebung
ü	Ventilüberstand
V	Verdichter, Ventil
v,n	vor/nach der Bilanzgrenze
vPE, nPE	vor Pulsationserzeuger, nach Pulsationserzeuger
vT, nT	vor Turbine, nach Turbine
VSR	Ventilsitzring
WG	Wastegate
Zyl	Zylinder

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
Aö	Auslass öffnet
ATL	Abgasturbolader
BK	Brennkammer
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
DI	Direkteinspritzung
FFT	Fast Fourier Transformation
LET	Low End Torque
MKS	Mehrkörpersimulation
NVH	Noise Vibration Harshness
OT, UT	oberer, unterer Totpunkt
PE	Pulsationserzeuger
PKW	Personenkraftwagen
stat	stationär (Brennkammerprüfstand)
WG	Wastegate

1 Einleitung und Zielsetzung der Arbeit

Die Hybridisierung von Personen- und Lastkraftwagen verlangt eine hohe Leistung des Verbrennungsmotors bei geringem Bauraum. Die hohe Leistungsdichte der bau- und hubraumreduzierten Motoren, zum Beispiel durch eine Reduzierung der Zylinderanzahl oder des Hubvolumens eines Zylinders, wird in der aktuellen Entwicklung vorrangig durch Aufladung realisiert.

Bei reduzierter Zylinderanzahl führt die pulsierende Beaufschlagung des Turboladers zu höheren mechanischen Belastungen und Instabilitäten. Während sich die Turboaufladung von Dreizylindermotoren etabliert hat, ist die Turboaufladung von Zweizylindermotoren kritischer [5]. Als besonders herausfordernd gelten hier die Massenstromoszillationen auf der Verdichterseite und die hohen Abgaspulsationen auf der Turbinenseite [13].

Stand der Technik ist es, den Turbolader anhand von Messungen am Motorprototypen im Rahmen von Motorprüfstandsversuchen zu validieren. Um die steigende Belastung des Turboladers bereits zeitgleich zur Entwicklung des Motors zu untersuchen (Frontloading [1]), ist es erforderlich, die bei pulsierender Beaufschlagung der Turbine entstehende mechanische Anregung des Abgasturboladers abseits des Motorbetriebs nachzubilden.

Gegenstand der Arbeit ist es, einen Pulsationserzeuger auszulegen, der in den stationären Brennkammerprüfstand zwischen Brennkammer und Prüfling integriert wird. Dabei soll der Pulsationserzeuger folgende Eigenschaften und Vorteile gegenüber Untersuchungen am Motorprüfstand aufweisen:

- Der Pulsationserzeuger ermöglicht die Erzeugung von motorischen Abgaspulsationen vor der Turbine des Abgasturboladers.
- Eine durch die Abgaspulsation verursachte, zum Motorbetrieb vergleichbarer mechanische Anregung ermöglicht die mechanische Erprobung des Turboladers.
- Untersuchungen mit Fokus auf die mechanische Belastung können bereits im frühen Entwicklungsstadium eines Verbrennungsmotors durchgeführt werden, sogar dann, wenn noch kein Motorprototyp vorhanden ist.
- Die im Vergleich zum Motorprüfstand deutlich bessere Erreichbarkeit des Prüflings im Brennkammerprüfstand kann dazu genutzt werden Sondermesstechnik zu installieren.
- Durch die vom Verbrennungsmotor unabhängige Einregelung der Abgaspulsation ist es möglich, die Randbedingungen am Prüfstand hinsichtlich der mechanischen Belastung zu verschärfen, womit Dauerlauf-Zeiten reduziert werden können (Raff-Test, [40]).
- Der Turboladerbetriebspunkt kann unabhängig von motorischen Randbedingungen eingeregelt werden.

Zu Beginn der Arbeit werden der Nutzen und die Herausforderungen der Abgaspulsationen für den Verbrennungsmotor analysiert. Um den Einfluss von Auslegungsparametern eines Verbrennungsmotors auf die Entstehung und die Intensität von Abgaspulsationen zu quantifizieren, werden 1D-Ladungswechselrechnungen mit vorhandenen Motormodellen durchgeführt.

Im Rahmen einer Vorauslegung des Pulsationserzeugers wird geprüft, ob motorrealistische Abgaspulsationen trotz der im Vergleich zu herkömmlichen Zylinderdrücken stark abweichenden Druckrandbedingung einer stationären Brennkammer erzeugt werden können.

Es folgt die Erläuterung der einzelnen Auslegungsschritte des Pulsationserzeugers. Dabei wird verdeutlicht, welche Regelgrößen zur Erzeugung der Abgaspulsationen erforderlich sind:

- Aufgrund der vom klassischen Verbrennungsmotor abweichenden Druckrandbedingung vor dem Auslassventil ist die Ventiltriebsauslegung des Pulsationserzeugers eine große Herausforderung.
- Ein 1D-Modell des Pulsationserzeugers wird aufgebaut um neben Parameterstudien auch zu untersuchen, welche Motoren mit dieser Einheit abgebildet werden können.
- Strömungsführende Bauteile, wie unter anderem ein Druckbehälter am Eintritt und ein Abgassammler am Austritt des Pulsationserzeugers, werden mittels 3D-CFD-Simulationen untersucht und optimiert.
- Die thermische Auslegung des Kühlwassermantels erörtert den Zielkonflikt zwischen hohen Abgastemperaturen am Austritt des Pulsationserzeugers und der hohen thermischen Belastung einzelner Komponenten im Abgaspfad des Pulsationserzeugers.

Nach der Fertigung und Inbetriebnahme des Pulsationserzeugers im stationären Brennkammerprüfstand werden experimentelle Untersuchungen durchgeführt und anhand von Anwendungsbeispielen geprüft, ob die mechanische Anregung durch Abgaspulsationen vom Motorprüfstand auf den Pulsationserzeuger übertragbar ist:

- Die mit Pulsationserzeuger erzeugten Abgaspulsationen werden mit Messdaten vom Motorprüfstand abgeglichen.
- Es werden Untersuchung der durch die Abgaspulsation verursachten Bewegung des Wastegatedeckels am Motorprüfstand und auch am Pulsationserzeuger durchgeführt. Das Bewegungsverhalten wird einerseits bei unterschiedlichen motorischen Randbedingungen und andererseits bei verschiedenen Wastegate- und Aktuatorvarianten analysiert.
- Ein weiteres Anwendungsbeispiel stellen Messungen der Wellenbahn des Turboladerlaufzeugs dar, welche mit identischer Turboladerhardware sowohl am Motorprüfstand, am stationären Brennkammerprüfstand als auch am Pulsationserzeuger durchgeführt und verglichen werden.

Teile dieser Arbeit wurden bereits vom Autor vorveröffentlicht: [46], [45], [15], [14].

2 Stand der Technik

2.1 Thermodynamische Grundlagen

2.1.1 Verbrennungsmotor

Abbildung 2.1 zeigt ein Arbeitsspiel eines freisaugenden Viertakt-Ottomotors im p, V -Diagramm. Der rechtsläufige Prozess stellt die vom Gas auf den Kolben ausgeübte positive Volumenarbeit dar und wird als Hochdruckschleife bezeichnet.

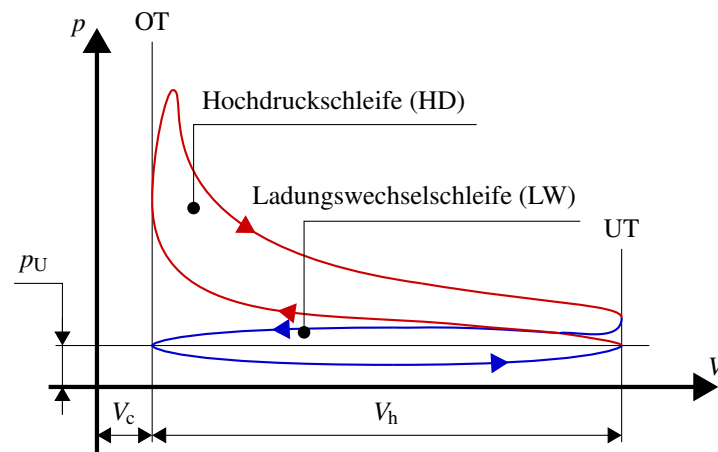


Abbildung 2.1: Arbeitsspiel eines Viertaktmotors im p, V -Diagramm [32]

Die Ladungswechselschleife stellt die vom Kolben geleistete Volumenarbeit während des Ladungswechsels dar. Bei nicht-aufgeladenen Motoren ist diese Arbeit negativ und wird als linksläufiger Prozess dargestellt. Bei aufgeladenen Motorkonzepten kann die Ladungswechselschleife in bestimmten Betriebspunkten auch positive Arbeit verrichten. In einem solchen Betriebspunkt wird die Ladungswechselschleife durch einen rechtsläufigen Prozess abgebildet. Die Schleifen werden von UT nach UT definiert. Im Folgenden werden aus diesen Prozessen wichtige Kenngrößen zur Charakterisierung eines Motors und seines Betriebspunktes abgeleitet.

Der innere Mitteldruck ist definiert als Volumenarbeit pro Arbeitsspiel bezogen auf das Hubvolumen eines Zylinders:

$$p_{mi} = \frac{\int p \cdot dV}{V_h} \quad (2.1)$$

Mit Gleichung 2.2 geht der innere Mitteldruck p_{mi} in die Berechnung der an die Kolben abgegebene, innere Leistung des Verbrennungsmotors P_i ein:

$$P_i = i \cdot n_M \cdot p_{mi} \cdot V_h \cdot z \quad (2.2)$$

Die Arbeitsspielzahl i wird je nach Ladungswechselverfahren festgelegt. Viertaktmotoren leisten an einem Kolben nur bei jeder zweiten Umdrehung der Kurbelwelle Arbeit durch Verbrennung, daher gilt $i = 0,5$.

Die effektive Leistung P_e ist kleiner als die innere Leistung P_i , da die innere Leistung um die Reibungsverluste im Motor (Kolben, Kolbenringe, Lager) und die erforderliche Leistung für Hilfsaggregate (Pumpe, Gebläse) reduziert wird. Die Reibleistung P_r und der Reibungsmitteldruck p_{mr} werden nach der Gleichung 2.4 definiert:

$$P_r = P_i - P_e \quad (2.3)$$

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (2.4)$$

Der effektive Mitteldruck wird nach Gleichung 2.5 bestimmt:

$$p_{me} = \frac{M \cdot \omega}{V_h \cdot n_M \cdot i \cdot z} = \frac{P_e}{V_h \cdot n_M \cdot i \cdot z} \quad (2.5)$$

Um den Kraftstoffverbrauch eines Verbrennungsmotors zu reduzieren, wird unter anderem das Motorhubvolumen $V_H = V_h \cdot z = A_K \cdot h \cdot z = \pi \cdot \frac{d_K^2}{4} \cdot h \cdot z$ verringert, wobei das durch einen kleineren Hub h , einer kleineren Bohrung d_K oder durch eine geringere Zylinderanzahl z realisiert werden kann. Mit sinkender Zylinderanzahl z lassen sich Reib- und Wärmeverluste verringern. Der Wegfall eines Brennraums bringt zusätzlich einen Kostenvorteil, da ein Teil der Komponenten, wie zum Beispiel Lager, Pleuel, Ventile und Einspritzdüsen, eingespart werden.

Aus Gleichung 2.5 wird deutlich, dass die zu erwartende Leistung bei sinkendem Hubvolumen $V_H = V_h \cdot z$ abfällt. Zur Kompensation dieses Effekts können die Motordrehzahl n_M oder der effektive Mitteldruck p_{me} erhöht werden. Sowohl n_M als auch p_{me} beeinflussen die mechanische Belastung des Motors. Um die Belastung abzuschätzen, werden die kritischen Spannungen durch Gas- und Massenkräfte betrachtet. Die Spannung durch die Gaskraft σ_G steigt proportional mit dem Zylinderdruck:

$$\sigma_G \sim p_{Zyl} \sim p_{mi} \sim p_{me} \quad (2.6)$$

Die Spannung infolge von Massenkräften σ_M steigt proportional mit dem Quadrat der Motordrehzahl n_M und somit auch mit dem Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit c_m :

$$c_m = 2 \cdot n_M \cdot s \quad (2.7)$$

$$\sigma_M \sim n_M^2 \sim c_m^2 \quad (2.8)$$

Diese Betrachtung verdeutlicht, dass die Leistungssteigerung durch Anheben der Motordrehzahl (Gl. 2.8) nur bedingt möglich ist. Die Steigerung des Mitteldrucks wirkt sich weniger nachteilig auf die mechanische Belastung des Motors aus und bietet somit Potenzial zur Leistungssteigerung. Dennoch müssen bei einer Druckerhöhung stets die Bauteilfestigkeiten (Gl. 2.6) berücksichtigt werden [32].

Um Maßnahmen zur Steigerung des Mitteldrucks abzuleiten, wird eine Darstellung des Mitteldrucks in Abhängigkeit weiterer motorischer Kenngrößen eingeführt:

$$p_{mi} = \eta_i \cdot H_G \cdot \lambda_a \quad (2.9)$$

Der innere Wirkungsgrad η_i ist abhängig vom angewandten Brennverfahren und kann nur begrenzt optimiert werden. Der Luftaufwand λ_a wird als Verhältnis der pro Arbeitsspiel zugeführten Frischladung zu theoretisch maximal möglicher Masse im Brennraum definiert:

$$\lambda_a = \frac{m_g}{V_h \cdot \rho_{th}} \quad (2.10)$$

Zur Berechnung der theoretisch maximal möglichen Masse im Zylinder wird das Hubvolumen V_h und die theoretische Dichte ρ_{th} herangezogen. Diese ergibt sich für aufgeladene Motoren aus den Druck- und Temperaturwerten am Zylindereintritt (im Saugrohr):

$$\rho_{th} = \frac{p_E}{R \cdot T_E} \quad (2.11)$$

Der Gemischheizwert H_G wird je nach äußerer (H_G) oder innerer ($\bar{H}_G$) Gemischbildung wie folgt definiert:

$$H_G = \frac{\rho_g \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{st} + 1} \quad (2.12)$$

$$\bar{H}_G = \frac{\rho_L \cdot H_u}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (2.13)$$

Dabei beschreibt bei äußerer Gemischbildung ρ_g die Dichte des zugeführten Gemischs aus Luft und Brennstoff, während bei der inneren Gemischbildung mit ρ_L nur die Dichte der zugeführten Luft betrachtet wird. Der untere Heizwert H_u und der stöchiometrische Luftbedarf L_{st} stellen Kennwerte des Brennstoffs dar und können als konstant angesehen werden. Das Verbrennungsluftverhältnis λ beschreibt das Verhältnis aus der tatsächlichen Luftmasse und der zur stöchiometrischen Verbrennung erforderlichen Luftmasse:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_{L,st}} \quad (2.14)$$

In der Regel werden heutige Ottomotoren bei einem Luftverhältnis um $\lambda = 1$ betrieben. Dies ermöglicht die Abgasnachbehandlung mit einem Drei-Wege-Katalysator. Im Volllastbetrieb werden Ottomotoren gegebenenfalls angefettet ($\lambda < 1$). Der nicht vollständig verbrennende Kraftstoff kühlt das Gemisch und insbesondere das Abgas (Bauteilschutz) bei ansteigenden Emissionen. Bei neuen Konzepten wird $\lambda = 1$ für das gesamte Motorkennfeld eingehalten [16].

Dieselmotoren arbeiten hingegen mit magerem Gemisch mit $\lambda > 1$. Der mögliche Stellbereich des Luftverhältnisses bei einem Dieselmotor ist durch die Partikelgrenze und den maximal zulässigen Spitzendruck im Zylinder begrenzt [38]. Somit ist das Verbrennungsluftverhältnis durch das Brennverfahren vorgegeben und nicht als Stellgröße für die Leistungssteigerung zu betrachten. Die verbleibende Stellgröße ist die Dichte der zugeführten Frischladung am Eintritt des Brennraums (Zylinder), die unabhängig von innerer oder äußerer Gemischbildung als ρ_E bezeichnet wird. Entsprechend der idealen Gasgleichung gilt:

$$\rho_E = \frac{p_E}{R \cdot T_E} \quad (2.15)$$

Ein Absenken der Saugrohrtemperatur T_E zum Beispiel unter Umgebungsbedingungen ist nicht praktikabel. Damit kann die Erhöhung des Eintrittsdrucks p_E als die Methode mit dem höchsten Potential zur Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors festgehalten werden. Die Druckerhöhung wird durch Aufladeaggregate stromauf des Brennraums, z.B. durch Abgasturbolader, erreicht. Stromab des Aufladeaggregats wird die verdichtete Luft mit einem Ladeluftkühler gekühlt, um die Saugrohrtemperatur T_E zu senken. Dies erhöht die Dichte der dem Brennraum zugeführten Luftmasse. Das Prinzip wird in Abschnitt 2.1.2 ausführlich erläutert.

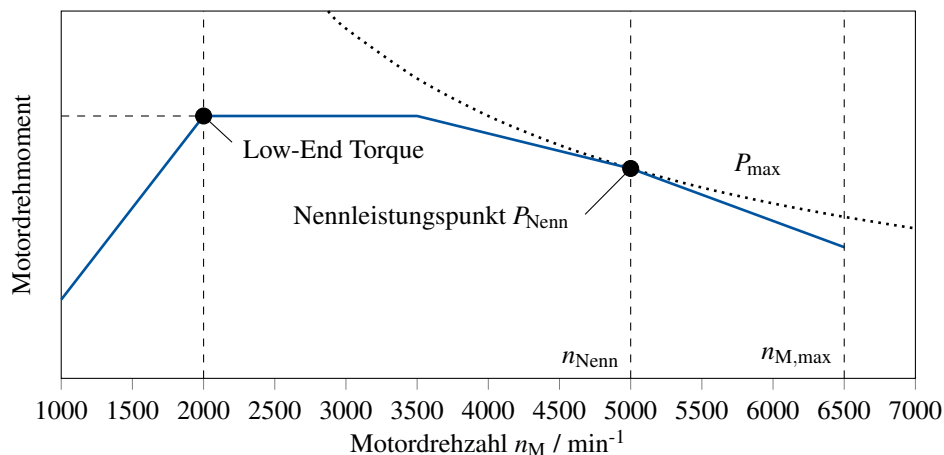


Abbildung 2.2: Skizze eines typischen Kennfeldes eines aufgeladenen Ottomotors

Abbildung 2.2 zeigt ein typisches Drehmoment-Kennfeld eines aufgeladenen Verbrennungsmo-

tors. Im Bereich niedriger Drehzahlen (hier bis $n_M < 2000 \text{ min}^{-1}$) steigt das Drehmoment kontinuierlich mit der Drehzahl an. Der Motorbetriebspunkt, an dem das Drehmoment aufgrund eines Regeleingriffs am Abgasturbolader trotz steigender Motordrehzahl nicht weiter steigt, wird als Low-End-Torque (LET)-Betriebspunkt bezeichnet. Wird die Drehzahl weiter erhöht, bleibt das Drehmoment aufgrund der geregelten Abgasturboaufladung konstant (Drehmomentplateau), um zum Beispiel Reifenschlupf zu vermeiden und die Getriebebelastung zu begrenzen. Der Punkt mit maximaler Motorleistung, auch Nennleistungspunkt P_{Nenn} , liegt nicht bei der höchsten Drehzahl. Aus Fahrkomfortsgründen besteht eine Drehzahlreserve bis zur maximalen Motordrehzahl.

Da ein hohes Drehmoment bei kleinen Drehzahlen sowohl das Anfahrverhalten als auch die Beschleunigung aus dem Stillstand begünstigt, spielt das LET für die Fahrdynamik eine wichtige Rolle und stellt eine zentrale Größe im Entwicklungsprozess des Motors dar.

2.1.2 Abgasturboaufladung

In diesem Abschnitt wird die Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors durch Abgasturboaufladung beschrieben. Dazu werden zunächst der prinzipielle Aufbau und das Funktionsprinzip eines Abgasturboladers (ATL) erläutert. Im Anschluss werden die wichtigsten Kennzahlen nach [34] hergeleitet.

Ein Abgasturbolader besteht aus einem Turbinenrad mit Rotorwelle und einem Verdichterrad. Die Laufräder sind über die Rotorwelle mechanisch gekoppelt. In diesem Abschnitt wird exemplarisch ein Abgasturbolader mit einflutiger Turbine betrachtet (vgl. Abbildung 2.3). Diverse weitere Ausführungen der Laufradformen und Gehäusebauarten sind möglich, werden jedoch für die Erläuterung des Funktionsprinzips der Abgasturboaufladung nicht vorgestellt.

Die heißen Abgase des Motors werden durch die Turbinenvolute geleitet und beschleunigt. Der Volutenquerschnitt A und sein zugehöriger Radius r zum Flächenschwerpunkt nehmen mit dem Ziel gleicher Eintrittsbedingungen über dem Radumfang nahezu linear über dem Umfang ab. Über das Turbinenlaufrad werden die Abgase entspannt und übertragen Arbeit an das Laufrad bzw. die Rotorwelle. Während der Arbeitsabgabe, d.h. Entspannung, sinkt die Temperatur des Abgases. Die auf das Turbinenlaufrad übertragene Energie wird über die Welle auf das Verdichterlaufrad übertragen. Die Welle ist sowohl axial als auch radial reibungsbehaftet gelagert. Dadurch ist die Übertragung der Leistung auf das Verdichterlaufrad mit Reibungsverlusten behaftet. Durch die Rotation des Verdichterlaufrades wird Frischluft am Lufteintritt axial angesaugt und über das Laufrad beschleunigt und komprimiert. Stromab des Laufrades erfolgt eine Druckrückgewinnung im Diffusor. Die verdichtete Luft wird dann über die Volute dem nachfolgenden Ladeluftkühler zugeführt. Hier wird die bei der Kompression entstandene Wärme teilweise abgeführt.

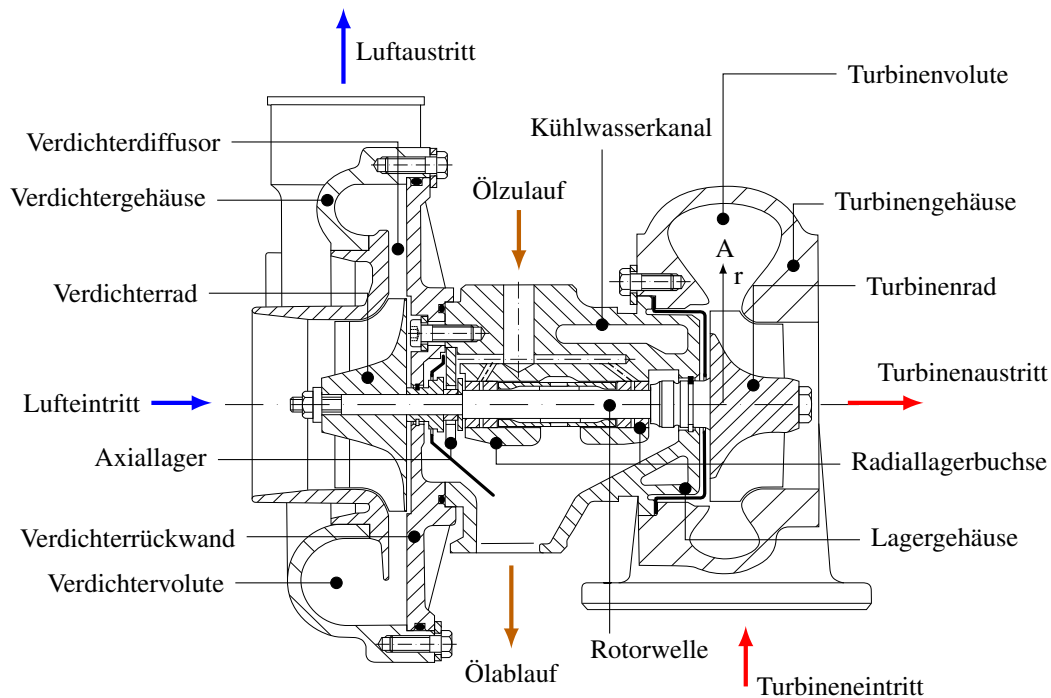


Abbildung 2.3: Schnittansicht eines Abgasturboladers mit einflutiger Turbine nach [34]

Um das Betriebsverhalten unterschiedlicher Abgasturbolader vergleichen zu können, müssen abweichende Umwelt- bzw. Betriebsbedingungen berücksichtigt werden. Dazu werden reduzierte und korrigierte Größen eingeführt. Das Verhalten der Turbine wird mit reduzierten Größen beschrieben. Zur Herleitung dieser Größen wird das Prinzip der Mach'schen Ähnlichkeit herangezogen. Die Machzahl ist definiert als Quotient aus Strömungsgeschwindigkeit c und lokaler Schallgeschwindigkeit a :

$$Ma = \frac{c}{a} = \frac{c}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}} \quad (2.16)$$

Mit der Annahme eines idealen Gases gilt:

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (2.17)$$

Die Kontinuitätsgleichung besagt, dass

$$\dot{m} = \rho \cdot c \cdot A = \text{konstant} \quad (2.18)$$

und somit ergibt sich Gleichung 2.16 zu:

$$Ma = \frac{\frac{\dot{m}_T \cdot R \cdot T_{vT,t}}{p_{vT,t} \cdot A}}{\sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_{vT,t}}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{vT,t}}}{p_{vT,t}} \cdot \frac{\sqrt{R}}{A \cdot \sqrt{\kappa}} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{vT,t}}}{p_{vT,t}} \cdot C \quad (2.19)$$

Die Konstante C beinhaltet die Stoffwerte und die Geometrie und wird für eine gegebene Turbine bei der Darstellung des reduzierten Massenstroms vernachlässigt. Durch Einsetzen zustandsspezifischer Größen ergibt sich der reduzierte Turbinenmassenstrom $\dot{m}_{T,red}$ aus Gleichung 2.19 zu:

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \cdot \frac{\sqrt{T_{vT,t}}}{p_{vT,t}} \quad (2.20)$$

Analog dazu wird mit Hilfe der auf die Umfangsgeschwindigkeit bezogenen Machzahl die reduzierte Drehzahl der Turbine hergeleitet. Diese wird wie folgt angegeben:

$$n_{T,red} = n_{ATL} \cdot \frac{1}{\sqrt{T_{vT,t}}} \quad (2.21)$$

Für die Turbine wird das total-statische Turbinendruckverhältnis gebildet:

$$\Pi_{T,ts} = \frac{p_{vT,t}}{p_{nT}} \quad (2.22)$$

Eine für die Thermodynamik wichtige Größe stellt der isentrope Turbinenwirkungsgrad $\eta_{T,s}$ dar, welcher das Verhältnis aus geleisteter Arbeit zur Arbeit eines Vergleichsprozesses definiert. Als Vergleichsprozess wird im Bereich der Turbolader häufig die isentrope Zustandsänderung herangezogen. Neben der Festlegung des Vergleichsprozesses ist es erforderlich, die verwendeten Zustände am Ein- und Austritt der Turbine zu definieren. Während am Eintritt der Turbine in der Regel der Totalzustand verwendet wird, kann sowohl der statische als auch der totale Zustand am Austritt herangezogen werden. Die Auswahl des Zustands für die Definitionen hängt davon ab, ob die kinetische Energie am Austritt der Turbine im Gesamtsystem noch weiter genutzt werden kann. Analog zu [24], [47], [43], [49] und [52] wird in dieser Arbeit die verbleibende kinetische Energie den Verlusten zugeordnet und damit der Wirkungsgrad mit dem statischen Austrittszustand definiert:

$$\eta_{T,s} = \frac{P_T}{\dot{m} \cdot \Delta h_{T,s,ts}} = \frac{h_{vT,t} - h_{nT,st}}{h_{vT,t} - h_{nT,s,st}} \quad (2.23)$$

Der Einfluss der Abgaspulsation auf den Turbinenwirkungsgrad wird in 2.2.2 zusammengefasst. Trotz pulsierender Beaufschlagung der Turbine kann für Thermodynamikkennfelder eine quasi-stationäre Annahme getroffen werden, die es erlaubt, den Turbinenwirkungsgrad auf sta-

tionären Brennkammerprüfständen zu bestimmen [2]. Die übliche Darstellungsweise der stationären Messergebnisse von Abgasturboladerturbinen in Kennfeldern ist in Abbildung 2.4 gezeigt.

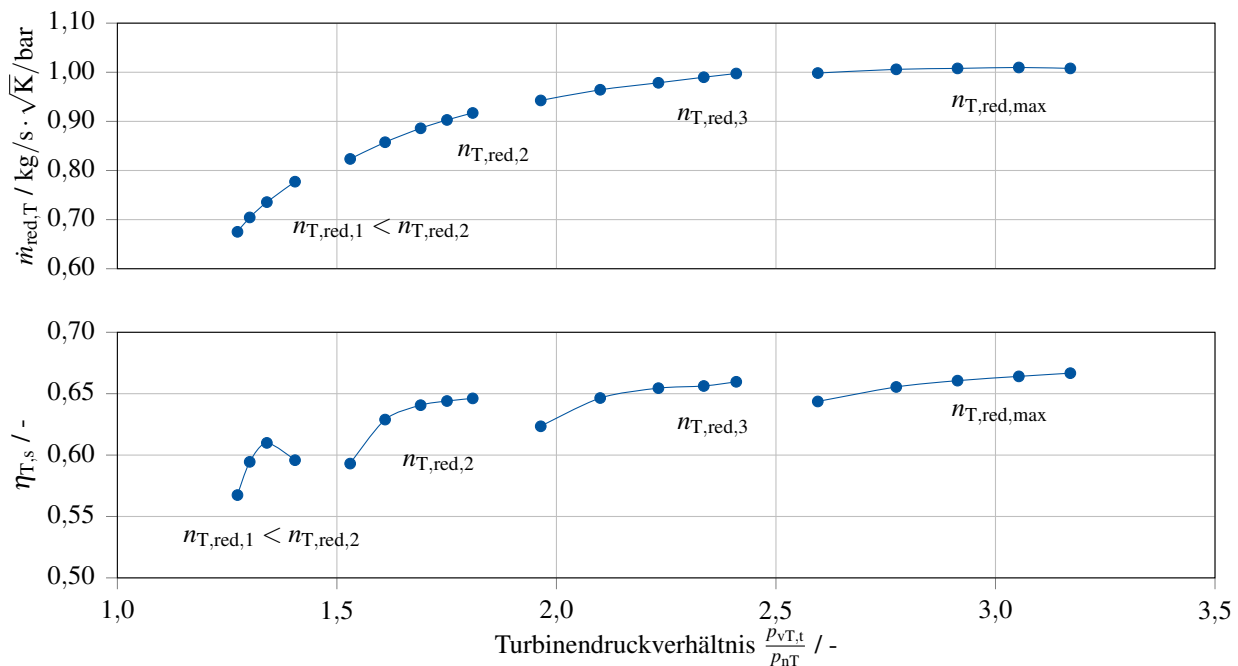


Abbildung 2.4: Darstellung der Turbinenkenngrößen in Kennfeldern [35]

Analog werden für die Verdichterseite Kennzahlen aufgestellt. Diese werden hier nicht weiter betrachtet, können jedoch [35] entnommen werden.

2.2 Nutzen und Herausforderung von Abgaspulsationen für den Verbrennungsmotor

Zu Beginn der Anwendung der Turboaufladung waren die Turbinenwirkungsgrade der Geräte noch niedrig und es musste ein Kompromiss gefunden werden zwischen der Haltbarkeit des Turboladers und der Bereitstellung von Turbinenenergie. Versuche zeigten dieses Spannungsfeld und Großmotoren tendierten zu Stauaufladung mit höchsten Turbinenwirkungsgraden und geringster Belastung durch Schaufelschwingungen in den Hauptbetriebspunkten, während kleinere Motoren mit weiterem Betriebsbereich die Stoßenergie der Abgaspulse nutzen, z.B. durch Turbinen mit bis zu vier Eintritten und kompaktem Abgaskrümmern.

Eine ideale Stauaufladung liegt vor, wenn das Volumen der Abgasleitungen zwischen den Auslassventilen des Brennraums und dem Eintritt in die Turbine derartig groß ist, dass sich die Druckstöße der einzelnen Zylinder vergleichmäßigen und das Abgas mit nahezu konstantem Druck die Turbine beaufschlagt. Das führt zu einer ausreichenden Dämpfung der Druckpulsationen.

erforderliche Volumen des Sammelbehälters ist vom Zylinderdruck beim Öffnen der Auslassventile und von der Anzahl der in den Behälter mündenden Zylinder abhängig.

Bei verhältnismäßig kleinen Volumina der Abgasleitungen bleiben hingegen die vom Ladungswechsel der Zylinder erzeugten abgasseitigen Druckstöße erhalten. Die Energie wird zum größten Teil als Druckenergie in Form der Abgasdruckwelle mit veränderlicher Druckhöhe zur Turbine transportiert. Die kinetische Energie in Form der Geschwindigkeitswelle transportiert dabei nur einen kleinen Teil der Gesamtenergie [53]. Dieses Verfahren wird als Stoßaufladung bezeichnet. Da sich Abgasdruckwellen im Abgassystem ausbreiten, kann bei bestimmten Zylinderanzahlen die Ausschiebearbeit ansteigen. Dementsprechend ist es sinnvoll, nur Zylinder mit geeignetem Zündabstand in Einzelleitungen zusammenzufassen. Die ungleichmäßige Beaufschlagung führt für die Turbine neben einer stärkeren Anregung der Schaufelschwingungen unter anderem zu einem schlechteren Wirkungsgrad. Der Wirkungsgradnachteil wird jedoch vom höheren Energieangebot normalerweise überkompensiert [31].

Heute sinkt aufgrund der Hybridisierung der für den Verbrennungsmotor zur Verfügung stehende Bauraum und die thermischen Randbedingungen aller Komponenten müssen geprüft werden. Beispielsweise können bei kleinem Volumen zwischen dem Brennraumauslass und dem Turbineneintritt die Wärmeströme in den Motorraum durch einen in den Zylinderkopf integrierten, folglich gekühlten Abgaskrümmern minimiert werden. Das integrierte Abgassystem hat ein kleines Volumen, welches hohe Druckpulsationen begünstigt, und findet vermehrt Anwendung bei Drei- und Vierzylindermotoren. Die reduzierte Wärmeübergangsfläche begünstigt das schnelle Katalysatoransprungsverhalten. Die gekühlte Oberfläche und damit sinkende Abgastemperatur fördert die Erweiterung des Hochlast $\lambda = 1$ -Bereichs [20]. Demnach wird der Stoßaufladung und ihrer Auswirkungen auf das Motorverhalten und die ATL-Belastung eine immer größere Bedeutung in der Entwicklung neuer Motorkonzepte zugeschrieben.

Im Folgendem werden zunächst die Entstehung der Abgaspulse im Verbrennungsmotor beschrieben und dann die Einflüsse auf den Druckverlauf vor der Turbine des Abgasturboladers ausgearbeitet.

2.2.1 Entstehung der Abgaspulsation im Verbrennungsmotor

Abbildung 2.5 zeigt die für die Ausbildung der Abgaspulsationen im Abgastrakt relevanten Größen eines stoßaufgeladenen Vierzylinder-Reihenmotors mit einflutiger Turbine bei Vollast und einer Motordrehzahl von $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$. Die Daten sind einer 1D-Rechnung entnommen.

Auf der x -Achse ist ein Arbeitsspiel aufgetragen, was einer Drehung der Kurbelwelle um 720°KW entspricht. Als Referenz ist in jedem Diagramm der Auslassventilhub eingezeichnet, wobei die Größen eines einzelnen Zylinders dargestellt werden.

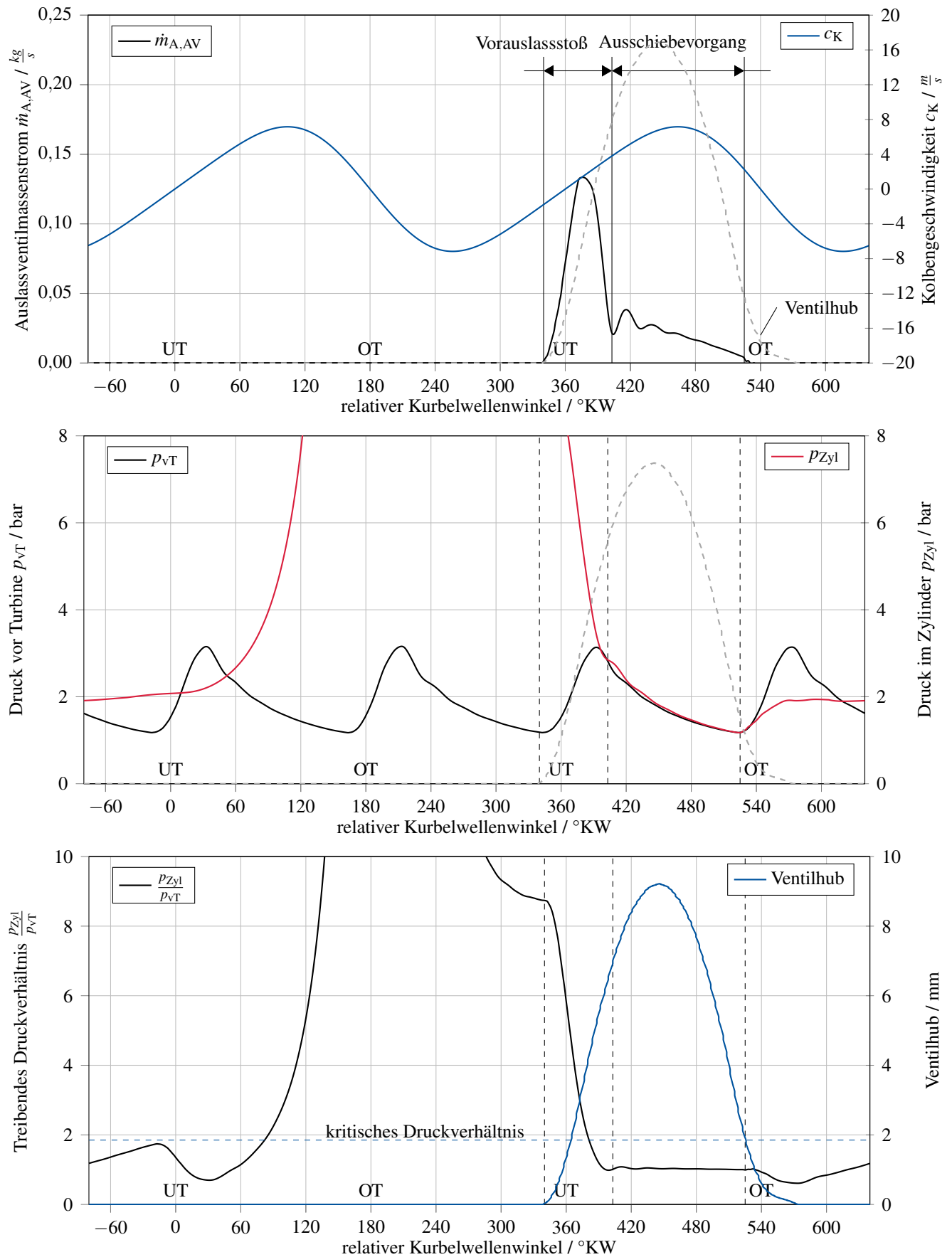


Abbildung 2.5: Relevante Größen bei der Analyse von Abgaspulsationen eines aufgeladenen Vierzylinder-Reihenmotors ($n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ Vollast), 1D-Simulation

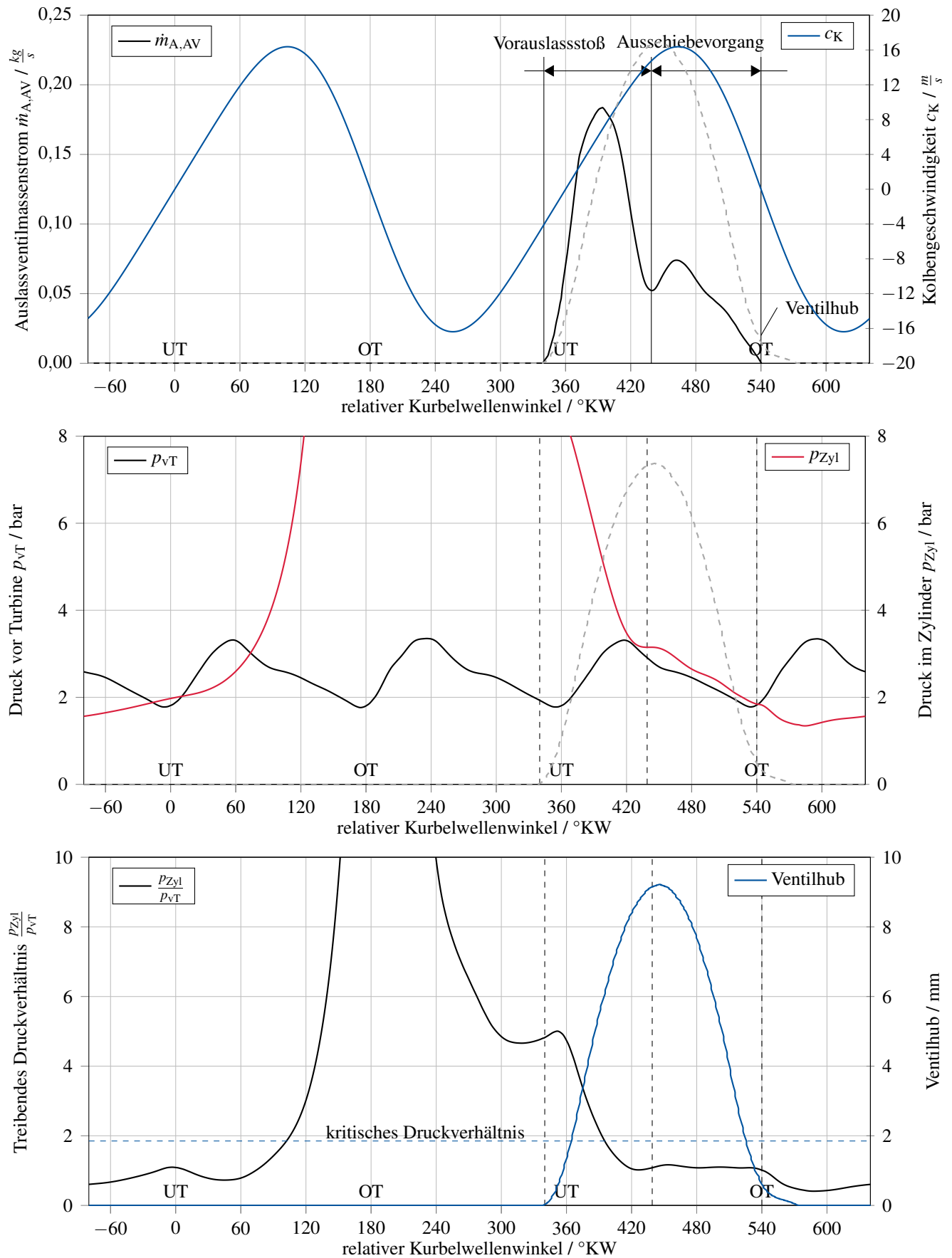


Abbildung 2.6: Relevante Größen bei der Analyse von Abgaspulsationen eines aufgeladenen Vierzylinder-Reihenmotors ($n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ Vollast), 1D-Simulation

Der Ladungswechsel lässt sich in einen Vorauslassstoß und einen Ausschiebevorgang unterteilen. Der Vorauslassstoß zeichnet sich durch einen steilen Anstieg und hohe Werte des Massenstroms über die Auslassventile $\dot{m}_{A,AV}$ aus, in diesem Lastpunkt während ca. 60 °KW. Dieses Verhalten lässt sich durch das zunächst große Druckgefälle zwischen dem Brennraum (Zylinder) und dem Abgaskrümmern nach Öffnen des Auslassventils erklären. Angetrieben durch das Druckgefälle steigt der Massenstrom über das Auslassventil mit dem vom öffnenden Ventil freigegebenen Strömungsquerschnitt. Ein großer Anteil des Vorauslassstoßes weist ein überkritisches Druckverhältnis auf, hier ca. während 45 °KW. Je mehr Masse vom Zylinder in den Abgastrakt strömt, desto weiter gleichen sich die Drücke vor und hinter dem Auslassventil an. Der Massenstrom $\dot{m}_{A,AV}$ erreicht zunächst ein Maximum und fällt anschließend soweit ab, bis der Kolben durch seine Aufwärtsbewegung das Ausschieben des Abgases übernimmt, dabei liegt der Zylinderdruck nun noch leicht über dem Abgasdruck p_{vT} . Während des Vorauslassstoßes wird mehr Masse in den Krümmer gefördert, als über die Turbine abfließt, was zu einem Anstieg des Drucks vor Turbine führt. Sobald während des Vorauslassstoßes der über das Auslassventil strömende Massenstrom wieder abnimmt, sinkt auch der Druck vor Turbine, bis der Vorauslassstoß des nachfolgenden Zylinders zu einem erneuten Druckanstieg führt.

In Abbildung 2.6 ist für den gleichen Motor ein Vollastbetriebspunkt bei $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ gezeigt. Der Vorauslassstoß dauert hier ca. 100 °KW. Es ist erkennbar, dass die aktuelle Kolbengeschwindigkeit c_K in der Ausschiebeweise den Auslassventilmassenstrom beeinflusst. Bei maximaler Kolbengeschwindigkeit während der Aufwärtsbewegung in der Ausschiebeweise (etwa bei 465 °KW) entsteht ein weiteres lokales Maximum im Auslassventilmassenstromverlauf. Die Daten sind einer 1D-Ladungswechselrechnung entnommen.

2.2.2 Zusammenwirken mit Turbolader

Bei einer pulsierenden Beaufschlagung der Turbine muss berücksichtigt werden, dass das zeitlich gemittelte (beispielsweise über ein Arbeitsspiel) Durchströmverhalten von einer Durchströmung bei konstantem (mittleren) Druck abweicht, so dass in der Auslegung ein größerer Turbinenquerschnitt A_T gewählt wird.

Näherungsweise kann die Turbine gedanklich durch eine Düse mit konstantem Querschnitt ersetzt werden. Abbildung 2.7 zeigt das parabolische Durchsatzverhalten über dem Turbineneintrittsdruck für eine Axialturbine (Schlucklinie). Für einen konstanten, mittleren Druck $p_{vT,av}$ vor der Turbine ergibt sich ein konstanter Massenstrom $\dot{m}$. Schwankt der Druck (z.B. durch Abgaspulsationen), so liegt der Mittelwert des dadurch schwankenden Massenstroms $\bar{\dot{m}}$ unterhalb der Schlucklinie der Turbine (s. Abb. 2.7). Der pulsierende Druck ergibt folglich eine scheinbare Verkleinerung des effektiven Turbinenquerschnitts um den Faktor des Massenstrombeiwertes α . Der Faktor ist nach [53] wie folgt definiert:

$$\alpha = \frac{\bar{\dot{m}}}{\dot{m}} \leq 1 \quad (2.24)$$

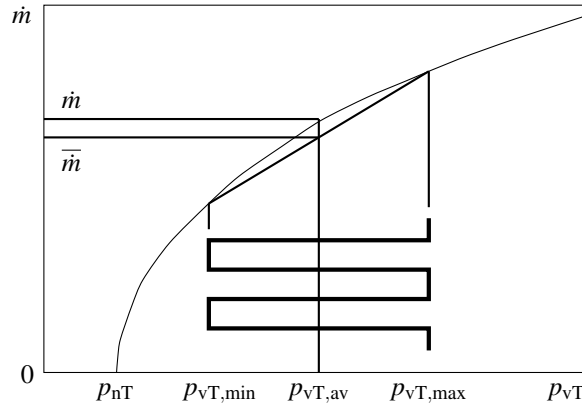


Abbildung 2.7: Einfluss einer Druckpulsation auf den Durchsatz $\dot{m}$ einer Axialturbine nach [53]

Für den in Abbildung 2.7 gezeigten rechteckigen Druckpuls liegt der Schwerpunkt auf einer Sehne, welche die beiden Punkte auf der Schlucklinie miteinander verbindet. Der Faktor α ist abhängig von der Form und der Größe der Druckpulsation, bei quasistationärer Betrachtungsweise allerdings nicht von der Frequenz.

Wird die Turbine pulsierend beaufschlagt, so schwanken neben dem Massenstrom auch das Energieangebot und die von der Turbine abgegebene Leistung. Der Energiestrom ist als Funktion des Drucks vor der Turbine in Abbildung 2.8 (a) abgebildet. Der parabelförmige Verlauf ergibt sich aus dem Produkt des Massenstroms (proportional zur Wurzel des Druckgefälles) und dem Druckgefälle selbst. Bei schwankendem Druck liegt der Mittelwert des Energiestromes auf dem gewichteten Schwerpunkt des gekrümmten Prabelstücks und somit stets oberhalb der Parabel. Das mittlere Energieangebot $\bar{\dot{E}}$ ist folglich größer als das Energieangebot $\dot{E}(p_{vT,av})$ bei gleich großem, aber konstantem (mittlerem) Druckgefälle, obwohl der Massenstrom um den Faktor α reduziert ist. Bezieht man das Energieangebot auf gleichen Massenstrom, so kann man analog zum Massenstrombeiwert einen Energiebeiwert β definieren, der bei pulsierendem Druck immer $\beta > 1$ ist.

$$\beta = \frac{\bar{h}}{h} = \frac{\sum_{i=0}^n [h_{Tn} \cdot \dot{m}_{Tn}]}{h_T \cdot \dot{m}_T} \geq 1 \quad (2.25)$$

Der der Turbine angebotene Energiestrom ist jedoch nicht unmittelbar mit der von ihr abgegebenen Leistung gleichzusetzen, da zusätzlich der Turbinenwirkungsgrad berücksichtigt werden muss. Die Leistung ergibt sich aus dem Produkt des Energiestroms und des Wirkungsgrades. Der Wirkungsgradverlauf ist in Abbildung 2.8 (b) als Funktion des Drucks vor Turbine gezeigt.

Analog zu den Betrachtungen des Massendurchsatzes und des Energiestroms ergibt hier eine pulsierende Beaufschlagung durch die nach unten geöffnete Wirkungsgradkurve ein stets kleinerer Wert als bei Beaufschlagung mit konstantem (mittlerem) Druck.

Mit niedrigem Durchsatz dominiert der Einfluss von β ($\beta < 100\%$) was im LET-Betriebspunkt genutzt wird und zu einem besseren Transientverhalten, also Beschleunigung, und Motordrehmoment führt.

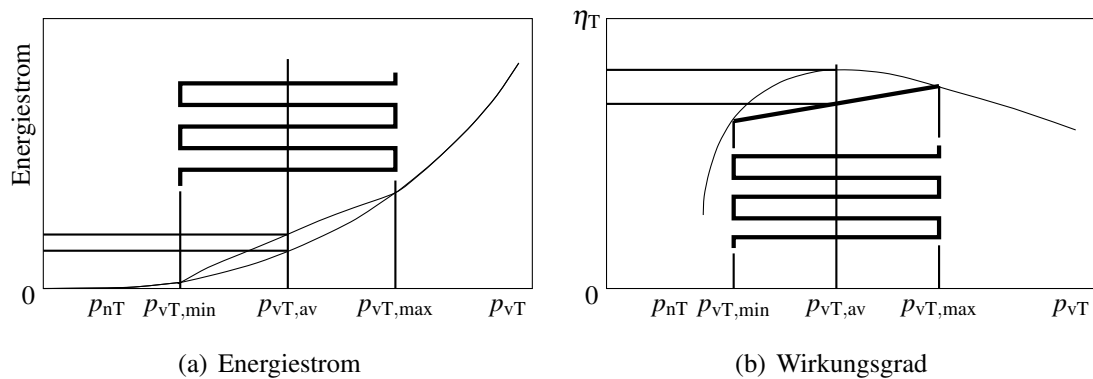


Abbildung 2.8: Einfluss der Druckpulsation auf den Energiestrom $\dot{E}$ und den Wirkungsgrad η_T einer Radialturbine nach [53]

Es bleibt festzuhalten, dass eine pulsierende Beaufschlagung Einfluss auf den Turbinendurchsatz, das Energieangebot und den Turbinenwirkungsgrad hat. Dieser Einfluss muss bei der Bestimmung thermodynamischer Turbinenkennfelder berücksichtigt werden. Thermodynamische Turbinenkennfelder werden daher richtiger Weise an stationären Brennkammerprüfständen bei konstanten Druck- und Temperaturrandbedingungen bestimmt.

2.2.3 Abgaspulsation an PKW-Verbrennungsmotoren

Zur besseren Beschreibung bzw. Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Ausprägung von Abgasdruckpulsationen im Abgastrakt des Verbrennungsmotors werden Kennzahlen definiert. Die Kennzahlen sind anhand eines beispielhaften Verlaufs des Drucks vor Turbine für einen 4-Takt Dreizylinder-Motor in Abbildung 2.9 dargestellt. Definiert werden:

- der maximale Druck $p_{vT,max}$ und der minimale Druck $p_{vT,min}$
- der mittlere Druck $p_{vT,av}$ (arithmetisch) und $p_{vT,mit} = \frac{p_{vT,max} + p_{vT,min}}{2}$
- die Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ als Differenz aus dem maximalen und minimalen Druck
- maximaler Gradient G_1 im ansteigenden Verlauf zwischen dem Minimum und dem Maximum des Druckpulses
- Gradient der abfallenden Druckflanke G_2 , ausgewertet zwischen 90 % des Druckmaximums bzw. 110 % des Druckminimums

Als weitere Kenngröße lässt sich die Ausprägung der Druckpulsation stromauf der Turbine durch die Pulsationskennziffer Ψ_p in Anlehnung an [48] ausdrücken:

$$\Psi_p = \frac{p_{vT,max} - p_{vT,min}}{p_{vT,av}} \quad (2.26)$$

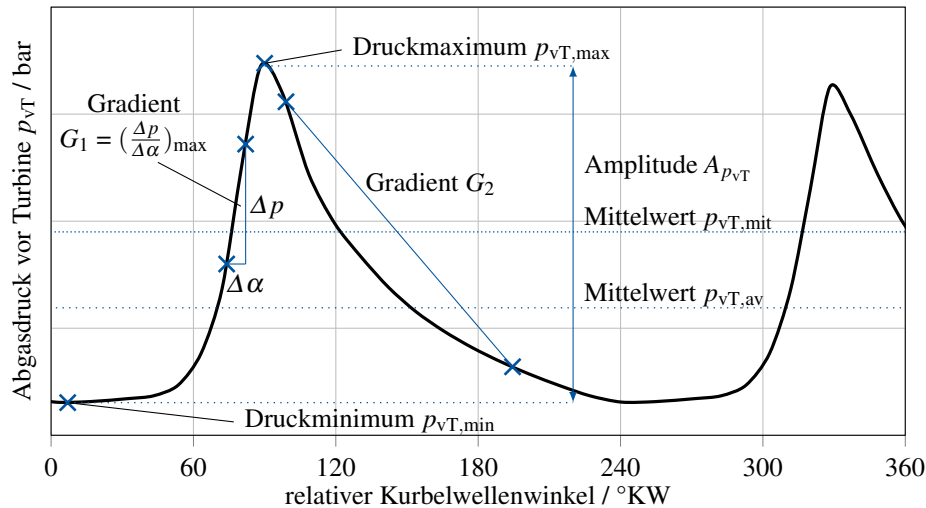


Abbildung 2.9: Beschreibung der Parameter zur Quantifizierung der Ausprägung von Abgasdruckpulsationen vor der Turbine am Beispiel eines Dreizylinder Verbrennungsmotors

Im Folgenden werden die Abgaspulsationen verschiedener aufgeladener Verbrennungsmotoren anhand von mit Messdaten abgeglichenen 1D-Modellen analysiert. Die wesentlichen Motordaten sind in Tabelle 2.1 aufgeführt.

Tabelle 2.1: Wesentliche Motordaten der untersuchten Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren

Merkmal	3-Zyl. 94 kW/L	3-Zyl. 80 kW/L	3-Zyl. 66 kW/L	4-Zyl.	6-Zyl.
Hubvolumen V_H	1,0 L	1,2 L	1,0 L	1,2 L	3,0 L
Kraftstoff	Otto-DI	Otto-DI	Otto-DI	Otto-DI	Diesel
Nennleistung	94 kW	96 kW	66 kW	72 kW	195 kW
Literleistung	94 kW/L	80 kW/L	66 kW/L	60 kW/L	65 kW/L
Max. Drehmoment	193 Nm	226 Nm	147 Nm	188 Nm	609 Nm
Bohrung / Hub	73 / 78,7 mm	75 / 90,5 mm	74,5 / 76,4 mm	71 / 75,6 mm	84 / 90 mm
integr. Abgaskrümmmer	ja	ja	ja	nein	nein
einflutige Turbine	WG	WG	WG	WG	VTG
Abgasleitungsvolumen ¹ V_K	0,33 L	0,32 L	0,31 L	0,44 L	1,13 L
LET: n_M	1750 min ⁻¹	1750 min ⁻¹	2000 min ⁻¹	1750 min ⁻¹	1500 min ⁻¹
LET: p_{me}	24,3 bar	23,7 bar	20 bar	19,7 bar	25,5 bar
Nennleistung: n_M	5000 min ⁻¹	5500 min ⁻¹	5500 min ⁻¹	5000 min ⁻¹	4000 min ⁻¹
Nennleistung: p_{me}	21,9 bar	16,7 bar	14,4 bar	14,4 bar	20,9 bar

¹ Volumen zw. Auslassventil und Turbineneintritt (inkl. Auslasskanäle und Krümmervolumen, ohne Volute)

In Abbildung 2.10 sind die Druckpulsationen im LET-Betriebspunkt vor Turbine der drei Dreizylindermotoren mit unterschiedlicher spezifischer Leistung aber nahezu identischem Abgasleitungsvolumen $V_K \approx 0,3$ L zwischen Auslassventil und Turbineneintritt gezeigt. Die nach Gleichung 2.26 berechnete Pulsationskennziffer Ψ_p ist rechts über der Literleistung dargestellt.

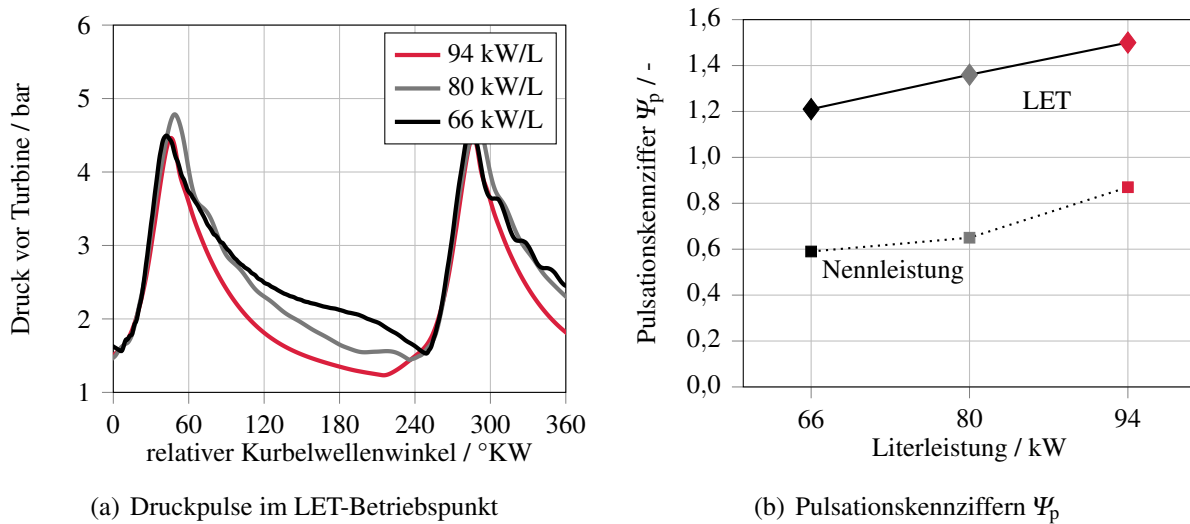


Abbildung 2.10: Vergleich der Druckpulse und der Pulsationskennziffer Ψ_p im LET-Betriebspunkt und Ψ_p bei Nennleistung bei konstanter Zylinderanzahl $z = 3$, 1D-Simulation

Wie in Abbildung 2.10, rechts erkennbar, ist sowohl im LET-Betriebspunkt als auch im Nennleistungspunkt ein Trend zu höheren Pulsationskennziffern Ψ_p mit steigender Literleistung und damit gleichzeitig mit steigendem Aufladegrad zu erkennen.

In Abbildung 2.10, links ist erkennbar, dass der maximale Druck p_{vT} vor Turbine beim Motor mit 80 kW/L geringfügig höher ist als bei den anderen beiden Motoren, was auf das verhältnismäßig kleine Abgasleitungsvolumen V_K im Vergleich zu dem mit $V_H = 1,2$ L größten Hubvolumen der drei Dreizylindermotoren zurückzuführen ist. Der Druck am Motor mit 66 kW/L fällt am langsamsten ab und führt zu einem kleinen Gradienten der abfallenden Pulsflanke G_2 . Dieses Verhalten ist auf die kleinste Turbinengröße (vgl. Abbildung A.1.3 im Anhang) zurückzuführen. Der Motor mit 80 kW/L hat die größte Turbine, dennoch fällt der Druck bei diesem Motor weniger schnell ab als beim Motor mit 94 kW/L. Dies ist zum einen auf den mit $V_H = 1,2$ L leicht größeren Hubraum im Vergleich zu 1,0 L der anderen beiden Motoren zurückzuführen, zum anderen kann eine geringfügig andere Wastegateposition ebenfalls Einfluss auf das Abströmverhalten der Turbine haben.

In Abbildung 2.11, links ist der Gradient der ansteigenden Pulsflanke G_1 und der abfallenden Pulsflanke G_2 für die drei Dreizylindermotoren im LET-Betriebspunkt und bei Nennleistung gezeigt. In Abbildung 2.11, rechts sind die Gradienten G_1 und G_2 für den Dreizylindermotor mit

66 kW/L, den Vier- und den Sechszylindermotor dargestellt. Die Gradienten der ansteigenden Pulsflanke nehmen mit steigender Zylinderzahl z ab.

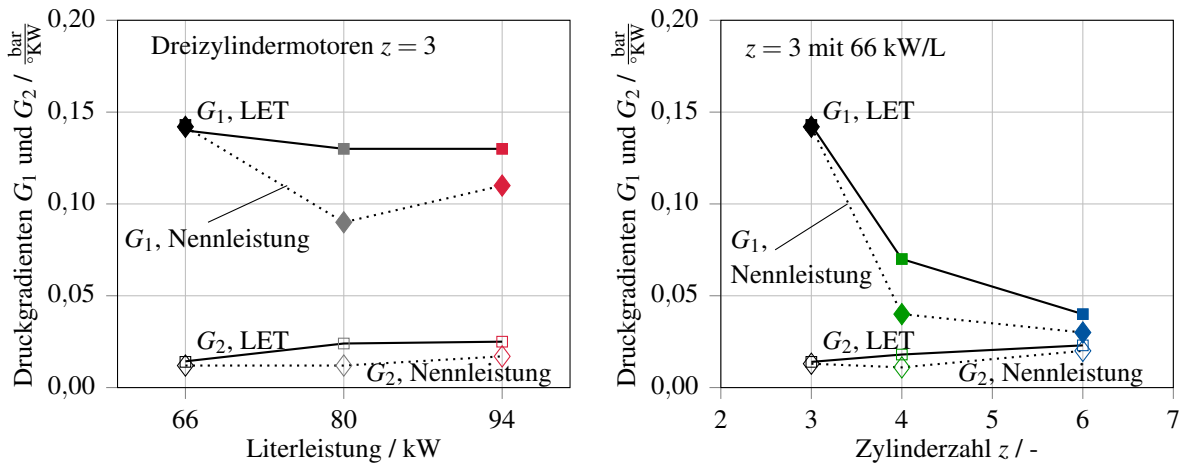


Abbildung 2.11: Vergleich der Druckgradienten G_1 und G_2 bei Variation der Literleistung (Dreizylindermotoren) und bei Variation der Zylinderanzahl, 1D-Simulation

In Abbildung 2.12, links sind die Druckpulsationen eines Drei-, eines Vier- und eines Reihen-Sechszylindermotors mit VTG für den LET-Betriebspunkt gezeigt. Die Pulsationskennziffer Ψ_p nach Gleichung 2.26 ist in Abbildung 2.12, rechts für den LET-Betriebspunkt und für den Nennleistungspunkt gezeigt.

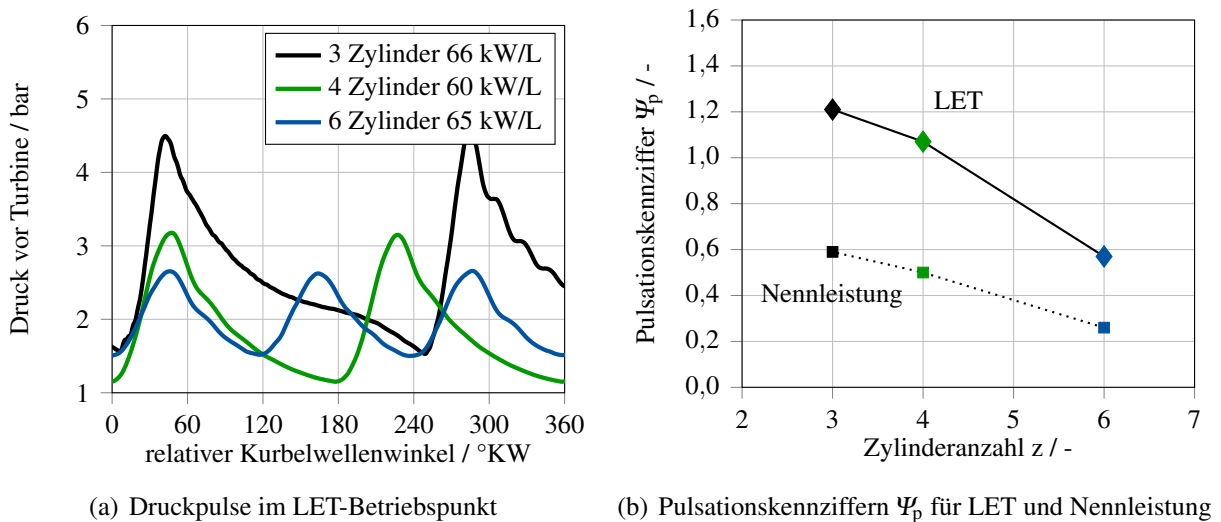


Abbildung 2.12: Vergleich der Druckpulse und der Pulsationskennziffer Ψ_p bei Zylinderanzahl $z = 3$, $z = 4$ und $z = 6$, 1D-Simulation

Der maximale Druck und der Gradient der ansteigenden Pulsflanke sinken mit steigender Zylinder-

deranzahl (vgl. Abbildung 2.11, rechts). Mit steigender Zylinderzahl z ist ein Trend zu kleineren Pulsationskennziffern Ψ_p sowohl für den LET-Betriebspunkt als auch den Nennleistungspunkt zu erkennen.

In Abbildung 2.13, links werden die Druckpulse des LET-Betriebspunkt mit dem Nennleistungspunkt verglichen und in Abbildung 2.13, rechts sind die entsprechenden Pulsationskennziffern Ψ_p dargestellt.

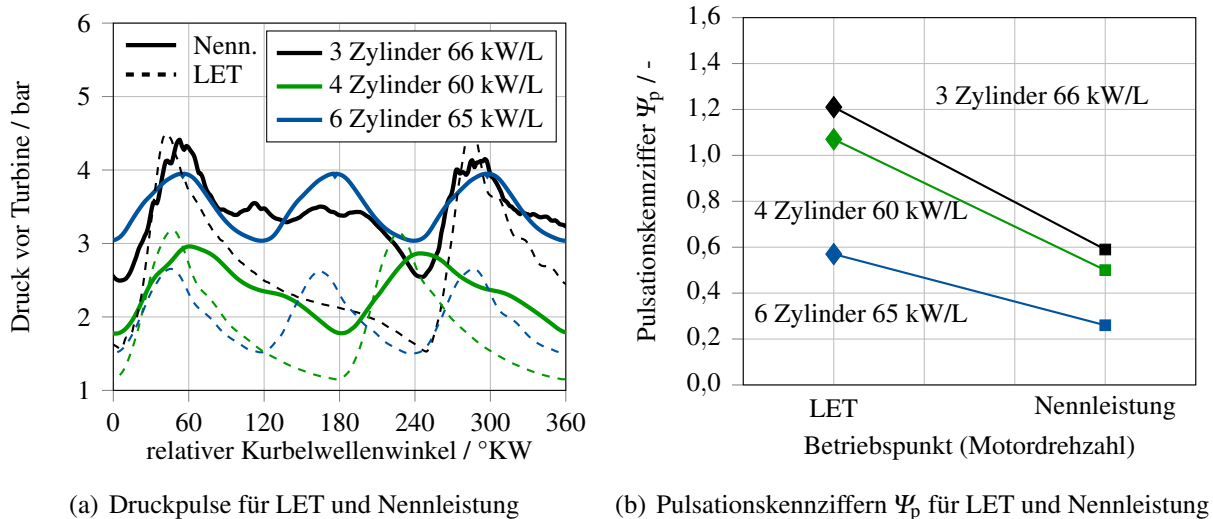


Abbildung 2.13: Druckpulse und Pulsationskennziffer Ψ_p bei LET und Nennleistung für die Zylinderanzahl $z = 3$, $z = 4$ und $z = 6$, 1D-Simulation

Das mittlere Druckniveau ist im Nennleistungspunkt höher, weil der Massendurchsatz ansteigt und bei höherer Drehzahl weniger Zeit zur Verfügung steht für das Abströmen der Masse. Der Druckpuls des Dreizylindermotors weist eine bauchigere Form in der abfallenden Pulsflanke auf. Das Druckniveau des Sechszylinder-Dieselmotors mit VTG-Technologie ist aufgrund des Luftüberschusses höher als das des Vierzylindermotors. Für alle Motoren ist die Pulsationskennziffer Ψ_p bei der höheren Motordrehzahl im Nennleistungspunkt geringer.

Weitere Kennzahlen zur Beschreibung der Abgaspulsation für diese Motoren sind im Anhang (vgl. Tabellen A.1.1 für den LET-Betriebspunkt und A.1.2 für den Nennleistungspunkt) zu finden.

Der gemäß Gleichung 2.24 berechnete Pulsationsbeiwert α nach Zinner [53] ist in Abbildung 2.14 für den LET-Betriebspunkt und den Nennleistungspunkt abgebildet. Die Grundkennzahlen nach Zinner sind auch gezeigt. Es wird auf eine Berechnung von β verzichtet.

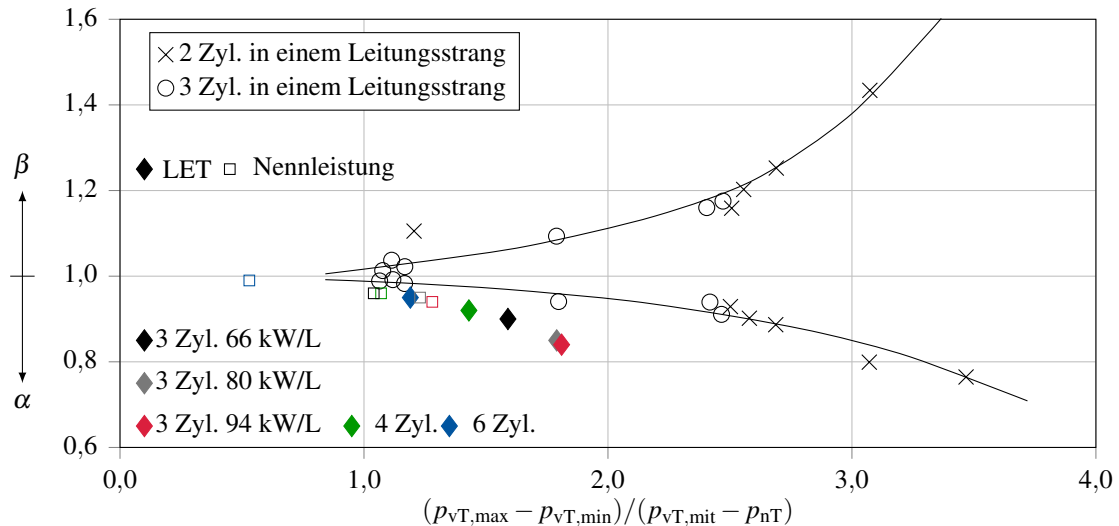


Abbildung 2.14: Richtwerte für α und β bei pulsierender Beaufschlagung nach [52]

Es kann sowohl für die größeren Motoren nach Zinner, als auch für die hier untersuchten PKW-Motoren mit WG bzw. VTG festgehalten werden:

- Der Pulsationsbeiwert α folgt einem vergleichbaren Trend.
- Mit zunehmender Druckamplitude vor Turbine muss der Turbinenquerschnitt größer gewählt werden ($\alpha < 1$)
- Mit ansteigendem mittleren Druckniveau vor Turbine nehmen die Auswirkungen einer pulsierenden Beaufschlagung auf das Energieangebot und die Turbinengröße ab.

Bei der zuvor durchgeführten Analyse der Abgaspulsationen an Verbrennungsmotoren muss berücksichtigt werden, dass sich die Motoren nicht ausschließlich in Literleistung und Zylinderanzahl unterscheiden. Einfluss auf die Abgaspulsation hat neben anderen Komponenten unter anderem auch die Turbine und das Abgasleitungsvolumen. Daher motiviert diese Vorstudie zu einer detaillierteren Analyse. Dies wird am Beispiel des Dreizylindermotors mit 80 kW/L im folgenden Kapitel durchgeführt. Es kann festgehalten werden, dass die Pulsationskennziffer Ψ_p die Kennzahl ist, um Abgaspulsation stromauf der Turbine zu charakterisieren.

2.2.4 Parametervariation in GT-Power zur Untersuchung der Abgaspulsationen

Die im folgenden durchgeführte 1D-Studie basiert auf dem Dreizylinder Motormodell mit 80 kW/L. Die Studie untersucht den Einfluss von Auslegungsparametern (Krümmervolumen, Hub-Bohrungs-Verhältnis) und betriebspunktabhängigen Parametern (Last, Drehzahl, Umgebungsdruck, Abgasgegendruck) auf die Druckpulsation stromauf der Turbine. Dabei werden die Parameter jeweils in realistischen Bereichen variiert, wobei ausgehend vom Basismotormodell eine Skalierung nach oben und unten durchgeführt wird. Zudem wird nach Möglichkeit auf eine

gleichzeitige Veränderung anderer Parameter verzichtet, um dadurch auftretende Kreuzkorrelationen zu minimieren. Innerhalb der Variationen wird die Last p_{me} durch Einregeln des Saugrohrdruck eingestellt. Der Motorbetrieb erfolgt im Modell bei $\lambda = 1$ mit aktiviertem Klopfregler. Die wesentlichen Motordaten des Basismodells (3-Zyl. 80 kW/L) sind in Tabelle 2.1 erfasst.

Abbildung 2.15, links zeigt eine Variation der Motordrehzahl n_M bei einer konstanten Last von $p_{me} = 17$ bar.

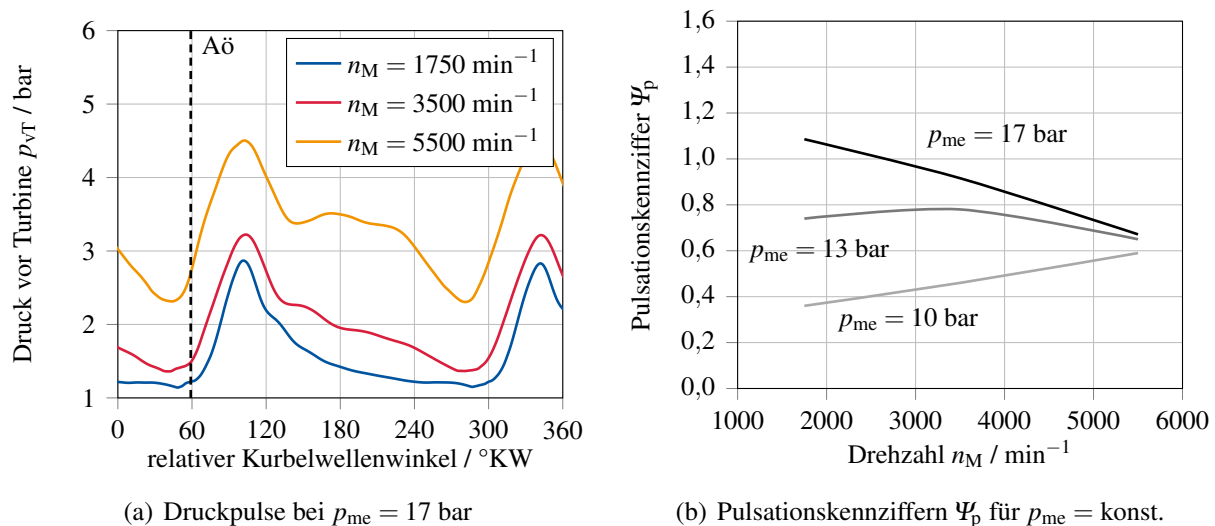


Abbildung 2.15: Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für eine Drehzahlvariation bei konstanter Last von $p_{me} = 10$ bar, $p_{me} = 13$ bar und $p_{me} = 17$ bar, 1D-Simulation

Eine Variation der Motordrehzahl bei konstanter Last zeigt, dass mit ansteigender Drehzahl die Zeit für das Ausströmen aus dem Brennraum kleiner wird und der Kolben das Ausschieben des Abgases verstärkt übernimmt. Dies ist zu erkennen an dem bauchigen Verlauf in der abfallenden Pulsflanke bei 130-230 °KW (vgl. hohe Kolbengeschwindigkeit c_K am Beispiel in Abbildung 2.6). Der mit höheren Drehzahlen ansteigende Abgasmassenstrom führt bei der Turbine, mit ihrem nahezu konstanten Strömungsquerschnitt, zu dem gezeigten Anstieg des Druckniveaus.

Die bei hoher Last mit steigender Drehzahl sinkende Pulsationskennziffer Ψ_p bestätigt die Ergebnisse aus Abbildung 2.13. Bei mittleren Lasten ist kein eindeutiger Trend im Verlauf von Ψ_p über der Motordrehzahl festzustellen. Bei sehr niedrigen Lasten kehrt sich der Trend um und Ψ_p steigt mit wachsender Drehzahl leicht an.

Abbildung 2.16, links zeigt die Abgaspulsationen für eine Variation der Motorlast $p_{me} = 10 \dots 24$ bar bei einer konstanten Drehzahl von $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$.

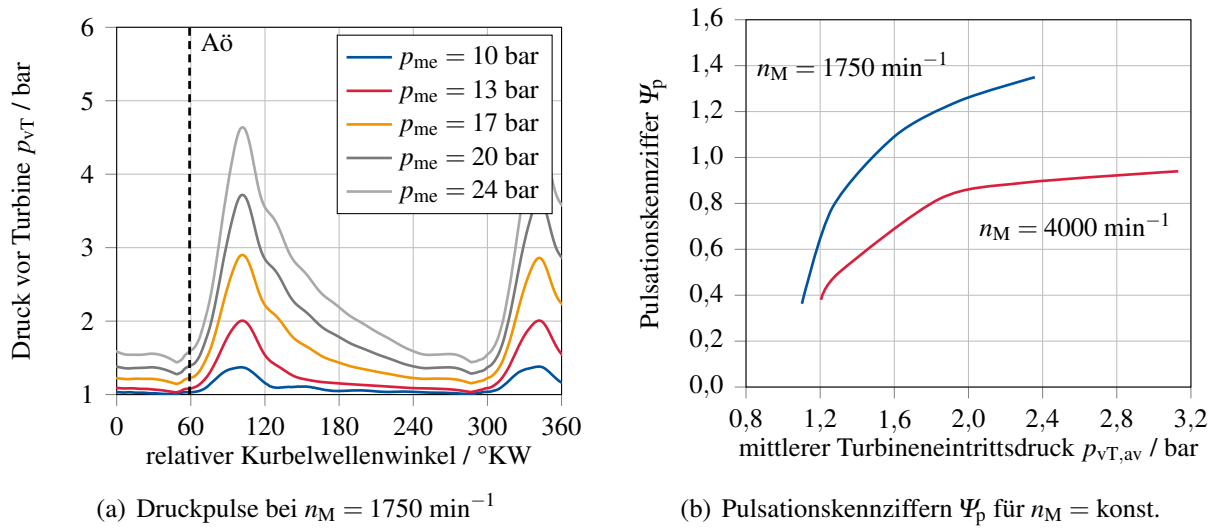


Abbildung 2.16: Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p (über mittlerem Turbineneintrittsdruck $p_{vT,av}$) für eine Lastvariation bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$, 1D-Simulation

In Abbildung 2.16, rechts ist die Pulsationskennziffer Ψ_p für die in Abbildung 2.16, links gezeigte Drehzahl von $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und zusätzlich für $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ über dem mittleren Turbineneintrittsdruck $p_{vT,av}$ dargestellt. Der mittlere Turbineneintrittsdruck wird mit steigender Last größer. Dies entspricht ebenfalls einem steigenden Aufladegrad des Motors.

Eine Variation der Last bei konstanter Drehzahl zeigt, dass sowohl minimaler als auch maximaler Druck ansteigen. Das ist im wesentlichen auf den höheren Massendurchsatz bei höherer Motorleistung zurückzuführen. Da der maximale Druck im Verhältnis zum minimalen Druck stärker ansteigt, vergrößert sich sowohl die Druckamplitude als auch der Gradient der ansteigenden Pulsflanke. Für beide Drehzahlen $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und 4000 min^{-1} steigt die Pulsationskennziffer mit steigender Last bzw. mit steigendem Aufladegrad an.

Abbildung 2.17 zeigt das Motorkennfeld des Basismodells (3-Zyl. 80 kW/L). Die Isolinien zeigen die Pulsationskennziffer Ψ_p . Für eine konstante Drehzahl steigt Ψ_p im gesamten Kennfeld mit zunehmender Last an. Bei sehr niedrigen konstanten Lasten bleibt die Pulsationskennziffer mit steigender Drehzahl unverändert oder steigt leicht. Bei hohen Lasten verringert sich Ψ_p mit steigender Drehzahl. Die höchsten Werte im gesamten Kennfeld erreicht die Pulsationskennziffer Ψ_p im LET-Betriebspunkt.

Hohe Pulsationskennziffern werden also dort erreicht, wo das Wastegate beginnt sich zu öffnen und zu regeln.

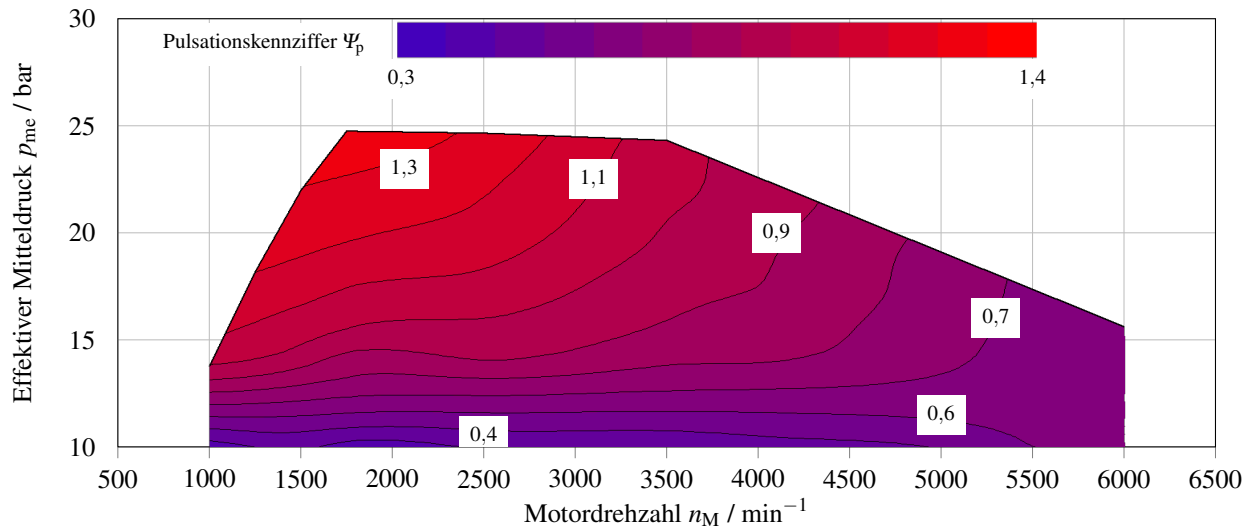
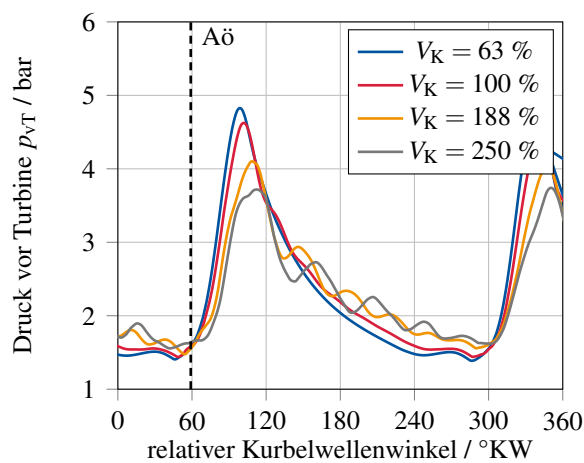
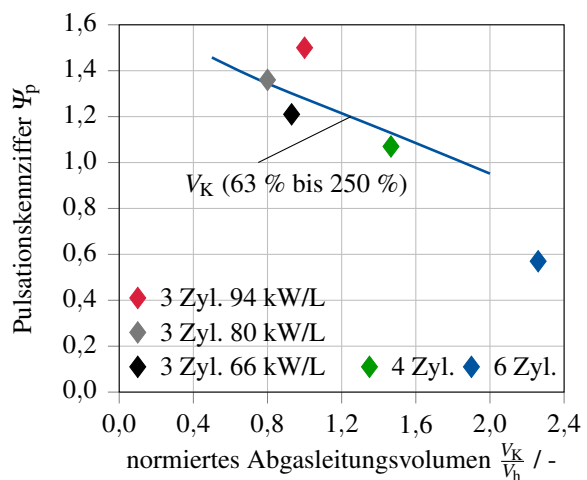


Abbildung 2.17: Pulsationskennziffer Ψ_p im Motorkennfeld des Dreizylindermotors mit 80 kW/L, 1D-Simulation

Abbildung 2.18 zeigt eine Variation des Abgasleitungsvolumens V_K (im 1D-Modell über die Rohrlänge modelliert) zwischen Auslassventil und Turbineneintritt bei konstanter Drehzahl von $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und konstanter Last von $p_{me} = 24 \text{ bar}$. Das Abgasleitungsvolumen ist bezogen auf das Volumen eines Zylinders.



(a) Druckpulse im LET-Betriebspunkt ($V_K = 0,321 \hat{=} 100 \%$)



(b) Pulsationskennziffern Ψ_p im LET-Betriebspunkt

Abbildung 2.18: Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für die Abgasleitungsvolumenvariation V_K im LET-Betriebspunkt bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 24 \text{ bar}$, 1D-Simulation

Kleine Abgasleitungsvolumina führen zu hohen maximalen Drücken und einem schnellen Entleeren des Volumens nach dem Druckmaximum. Große Volumina verstärken die Druckschwin-

gungen, die der abfallenden Pulsflanke überlagert sind. Grundsätzlich werden die Druckamplituden mit steigendem Volumen kleiner, was einer Stauaufladung (vgl. Kapitel 2.1.2) näher kommt. Die Pulsationskennziffer nimmt daher mit steigendem Volumen ab.

Da in der Regel Motoren mit einer hohen Zylinderanzahl gleichzeitig ein höheres Abgasleitungsvolumen aufweisen, sind zum Vergleich in Abbildung 2.18 die Pulsationskennziffern der Motoren aus Tabelle 2.1 (Rautensymbole) eingetragen. Es ergibt sich näherungsweise ein linearer Trend zwischen der Pulsationskennziffer und dem bezogenen Abgasleitungsvolumen.

Bei Variationen des Umgebungsdrucks p_U , des Abgasgegendrucks nach Turbine p_A und des Hub-Bohrungs-Verhältnis $\frac{s}{D}$ konnte weder bei niedriger, noch bei hoher Drehzahl ein signifikanter Einfluss auf die hier untersuchten Druckpuls-Kennzahlen festgestellt werden. Eine Übersicht der berechneten Kennzahlen aller Variationen ist im Anhang in den Tabellen A.2.1ff zu finden.

Die hier durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass hohe Druckpulsationen besonders bei niedriger Drehzahl und hohen Motorlasten rund um den LET-Betriebspunkt auftreten. Stärker ausgeprägt sind die Pulsationen je weniger Zylinder der Motor hat und je kleiner das Abgasleitungsvolumen zwischen Auslassventil und Turbineneintritt ist. Außerdem führt eine steigende Literleistung und ein größerer Aufladegrad zu höheren Pulsationen, was für ein besseres Transientverhalten besonders im LET-Betriebspunkt genutzt wird.

2.3 Konzepte zur Erzeugung motorrealistischer Abgaspulse

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der Entwicklung und Anwendung eines Pulsationserzeugers. Dieser wird als zusätzliche Einheit im stationären Brennkammerprüfstand zwischen Brennkammer und Prüfling installiert.

Das Anwendungsgebiet von Pulsationserzeugern zur Untersuchung von Abgasturboladern ist unterschiedlich. Viele Konzepte wurden entwickelt, um das thermodynamische Verhalten des Turboladers unter pulsierender Beaufschlagung zu untersuchen. Andere Konzepte nutzen die Pulsationen um Messtechnik zur Erfassung transienter Größen, beispielsweise die instationäre Temperaturmessung, weiter zu entwickeln.

Aufgrund von Temperaturlimitationen der verwendeten Bauteile arbeiten viele Konzepte ausschließlich mit Kaltluft. Manche Systeme nutzen einen elektrischen Heizer stromauf des Pulsationserzeugers zum Erhitzen des eintretenden Luftstroms auf ein relativ niedriges Temperaturniveau, um Kondensation und Eisbildung am Turbinenaustritt zu vermeiden. Bei den Konzepten, die eine Brennkammer zur Heißgaserzeugung nutzen, kommt ein zusätzliches Volumen zwischen dem Pulsationserzeuger und der Brennkammer zum Einsatz, um die Flammenstabilität in der Brennkammer zu erhalten [10]. Viele Konzepte nutzen außerdem einen parallelen

Bypasskanal um die Pulsationserzeugereinheit, um das Gesamtdruckniveau der Druckpulsation anzuheben. Auf die Funktion und Hintergründe des Volumen- und des Bypass um den Pulsationserzeuger wird im weiteren Verlauf der Arbeit näher eingegangen.

In Abbildung 2.19 sind verschiedene Konzepte zur Erzeugung von Abgaspulsationen mit ihren Vor- und Nachteilen aufgeführt.

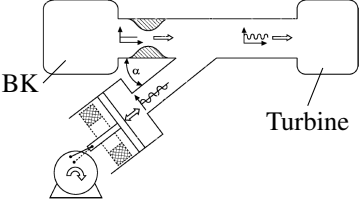
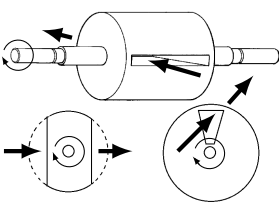
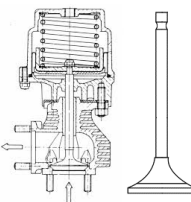
Aufgeprägte Pulsation	Drehschiebeventile	Hubventil
- Neukonstruktion - exaktes Modellieren der Pulse schwierig - fehlende Expertise + geringe thermische Belastung der bewegten Teile 	- Neukonstruktion - Thermische Beständigkeit, hohes Temp.-Niveau - Leckage + Günstig + Einfach zu modifizieren 	- Konzept zum Abbilden versch. Pulse muss erarbeitet werden + hohe thermische Beständigkeit + hohe Betriebssicherheit + Verwendung von Standardbauteilen 

Abbildung 2.19: Konzepte zur Erzeugung von Abgaspulsationen

Die meisten Konzepte sind derart ausgelegt, dass die Druckpulsationen in einem gemeinsamen Kanal münden und die Turbine somit einflutig beaufschlagen. Bei Konzepten mit Drehschieber können zwei parallel geschaltete Kanäle mit rotierenden Schlitzscheiben auf jeweils eine separate Flut einer zweiflutigen Turbine geleitet werden [12], [9]. Die Verwendung verschieden ausgelegter Schlitzscheiben beeinflusst die Amplitude und die Form der Pulse [18].

Drehschieberventile werden durch einen frequenzgesteuerten Elektromotor angetrieben. Die Charakteristik der E-Maschine begrenzt oftmals die maximal abbildbare Pulsfrequenz. In [6] kann die Rotationsgeschwindigkeit der rotierenden Klappe über den Umfangswinkel gesteuert werden, so dass die Schwerpunktlage des erzeugten Druckpulses nach hinten und nach vorne verschiebbar ist. Dadurch wird der Gradient der ansteigenden Pulsflanke (G_1 , siehe Abbildung 2.9) verändert.

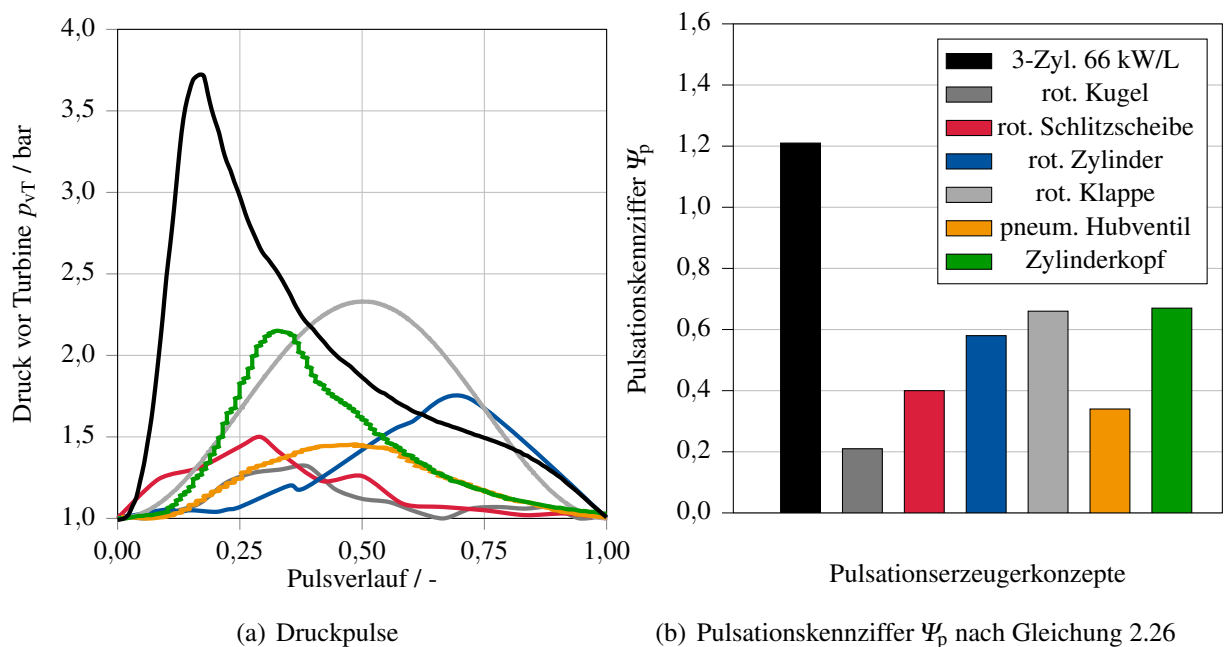
Konzepte, welche einen konventionellen Zylinderkopf nutzen ([23], [51]), verwenden meist einen variablen Ventiltrieb zur Modulation der Druckamplitude und der Druckgradienten. Die Einlassventile sind entfernt, so dass nur die Auslassventile über die Nockenwelle aktuiert werden.

Tabelle 2.2: Überblick über veröffentlichte Konzepte zur Pulserzeugung

Konzept	Bypass	Amplitude	Pulsfrequenz	Temperatur	Quelle
rot. Kugelventil	ja	0.3 bar	60 Hz	Kaltluft	[22]
rot. Schlitzscheibe	nein	0.5 bar	60 Hz	Kaltluft	[12], [11], [39]
rot. Schlitzscheibe	ja	0.3 bar	66,7 Hz	E-Heizer	[18]
rot. Zylinder	ja	0.7 bar	66,7 Hz	E-Heizer	[8],[9]
pneum. Hubventile	nein	0,4 bar	66,7 Hz	max. 700 °C	[10]
rot. Klappe	nein	1,3 bar	k.A.	Heißgas möglich	[6]
Zylinderkopf	nein	1,1 bar	30 Hz	E-Heizer	[19], [23]
Zylinderkopf	nein	1,5 bar	90 Hz	max. 400 °C	[51]
3-Zyl. 66 kW/L	-	2.7 bar	50 Hz	730 °C	vgl. Tabelle 2.1

In Tabelle 2.2 sind die in der Literatur veröffentlichten Konzepte gezeigt, wobei davon ausgegangen wird, dass die veröffentlichten Druckpulswerte den jeweils maximal erreichten Werten entsprechen. Zusätzlich ist der in dieser Arbeit betrachtete Dreizylindermotor mit 66 kW/L im LET-Betriebspunkt aus Tabelle 2.1 aufgeführt. Um die Abgaspulsationen dieses Motors mit einem Pulsationserzeuger abbilden zu können, ist bei einer Pulsfrequenz von $f_{\text{Puls}} = 50$ Hz eine Amplitude von $A_{p_{\text{VT}}} = 2,7$ bar erforderlich, was der Pulsationskennziffer $\Psi_p = 1,21$ entspricht.

In Abbildung 2.20 sind die erzeugten Druckpulsationen aus den in Tabelle 2.2 vorgestellten Konzepten gezeigt.

Abbildung 2.20: Abgaspuls und Pulsationskennziffer Ψ_p für veröffentlichte Konzepte

Die Konzepte, die einen Bypass parallel zum Pulsationserzeuger vorsehen um dadurch das Gesamtdruckniveau des Druckpulses anzuheben, wurden zur besseren Vergleichbarkeit auf einen Startdruck von 1 bar verschoben. Die x-Achse zeigt den relativen Fortschritt eines Druckpulses, ausgehend vom Zeitpunkt des ersten signifikanten Druckanstiegs bis zum erneuten Erreichen des Ausgangsdrucks nach dem Druckpuls. Diese Normierung ist erforderlich, um die unterschiedlichen Pulsfrequenzen der Konzepte vergleichen zu können.

Die ausgeführten Konzepte mit Drehschiebeventil erreichen mit Ausnahme der rotierenden Klappe nur geringe Amplituden von maximal $A \leq 0.7$ bar. Die Form der Druckpulsation des Konzepts mit Zylinderkopf aus [19] ist vergleichbar zu dem eines Verbrennungsmotors. Konzepte mit Drehschiebeventil bilden meist sinusförmige Druckpulsationen ab. Im rechten Diagramm sind die Pulsationskennziffern Ψ_p nach Gleichung 2.26 für die in der Literatur veröffentlichten Konzepte berechnet. Der Zylinderkopf erreicht mit $\Psi_p = 0,69$ den höchsten Wert der hier betrachteten Konzepte, bildet Abgaspulsationen damit im Vergleich zum hier gebrachten Beispiel eines Dreizylinder Verbrennungsmotor ($\Psi_p = 1,21$ im LET Betriebspunkt) aber nur mit etwas mehr als der halben Intensität ab.

Es kann festgehalten werden: Die Pulsationskennziffer des Dreizylindermotors mit 66 kW/L $\Psi_p = 1,21$ wird mit keinem der in der Literatur veröffentlichten Konzepte erreicht.

Pulsationserzeuger werden für unterschiedliche Anwendungen entwickelt. Das Ziel der mechanischen Erprobung von Turboladerkomponenten, wie es in dieser Arbeit fokussiert wird, ist zum Zeitpunkt der Erstellung dieser Arbeit noch nicht in der Literatur verbreitet. Für diese Art der Anwendung sind hohe Pulsationskennziffern Ψ_p erforderlich, welche von bisherigen Konzepten nicht erreicht werden.

2.4 Untersuchung von Turboladerkomponenten unter Pulsationseinfluss

Die einfachste Form der Ladedruckregelung ist der turbinenseitige Bypass, das Wastegate (WG). Die Turbine wird dabei entsprechend klein ausgelegt, so dass die Anforderungen an das Drehmomentverhalten bei niedrigen Motordrehzahlen erfüllt werden und eine gute Dynamik des Verbrennungsmotors erzielt wird. Bei einer solchen Auslegung wird der Turbineseite nach Erreichen des maximalen Drehmomentes mehr Abgasenergie zugeführt, als für die Erzeugung des gewünschten Ladedruckes eigentlich erforderlich wäre. Daher wird mit Erreichen des gewünschten Ladedruckes ein Teil des Abgases durch einen Bypass um die Turbine herum geführt. Die Ladedruckregelklappe (der WG-Deckel), die den Bypass öffnet und schließt, wird entweder pneumatisch oder elektrisch aktuiert. Pneumatische Aktuatoren arbeiten mit Über-, Unter- oder Differenzdruck und können z.B. direkt mit dem Ladedruck oder einem Unterdruck über PWM-gesteuerte Dreiwegeventile verbunden sein. Elektrische Aktuatoren werden meist Kennfeld-basiert angesteuert und haben den Vorteil unabhängiger vom Steuerdruck, z.B. Unter-

druck in der Höhe, zu sein und schneller zu agieren.

In Abbildung 2.21 ist ein Bypasspfad (WG-Kanal) gezeigt, der das pulsierende Abgas an der Turbine vorbeiführt.

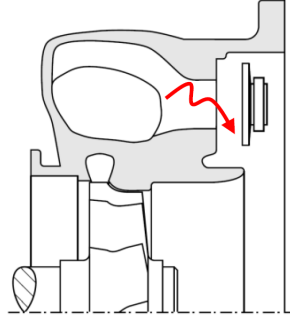


Abbildung 2.21: Prinzipbild des Turbinenbypass (Wastegate) zur Ladedruckregelung am Abgas-turbolader

Die Wastegateklappe wird als innerhalb der Turbine verbaute Komponente mit pulsierendem Abgas beaufschlagt (Stoßaufladung, vgl. Kapitel 2.2.2). Dies führt zu einer dynamischen Anregung aller Komponenten des WG. Diese dynamischen Anregungen haben unter anderem unerwünschte akustische Folgen [29] und werden als Wastegaterasseln bezeichnet. Die Anregungen führen zu Verschleiß der Komponenten und damit eventuell zu Leckageproblemen am Wastegate [50]. Zudem können die Oberflächenkräfte während des Druckpulsmaximums die Haltekräfte übersteigen, was zu einem Abheben des WG führen kann. Die dynamischen Anregungen können im weiteren zu mechanischen Schäden führen. Bei Rissbildung oder Bauteilversagen der strömungsführenden Komponenten kann es zu kapitalen Schäden an Turbolader und Verbrennungsmotor, z.B. an Komponenten der Abgasnachbehandlung, kommen. Die Auslegung aller Komponenten des Wastegates ist daher nicht nur aus thermodynamischen Gesichtspunkten wichtig, sondern ebenfalls für die Mechanik bzw. Akustik (NVH) relevant.

In der Regel sind Untersuchungen zu diesem Phänomen nur mittels zeit- und kostenintensiven Motorprüfstands- oder Fahrzeugversuchen möglich, da hier die mechanische Anregung durch die Abgaspulsation realistisch ist. Daher besteht der Wunsch, z.B. mit vereinfachten Prüfstands-aufbauten, die Randbedingungen am Wastegate möglichst einfach abzubilden. In [29] wird für elektrisch geregelte Wastegate-Turbolader eine Testvorrichtung vorgestellt. Ein Motor mit einer speziell ausgelegten, exzentrischen Welle bewegt das Wastegate und erzeugt ein dem Wastegaterasseln ähnliches Geräusch. Es werden Möglichkeiten vorgeschlagen, wie das Geräusch reduziert werden kann, z.B. durch Reduzierung des Gestängespiels durch das Einsetzen von Federn in die Verbindungen der einzelnen Komponenten.

In [50] wird festgestellt, dass für die exakte Nachbildung der Bewegung der Wastegatekomponenten eine Beaufschlagung mit pulsierendem Abgas zur optimalen Auslegung der Kompo-

nenten mit minimalen Spieltoleranzen zielführend sei. Die komplexen Schadensmechanismen erfordern viele kosten- und zeitintensive Versuche am Motorprüfstand oder auf der Straße im Fahrzeug. Es wird ein Ansatz vorgestellt, mit dem schon in der frühene Entwicklungsphase mit optischen Messmethodiken am Motorprüfstand in Kombination mit gekoppelten, transienten CFD und Mehrkörper-Dynamiksimulationen Schäden an den Wastegatekomponenten vorhergesagt werden können. Es wurde für den Modellaufbau ein Turbolader am Motorprüfstand mit einem optischen Zugang am Turbinengehäuse ausgerüstet. Eine Hochgeschwindigkeitskamera erlaubte die Erfassung der Bewegung des Wastegatedeckels. Am Beispiel eines 4-Zylinder Ottomotors wird gezeigt, dass das Wastegate in allen Motorbetriebsbereichen komplexe Bewegungsmuster aufweist. Dabei wurde ein elektrischer und ein pneumatischer Aktuator im Betrieb untersucht. Die Ergebnisse der Untersuchungen können wie folgt zusammengefasst werden und sind in Abbildung 2.22 dargestellt:

- Die Abgaspulsationen erzeugen eine zeitlich instationäre Druckverteilung auf dem WG-Deckel, wobei sich der Kraftangriffspunkt der Kräfte auf dem Deckel betriebspunktabhängig räumlich verschiebt
- wenn der Kraftangriffspunkt über den Überlagerungsbereich von Deckel und Hebel hinaus wandert, wird eine Vibration induziert
- Höhere Lasten sorgen für eine geringere Verlagerung des Kraftangriffspunktes
- Bei hoher Last keine Bewegung des WG-Deckels und der Stange (elektrischer Aktuator)
- Bei niedriger Last deutliche Kippbewegung des WG-Deckels proportional zur Zündfrequenz (elektrischer Aktuator)
- Überlagerung der Bewegung von WG-Stange und WG-Deckel bei mittleren bis hin zu hohen Lasten (pneumatischer Aktuator)
- bei niedrigen bis mittleren Lasten bewegt sich der Hebel in der Lagerung/Durchführung durch das Turbinengehäuse
- Im Schubetrieb deutlich sichtbare Bewegung von Deckel und Stange

Eine weitere Erkenntnis ist, dass die Bewegungsmuster im Motorkennfeld abhängig vom Verbrennungsmotor (Form der Druckpulsation) sind und daher je nach Anforderung für jeden Motor wiederholt werden müssten. Das aufgebaute Simulationsmodell liefert gute Ergebnisse bei hohen Lasten, bei niedrigen Lasten sind die Abweichungen größer. Das liegt primär an der herausfordernden Abbildung der realistischen Druckrandbedingung am WG-Deckel im Modell bei pulsierender Abgasströmung im Wastegatekanal. Zusätzlich werden mögliche Schadensmechanismen diskutiert. Diese sind aufgrund der stark dynamischen Randbedingungen komplex und verursachen eine Vielzahl verschiedener Schadensmuster. Bei hohen Lasten entsteht wenig Relativbewegung der Komponenten, aber durch die hohe Abgaspulsation entsteht Verschleiß durch Reibung.

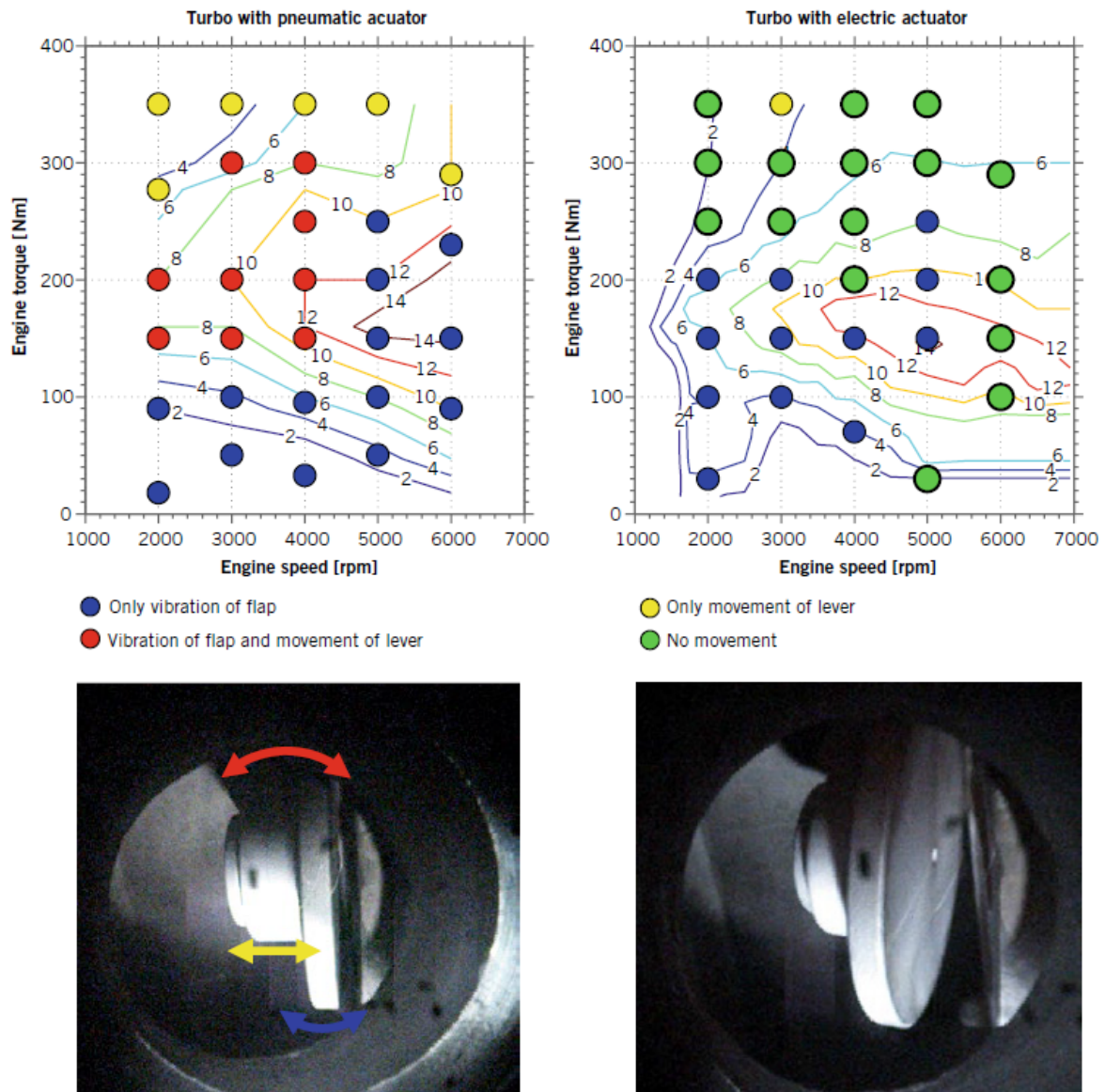


Abbildung 2.22: Bewegungsmuster der Wastegate-Komponenten im Motorkennfeld aus [50] (die Isolinien entsprechen dem WG-Öffnungswinkel α_{WG})

Ein ähnlicher Versuchsaufbau am Motorprüfstand wird auch in [46] vorgestellt.

In [42] wurde untersucht, wie der Verschleiß der Wastegatekomponenten (Deckel, Buchse, Spindel, vgl. Abbildung 2.23) reduziert und Leckage über der Zeit auf einem niedrigen Niveau gehalten werden kann. Außerdem soll das neue Design ein optimiertes NVH-Verhalten aufweisen. Neben simulativen Ansätzen zur Berechnung der Druckverteilung auf dem Wastegatedeckel wurden Vibrationsmessungen der Hardware im Betrieb sowohl mit Beschleunigungssensoren als auch mit Laservibrometern (berührungslose Messung) durchgeführt. Zudem erlaubte ein opti-

schers Zugang im Turbinenabströmgehäuse die Erfassung der Deckelbewegung mit einer Hochgeschwindigkeitskamera. Im neu ausgelegten Wastegatedesign reduziert eine Feder mit acht Armen zwischen Deckel und Hebel (Oktopusfeder, vgl. Abbildung 2.23) das Spiel des Wastegatedeckels zum Wastegatehebel. Dies resultiert in einem geringen Verschleiß der Komponenten untereinander. Die geringere relative Bewegung reduziert zudem die maximal erforderlichen Aktuatorkräfte. Gleichzeitig konnte das NVH-Verhalten verbessert werden.

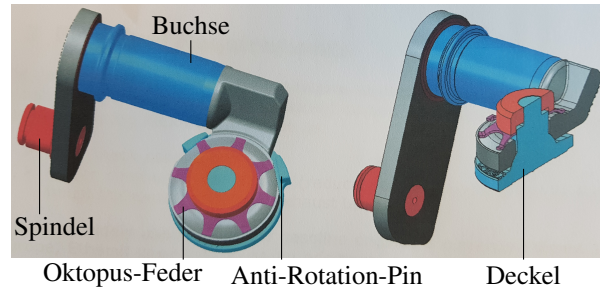


Abbildung 2.23: Eine Feder zwischen Deckel und Hebel reduziert das Spiel und verbessert Verschleiß- und NVH-Verhalten [42]

In [45] wird eine Methodik vorgestellt, die den Entwicklungs- und Simulationsprozess für die WG-Kinematik unterstützt. Anhand Untersuchungen am WG einer Doppelstromturbine mit Flutenverbindungsfunktionalität wurde ein mehrstufiger Prozess entwickelt, welcher sowohl Prüfstandsversuche mit dem in dieser Arbeit entwickelten Pulsationserzeuger als auch Mehrkörper-simulationen (MKS) und 3D-CFD Simulationen beinhaltet. Das vom betrachteten Turbolader aufgebaute elastische MKS-Modell wurde zunächst mit Hilfe von Shaker-Tests kalibriert. Aus der 3D-CFD-Simulation wurden in Abhängigkeit des Strömungszustandes der Turbine 2D-LookUps erstellt, welche die wirkenden Kräfte und Momente auf das WG in Abhängigkeit des Öffnungswinkels und der Turbinendruckverhältnisse beschreiben. Anhand von Messungen mit dem Pulsationserzeuger konnte das erstellte MKS-Modell mit Hilfe der Videos der Wastegatedeckelbewegung abgeglichen werden.

Bei Versuchen im Fahrzeug oder am Motorprüfstand überlagern sich die Motorvibrationen mit den Anregungen durch die Abgaspulsation. Ein wesentlicher Vorteil der mechanischen Untersuchung von Turboladerkomponenten mit einem Pulsationserzeuger ist es, dass eine Trennung der Motorvibrationen (Motorordnungen) von den dynamischen Anregungen durch die Abgaspulsation (Zündordnungen) möglich ist.

3 Auslegung eines Pulsationserzeugers für den stationären Brennkammerprüfstand

3.1 Anforderungen an den Pulsationserzeuger

Um die im Kapitel 2.2.3 gezeigten Abgaspulsationen am Verbrennungsmotor an einem stationären Brennkammerprüfstand abbilden zu können, ergeben sich einige Herausforderungen:

- Abbilden von hohen Druckgradienten
- hohe Abgastemperaturen, dadurch hohe thermische Belastung der Bauteile
- Erzeugung der Abgaspulsationen verschiedener Motoren mit einer einzelnen Einheit
- hohe Abgasmassenströme
- geringe Leckage
- Im Vergleich zum veränderlichen Zylinderdruck des Verbrennungsmotor eine konstante Druckrandbedingung auf geringerem Druckniveau
- ausreichende Betriebssicherheit auch bei hohen Druckpulsfrequenzen

Die in Kapitel 2.3 vorgestellten Konzepte zur Pulsationserzeugung erlauben eine Vorauswahl der als zielführend betrachteten Techniken.

- Aufgrund einer erforderlichen, komplexen Neukonstruktion werden Konzepte zur Aufprägung der Pulsation (vgl. Abbildung 2.19) nicht weiter verfolgt.
- Konzepte mit Drehschiebeventilen weisen meist eine hohe Leckageanfälligkeit [4] und nur geringe Druckamplituden auf. Wegen der zusätzlich relativ niedrigen Betriebssicherheit bei hohen Temperaturen wird diese Technik ebenfalls nicht in Betracht gezogen.
- Hubventile haben den entscheidenden Vorteil, dass diese im Verbrennungsmotor zum Einsatz kommen und daher bereits erprobt sind den hohen Belastungen standzuhalten.

Die größten Herausforderungen beim Einsatz von Hubventilen sind:

- Umwandlung einer konstanten Druckrandbedingung (niedriges Druckniveau) in eine Pulsation
- Auslegung des Ventiltriebs
- ausreichende Kühlung des Ventils bei hohen Abgastemperaturen

Die Verwendung eines konventionellen Zylinderkopfes schränkt den Bereich des Massendurchsatzes aufgrund der festgelegten Anzahl an Zylindern und somit Ventilen und deren Größe ein. Außerdem sind die erforderlichen Modifikationen eines vorhandenen Zylinderkopfes, zum Beispiel zur Darstellung einer ausreichenden Kühlung, sehr umfangreich. Eine Neukonstruktion scheint stattdessen zielführender zu sein, nicht zuletzt um die verwendeten Komponenten und deren Kühlung noch besser auf den Anwendungszweck auszulegen. Das Konzept mit pneumatischer Aktuierung der Hubventile aus [10] konnte nicht die gleichen Pulsationswerte erreichen, wie die Konzepte mit Zylinderkopf. Der Entwicklungsaufwand wurde im Vergleich zur konventionellen Ventilbetätigung als zu hoch angesehen.

3.2 Vorauslegung

Am stationären Brennkammerprüfstand kann ein konstanter Druck in der Brennkammer von bis zu $p_{BK} = 6$ bar aufgebaut werden. Am konventionellen Verbrennungsmotor liegt der Druck im Zylinder hingegen beim Öffnen des Auslassventils meist bei über $p_{Zyl} > 10$ bar und fällt danach rasch ab bis p_{Zyl} im Ausschleibevorgang näherungsweise dem Druck vor der Turbine p_{VT} entspricht. Der Unterschied im Druckverlauf ist zur Erzeugung von motorrealistischen Abgaspulsationen mittels Pulsationserzeuger bei der Abbildung des Vorauslassstoßes eine große Herausforderung.

Basierend auf den in Kapitel 2.3 ausgeführten Analysen ist der prinzipielle Aufbau des Pulsationserzeugers im stationären Brennkammerprüfstand in Abbildung 3.1 dargestellt. Der Pulsationserzeuger-Bypass und der Turbinen-Bypass können zum sicheren Brennkammerstart geöffnet werden. Weitere Funktionen der Bypassleitungen werden nachfolgend erläutert.

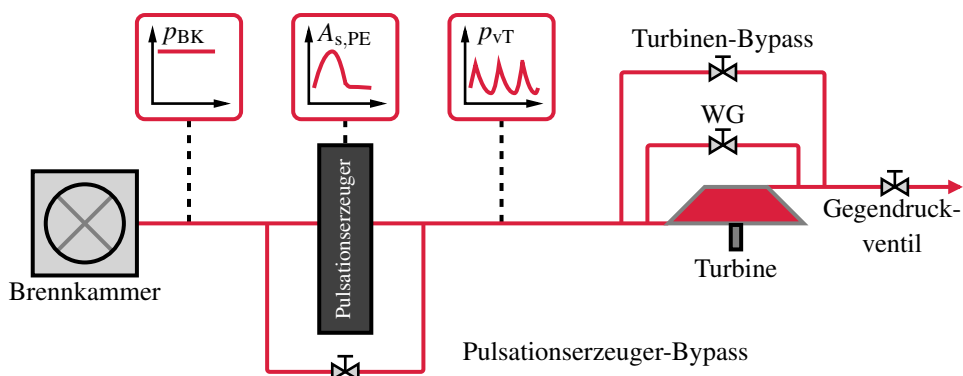


Abbildung 3.1: Prinzipbild des Pulsationserzeugers im stationären Brennkammerprüfstand

Im Folgenden wird mittels der Füll- und Entleermethode [34] exemplarisch für einen Vierzylindermotor im LET-Betriebspunkt bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$ sowohl für die motorischen Randbedingungen ($p_{Zyl}, T_{Zyl} \neq \text{konstant}$, vgl. Abbildung 2.5) als auch für die Randbedingungen der

stationären Brennkammer ($p_{BK}, T_{BK} = \text{konstant}$) ein Druckpuls vor der Turbine untersucht. Dabei wird berechnet, wie der erforderliche Querschnitt eines Regelorgans im Pulsationserzeuger $A_{s,PE}$ gewählt werden muss, um mit den konstanten Druck- und Temperaturrandbedingungen der stationären Brennkammer einen motorrealistischen Druckpuls abzubilden.

Folgende Randbedingungen und Annahmen werden in der Berechnung getroffen:

- Der Brennkammerdruck entspricht $p_{BK} = 4,5 \text{ bar} = \text{konstant}$.
- Die Brennkammertemperatur ist zu $T_{BK} = 600^\circ\text{C}$ gesetzt.
- Das Gas wird als ideales Gas betrachtet.
- Es findet weder eine Verbrennung noch eine Stoffumwandlung statt.
- Das System wird als näherungsweise adiabat betrachtet.
- Der Index E beschreibt die einströmende Masse und der Index A die ausströmende Masse.
- Der Index v beschreibt den Zustand stromauf der Bilanzgrenze, der Index n beschreibt den Zustand stromab der Bilanzgrenze.
- Der isentrope Strömungsquerschnitt am Motor bezieht sich auf die Summe beider Auslassventile eines Zylinders.
- Das Volumen des Abgastraktes zwischen Auslassventil und Turbineneintritt beträgt am Motor $V_{K,M} = 0,44 \text{ L}$ und am Pulsationserzeuger $V_{K,PE} = 2,1 \text{ L}$, da zwischen Pulsationserzeuger und Turbine der Abgassammler und die Anbindungen der Bypassleitungen verbaut sind.

Die Differentialgleichungen für Druck und Temperatur vereinfachen sich ausgehend von einem offenen System (erster Hauptsatz der Thermodynamik) zu:

$$\frac{dp}{p} = \kappa \cdot \frac{dm_A}{m} + \kappa \cdot \frac{T_{BK}}{T} \cdot \frac{dm_E}{m} + (\kappa - 1) \cdot \frac{dQ}{p \cdot V} - \kappa \cdot \frac{dV}{V} \quad (3.1)$$

$$\frac{dT}{T} = \frac{dV}{V} + \frac{dp}{p} - \frac{dm_E + dm_A}{m} \quad (3.2)$$

Zur Bestimmung des isentropen Strömungsquerschnittes wird die Strömungsgleichung definiert:

$$A_s = \frac{\dot{m}}{c_s \cdot \rho_s} \quad (3.3)$$

Für die isentrope Strömungsgeschwindigkeit c_s und die isentrope Dichte ρ_s gilt:

$$c_s = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R_A \cdot T_v \cdot \left[1 - \left(\frac{p_n}{p_v} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (3.4)$$

$$\rho_s = \rho_v \cdot \left[\frac{p_n}{p_v} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \quad (3.5)$$

Dabei ist für das Druckverhältnis $\frac{p_n}{p_v}$ zu prüfen, ob überkritische Bedingungen vorliegen. Falls $\frac{p_n}{p_v} < \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ gilt, ist $\frac{p_n}{p_v}$ durch $\left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}}$ zu ersetzen.

Die Änderung der ein- und austretenden Massenströme lässt sich wie folgt bestimmen:

$$dm_E = A_{s,PE} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_{BK} \cdot \left[1 - \left[\frac{p_{vT}}{p_{BK}} \right]^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \cdot \rho_{BK} \cdot \left[\frac{p_{vT}}{p_{BK}} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \cdot dt \quad (3.6)$$

$$dm_A = -A_{s,nPE} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot R \cdot T_{vT} \cdot \left[1 - \left[\frac{p_{nT}}{p_{vT}} \right]^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \cdot \rho_{vT} \cdot \left[\frac{p_{nT}}{p_{vT}} \right]^{\frac{1}{\kappa}} \cdot dt \quad (3.7)$$

Der Strömungsquerschnitt stromab des Pulsationserzeugers $A_{s,nPE}$ setzt sich aus den Strömungsquerschnitten des Turbinenlaufrades, des Wastegates und des zusätzlichen Turbinen-Bypasses zusammen.

Folgende Annahmen werden bezüglich der Turbine, des Abgastraktes stromab der Turbine und der Umgebung getroffen:

- Das Turbinendurchsatzverhalten ist über ein stationär gemessenes Kennfeld hinterlegt.
- Das Durchströmverhalten des Turbinen-Bypass und des Wastegate werden durch eine Drossel mit einem isentropen Strömungsquerschnitt modelliert.
- Die Temperatur stromab der Turbine wird vereinfacht über eine thermodynamische Mischungstemperatur aus Laufrad- und Bypassmassenstrom bestimmt.
- Der Turbinenwirkungsgrad wird vereinfacht als $\eta_T = 0,5 = \text{konstant}$ angenommen.
- Das Abgasgegendruckverhalten stromab der Turbine, welches im Prüfstands Aufbau durch ein Gegendruckventil eingeregelt wird, ist durch eine Drossel mit isentropem Strömungsquerschnitt modelliert.
- Der Umgebungsdruck beträgt $p_U = 1,013 \text{ bar}$

In Abbildung 3.2, links sind die Druckrandbedingungen im Verbrennungsmotor (Zylinderdruck p_{Zyl}) und am Pulsationserzeuger (Brennkammerdruck p_{BK}) vor dem Regelorgan und der zu erzielende Druckverlauf vor Turbine p_{vT} (Motorpuls) gezeigt.

In Abbildung 3.2, rechts sind die im Modell iterativ bestimmten Querschnitte A_s für die unterschiedlichen Druckrandbedingungen ($p_{Zyl} \neq \text{konstant}$ bzw. $p_{BK} = \text{konstant}$) gezeigt, die zur Erzeugung des Druckverlauf vor Turbine p_{vT} erforderlich sind.

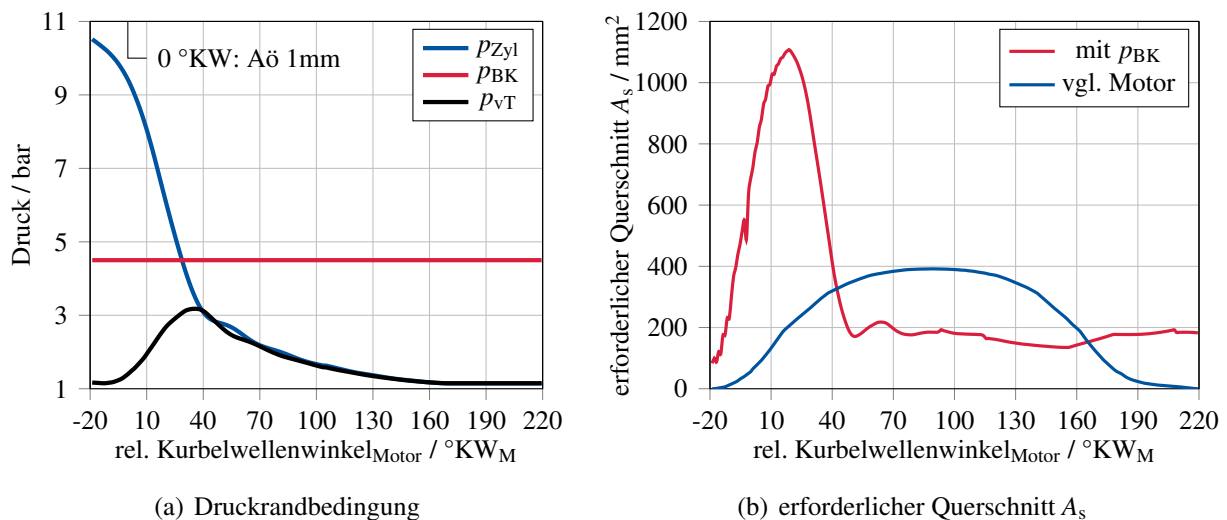


Abbildung 3.2: Erforderlicher Querschnitt A_s bei einer konstanten Druckrandbedingung in der Brennkammer $p_{BK} = 4,5$ bar (Vierzylindermotor, $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$, Vollast), 0D-Simulation

Es kann festgehalten werden:

- Bei konstanter Druckrandbedingung der Brennkammer p_{BK} ist zur Abbildung des Vorausschusses ein kurzzeitig wesentlich größerer Querschnitt als der von konventionellen Auslassventilen erforderlich ($A_{s,max,PE} = 1100 \text{ mm}^2$, $A_{s,max,M} = 400 \text{ mm}^2$).
- Der maximale Querschnitt liegt mit konstanter Druckrandbedingung bei etwa 20 °KW_M und damit etwa 70 °KW_M früher als beim klassischen Verbrennungsmotor.
- Zur Abbildung des Vorausschusses ist bei konstanter Druckrandbedingung über einem Zeitraum von etwa 60 °KW_M ein großer und veränderlicher Querschnitt erforderlich.
- Am Verbrennungsmotor liegt die Öffnungsdauer im betrachteten Betriebspunkt bei ca. 180 °KW_M (bezogen auf 1 mm Hub).
- Bei konstanter Druckrandbedingung ist zusätzlich zum kurzzeitig hohen und veränderlichen Querschnitt ein konstanter Querschnitt von etwa $A_{s,konst.,PE} = 200 \text{ mm}^2$ erforderlich.

Für die Auslegung eines Pulsationserzeugers am stationären Brennkammerprüfstand wird somit geschlussfolgert:

- Ein Konzept mit Nockenwelle und Hubventil als Regelorgan in Kombination mit einem Bypass ist zielführend
- Aufgrund des hohen erforderlichen Querschnitts ist eine parallele Schaltung von mehreren Ventilen zu wählen
- Da der veränderliche Querschnitt nur innerhalb eines vergleichsweise kurzen Zeitraums erforderlich ist, wird das Nockenprofil mit einer kurzen Öffnungsdauer ausgelegt
- Zur Abbildung hoher Pulsfrequenzen bei Mehrzylindermotoren ist eine hohe Nockenwellendrehzahl erforderlich:
 - Die Ventildfedern müssen entsprechend steif ausgelegt werden um einem Abheben der Hubventile entgegenzuwirken (detaillierte Analyse in Kapitel 3.3)
 - Ein kleiner Ventilhub h_V in Kombination mit mehreren gleichzeitig öffnenden Ventilen ist daher zielführend

Das Hubventil eignet sich am besten, da es unter anderem für einen sehr hohen Temperaturbereich ausgelegt ist [37]. Zusätzlich zeichnet sich das Hubventil durch eine hohe Betriebssicherheit aus, was für einen dauerhaften Einsatz am Prüfstand wichtig ist.

Im Folgenden werden kurz die Zusammenhänge und Begrifflichkeiten zur Beschreibung der Kurbelwellenwinkel am Verbrennungsmotor und der Nockenwellenwinkel am Pulsationserzeuger erläutert. Dabei kann festgehalten werden:

- Das Hubventil am Pulsationserzeuger wird über eine elektrisch angetriebene Nockenwelle aktuiert.
- Das Hubventil am Pulsationserzeuger wird einmal pro Umdrehung um $360^\circ n_{NW,PE}$ der Nockenwelle geöffnet.
- Die Frequenz der erzeugten Abgaspulsation f_{Puls} entspricht daher der Drehzahl der Nockenwelle des Pulsationserzeugers: $f_{Puls} = n_{NW,PE}$

Damit ergibt sich die Berechnung der erzeugten Abgaspulsfrequenz f_{Puls} in Abhängigkeit der Zylinderanzahl und Motordrehzahl des betrachteten Motors, um am Pulsationserzeuger im gleichen Zeitintervall dieselbe Anzahl an Druckpulsen zu erzeugen wie am Verbrennungsmotor:

$$f_{Puls} = n_{NW,PE} = n_{KW,M} \cdot i \cdot z \quad (3.8)$$

Für einen Dreizylinder-Viertaktmotor mit $i = 0,5$ gilt damit beispielhaft:

- Während eines Motorzyklus von 720°KW_M entstehen drei Druckpulse, so dass sich die Nockenwelle des Pulsationserzeugers um $3 \cdot 360 = 1080^\circ \text{NW}_{PE}$ drehen muss.
- Bei einer Motordrehzahl von $n_M = n_{KW,M} = 2000 \text{ min}^{-1}$ beträgt die Pulsfrequenz $f_{\text{Puls}} = 50 \text{ Hz}$, daher ist eine Nockenwellendrehzahl am Pulsationserzeuger von $n_{\text{NW,PE}} = 3000 \text{ min}^{-1}$ einzustellen.
- Bei einer Motordrehzahl von $n_M = n_{KW,M} = 4000 \text{ min}^{-1}$ beträgt die Pulsfrequenz $f_{\text{Puls}} = 100 \text{ Hz}$, daher ist eine Nockenwellendrehzahl am Pulsationserzeuger von $n_{\text{NW,PE}} = 6000 \text{ min}^{-1}$ einzustellen.

Tabelle 3.1 zeigt für Motoren mit anderen Zylinderzahlen ($z = 3, 4$ und 6) für $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ den Zusammenhang der Kurbel- und Nockenwellenwinkel zwischen Motor und Pulsationserzeuger.

Tabelle 3.1: Zusammenhang der Nocken- und Kurbelwellenbewegung am Motor und am Pulsationserzeuger bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$ für einen Motorzyklus von 720°KW_M

	Zylinder- zahl z	Pulsfrequenz f_{Puls}	Nockenwellendrehzahl am PE n_{PE}	Nockenwellenwinkel am PE (Motorzyklus: 720°KW_M)
2000 min^{-1}	3	50 Hz	3000 min^{-1}	$3 \cdot 360 = 1080^\circ \text{NW}_{PE}$
	4	66,7 Hz	4000 min^{-1}	$4 \cdot 360 = 1440^\circ \text{NW}_{PE}$
	6	100 Hz	6000 min^{-1}	$6 \cdot 360 = 2160^\circ \text{NW}_{PE}$
4000 min^{-1}	3	100 Hz	6000 min^{-1}	$3 \cdot 360 = 1080^\circ \text{NW}_{PE}$
	4	133,3 Hz	8000 min^{-1}	$4 \cdot 360 = 1440^\circ \text{NW}_{PE}$
	6	200 Hz	12000 min^{-1}	$6 \cdot 360 = 2160^\circ \text{NW}_{PE}$

3.3 Auslegung des Ventiltriebs

Nach Kapitel 3.2 unterscheidet sich die Auslegung der Ventiltriebs von denen eines herkömmlichen Verbrennungsmotors. Zur Abbildung des Vorauslassstoßes sind am Pulsationserzeuger kurzzeitig wesentlich höhere Öffnungsquerschnitte erforderlich, welche bei kurzer Öffnungsdauer bereitgestellt werden müssen. Um ein Abheben der Ventile aufgrund der hohen zu erwartenden Beschleunigungen zu vermeiden, sind bei diesen Anforderungen steife Ventildfedern mit hoher Eigenfrequenz erforderlich. Um die Belastung aus der Ventilbeschleunigung zu beherrschen, ist der Einsatz mehrerer gleichzeitig öffnender Ventile sinnvoll.

3.3.1 Auslegung des Ventilhubes

Für die Auslegung des Ventiltriebes ist eine Betrachtung der sich ausgehend von der Nockenkontur ergebende Ventilgeschwindigkeit und -beschleunigung im Zusammenhang mit dem erforderlichen Drehzahlniveau und den Federkräften nötig. Aus der Nockenkontur als Funktion des Nockenwinkels α ergeben sich Ventilgeschwindigkeit $\dot{x}$ und -beschleunigung $\ddot{x}$ als:

$$\dot{x}(\alpha) = \frac{dx}{d\alpha} \cdot \frac{d\alpha}{dt} = x' \cdot \omega \quad (3.9)$$

$$\ddot{x}(\alpha) = \frac{d}{d\alpha} \cdot \left(\frac{dx}{d\alpha} \right) \cdot \left(\frac{d\alpha}{dt} \right)^2 = x'' \cdot \omega^2 \quad (3.10)$$

Eine einfache Betrachtung des Ventiltriebes mit einem Einmassen-Ersatzsystem (vgl. Abbildung 3.3) und einer Betrachtung des Ventiltriebes als starr lässt einfache Abschätzungen zur ersten Beurteilung zu [33].

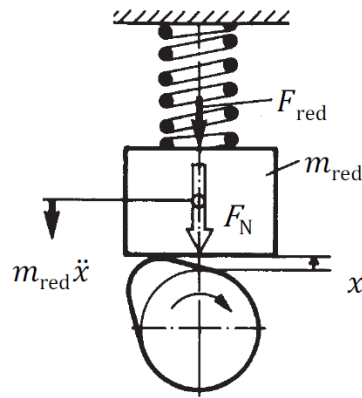


Abbildung 3.3: Kinematisches Ersatzsystem für den starren Ventiltrieb [33]

Aus diesen Annahmen ergibt sich folgende Bedingung für den Kraftschluss zwischen Nocken und Stößel:

$$-\ddot{x} < \frac{F_{red}}{m_{red}} \quad (3.11)$$

Tritt zwischen den beiden Komponenten kein Kraftschluss auf, so kann es zum Abheben des Stößels kommen. Neben einem hohen Verschleiß ist ein kontrolliertes Öffnen und Schließen des Ventils dann nicht mehr möglich. Zusätzlich zu diesem Faktor ist auch die mechanische Belastung in Form der Flächenpressung zwischen Nocke und Stößel oder Hebel, die sich durch Ventilgewicht, Federkraft sowie Nockenprofil in Abhängigkeit der Drehzahl ergibt, zu beachten (vgl. Kapitel 3.3.5).

Die Drehzahl der Nockenwelle im Pulsationserzeuger ist nach dem hier entwickelten Aufbau höher als bei herkömmlichen Verbrennungsmotoren. Nach Gleichung 3.11 kann die maximale

Drehzahl des Ventiltriebs bei gegebenem Nockenprofil bestimmt werden, oberhalb der es zum Abheben kommt. Die Drehzahl ergibt sich in Abhängigkeit der Massen von Ventil und Ventiltrieb sowie der Geometrie des Letzteren und der Ventildfederkraft [25].

Anforderung an die Hubkurve sind Betriebssicherheit bei hohen Drehzahlen und kurzen Öffnungsdauern. Unter der Annahme von üblichen Massen und Federn aus dem Bereich der PKW Anwendungen wurde mit Hilfe der Simulationssoftware Virtual Dynamics der FEV Software and Testing Solutions GmbH [44] eine mögliche Hubkurve unter Berücksichtigung des Ventilhubes (Kapitel 3.3.1), der Ventilgröße (Kapitel 3.3.2), der Ventilöffnungsdauer (Kapitel 3.3.3) und der daraus resultierenden Betriebsfestigkeit iterativ ermittelt.

Abbildung 3.4 zeigt die ermittelte Hubkurve mit einem maximalen Hub von 2,6 mm sowie einer Öffnungsdauer von 50 °NW bei 1 mm Hub. Der Hub ist durch die maximal mögliche negative Ventilbeschleunigung begrenzt und daher stark reduziert. Daneben sind die sich aus den Ableitungen der Hubkurve ergebenden Verläufe von Ventilgeschwindigkeit und -beschleunigung dargestellt.

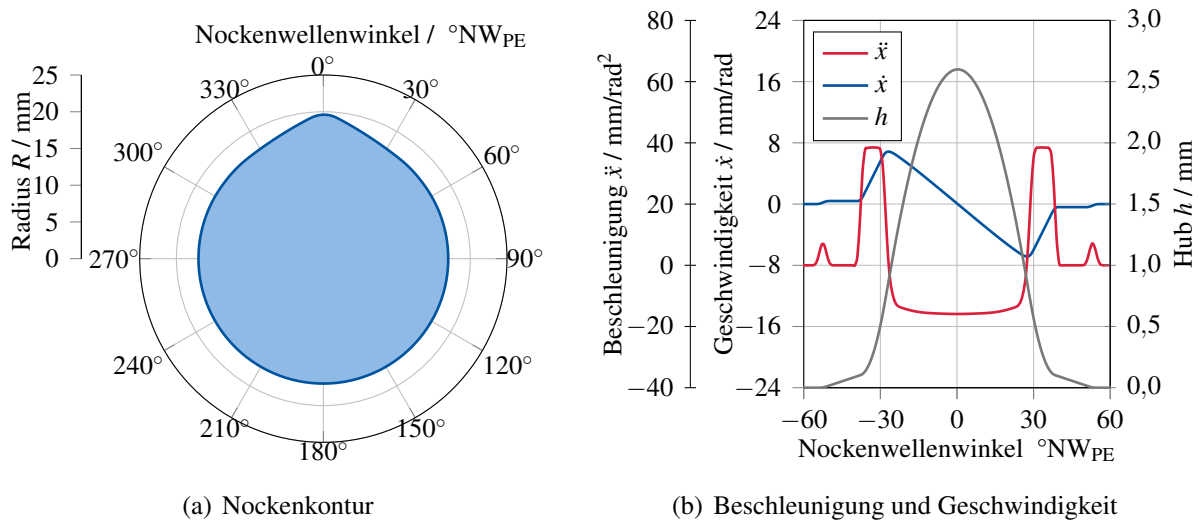


Abbildung 3.4: Ermitteltes Nockenprofil und Ventilhubkurve sowie die sich daraus ergebende Ventilgeschwindigkeit und Ventilbeschleunigung

3.3.2 Auslegung der Ventilgröße

Der Massenstrom über das Ventil und somit der Druck vor der Turbine sind unter anderem von dem freigegebenen Strömungsquerschnitt abhängig. Der Strömungsquerschnitt ergibt sich sowohl durch die Hubkurve als auch die Ventilgröße. Proportional zur Ventilgröße steigt die Ventilmasse, die wiederum die Auslegung des Ventiltriebes bzw. den Verlauf der Hubkurve be-

einflusst. Aus diesem Grund ist bei der Ermittlung des entsprechenden Ventils ein iteratives Vorgehen notwendig. Zunächst wird abgeschätzt, welche Ventilgröße beim Einsatz eines einzelnen Ventils zur Abbildung der Abgaspulsation erforderlich wäre.

Der Zylinderdruck des Verbrennungsmotors liegt vor dem Öffnen des Auslassventils deutlich über dem durch die Brennkammer maximal bereitgestellten Druck von $p_{BK,max} = 6$ bar. Ein vergrößerter Strömungsquerschnitt des Ventils gleicht die geringere Druckdifferenz über dem Ventil im Falle des Pulsationserzeugers aus (vgl. Kapitel 3.2).

Zur Auslegung wird der erforderliche Brennkammerdruck für die in Tabelle 2.1 betrachteten Vollastpunkte untersucht. Die Ventilgröße wird auf den maximalen Brennkammerdruck für den Nennleistungspunkt des 1,0 L Dreizylindermotors mit 94 kW/L ausgelegt, da die Pulsationskennziffer Ψ_p für diesen Motor die vergleichsweise größten Werte annimmt (vgl. Abbildung 2.10).

Auf Grundlage der definierten Hubkurve (vgl. Kapitel 3.3.1) wurde der Strömungsquerschnitt in diesem Betriebspunkt so skaliert, dass der zulässige Betriebsdruck der Brennkammer gerade nicht überschritten wird, um gleichzeitig das Ventil möglichst klein und damit leicht zu halten. Für den Nennleistungspunkt des Dreizylindermotors ergibt sich ein isentroper Strömungsquerschnitt von etwa $A_s = 1100 \text{ mm}^2$ bei maximalem Hub. Sowohl für Betriebspunkte im LET-Bereich als auch für höhere Zylinderzahlen ist mit einem Strömungsquerschnitt von $A_s = 1100 \text{ mm}^2$ ein geringerer Brennkammerbetriebsdruck ausreichend.

In Abbildung 3.5 ist der erforderliche Brennkammerdruck p_{BK} bei Vollast für eine Ventilgröße von $A_s = 1100 \text{ mm}^2$ über der Motordrehzahl aufgetragen. Zur Abbildung der Abgaspulsation bei größeren Zylinderanzahlen ist ein geringeres Druckniveau ausreichend.

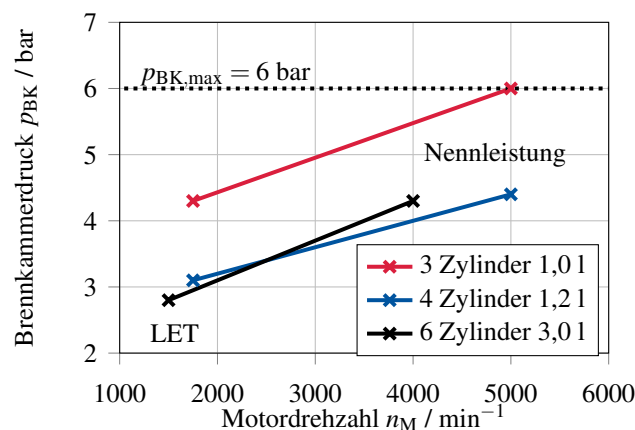


Abbildung 3.5: Erforderlicher Brennkammerdruck in Abhängigkeit der Motordrehzahl bei Vollast für verschiedene Motormodelle mit der Ventilgröße $A_s = 1100 \text{ mm}^2$

Der Ringspalt zur Bestimmung des Öffnungsquerschnittes bei geringen Hüb lässt sich vereinfacht als Produkt des Umfangs des inneren Ventildurchmessers $d_{V,i}$ mit dem orthogonal zur Strömungsrichtung projizierten Hub h definieren:

$$A = \pi \cdot d_{V,i} \cdot \cos(\alpha) \cdot h \quad (3.12)$$

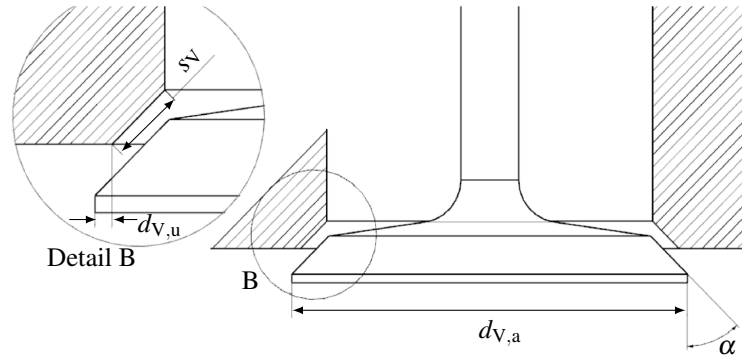


Abbildung 3.6: Vereinfachte Darstellung der Ventilgeometrie

Der Winkel α beschreibt den Ventilsitzwinkel, der meist bei 45° liegt, zur Verringerung der Flächenpressung aber auch bis zu 20° reduziert werden kann. Für die folgenden Berechnungen wurde ein Ventilsitzwinkel von 45° angenommen. Der innere Ventildurchmesser $d_{V,i}$ entspricht dem äußeren Ventildurchmesser $d_{V,a}$ abzüglich des Überstands von Ventil zu Ventilsitz d_v , sowie dem der projizierten Kontaktfläche s_v zwischen Ventil und Ventilsitz (vgl. Abbildung 3.6):

$$d_{V,i} = d_{V,a} - 2 \cdot (d_v - \cos(\alpha) \cdot s_v) \quad (3.13)$$

Ausgehend von diesen Annahmen kann bei gegebener Ventilhubkurve und ermitteltem maximalen isentropen Strömungsquerschnitt die benötigte Ventilgröße abgeschätzt werden. So ergibt sich zum Abbilden eines isentropen Strömungsquerschnittes von $A_s = 1100 \text{ mm}^2$ mit einem Ventil bei einem maximalen Hub von 2,6 mm ein ungefährender Ventildurchmesser von über 60 mm.

Die beiden Auslassventile eines Zylinders des untersuchten 1,0 l Dreizylindermotors mit 94 kW/L mit einem Ventildurchmesser von jeweils 23 mm erreichen bei einem Hub von 2,6 mm in Summe einen maximalen isentropen Strömungsquerschnitt von $A_s = 308 \text{ mm}^2$. Vergleicht man diese Werte mit den ermittelten Anforderungen, zeigt sich, dass für die Abbildung der Pulsation Ventile von Groß- oder Nutzfahrzeugmotoren in Betracht kommen würden.

Aufgrund des sehr hohen Ventilgewichts ist der Einsatz großer Ventilgrößen bei den hier ausgelegten kleinen Ventilhuben und den resultierenden hohen Beschleunigungen nicht sinnvoll, da

der Kraftschluss nach Gleichung 3.11 nicht sichergestellt wäre. Eine Alternative stellt der Einsatz von mehreren kleinen Ventilen dar.

Nach der iterativen Auslegung und Simulation von Beispielbetriebspunkten wird ein natriumgekühltes Serienauslassventil mit einem Durchmesser von 28 mm gewählt.

Um den erforderlichen Strömungsquerschnitt für die Abbildung des Vorauslassstoßes zu erreichen, werden acht gleichzeitig öffnende Ventile verbaut.

3.3.3 Auslegung der Ventilöffnungsdauer

Der Pulsationserzeuger hat acht parallel geschaltete Ventile (vgl. Kapitel 3.3.2). Der Ventilhub ist klein gewählt (vgl. Kapitel 3.3.1), um die Ventilverzögerung (Abheben der Ventile) bei den erforderlichen kurzen Öffnungsdauern (vgl. Kapitel 3.2) zu beherrschen. Es wird pro Umdrehung der Nockenwelle im Pulsationserzeuger ein Abgaspuls erzeugt. Die Drehzahl der Pulsationserzeugernockenwelle ist daher proportional zur Zylinderanzahl des abzubildenden Verbrennungsmotors. Dass führt dazu, dass bei gleicher relativer Öffnungsdauer in $^{\circ}\text{NW}$ pro Umdrehung die absolute Öffnungsdauer in s für höhere Zylinderanzahlen und Drehzahlen abnimmt.

Tendenziell wurde festgestellt, dass ohne Betrachtung von Aufladegrad und Abgaskrümmergeometrie mit zunehmender Zylinderanzahl die Amplitude bei vergleichbarem Druckniveau und vergleichbarer Drehzahl abnimmt (vgl. Abbildung 2.12). Weiter steigt der mittlere Druck und sinkt die Druckamplitude bei zunehmender Drehzahl entlang der Vollastkurve (vgl. Abbildung 2.13). Eine geringere Amplitude führt zu einer Verbreiterung der Druckpulse.

Die Pulsbreite lässt sich durch eine Modifikation der Ventilöffnungsdauer oder des Volumens des Abgassystems verändern.

- Eine Vergrößerung der Öffnungsdauer führt zu einer Verbreiterung des Pulses.
- Eine Veränderung des Abgasleitungsvolumens wirkt sich auf die Dauer der Füll- und Entleervorgänge im System aus:
 - kleinere Volumina führen zu einer Verkürzung des Pulses
 - größere Volumina führen zu einer Verlängerung des Pulses
- Über das Volumen lassen sich auch die ansteigenden und abfallenden Druckpulsflanken beeinflussen.

Die Auslegung der Ventilöffnungsdauer ist entscheidend für die Abbildung realistischer Abgaspulsationen mittels Pulsationserzeuger. Daher wird für die betrachteten Motormodelle (vgl. Tabelle 2.1) ein Faktor F_D berechnet, um welchen die Ventilöffnungsdauer zur genauen Abbildung der Abgaspulsation angepasst werden muss:

$$F_D = \frac{\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{PE}}}{\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{ref}}} \quad (3.14)$$

Der Referenzwert $\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{ref}}$ bezieht sich auf die in Abbildung 3.4 gezeigte Ventilhubkurve und beträgt $\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{ref}} = 50^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$.

Tabelle 3.2 gibt einen Überblick der durch simulative Optimierung bestimmten Faktoren F_D . Die Tabelle verdeutlicht den nötigen Ausgleich der bei steigender Zylinderanzahl bzw. Nockenwellendrehzahl des Pulserzeugers sinkenden Öffnungsdauer.

Tabelle 3.2: Skalierungsfaktor F_D der Ventilöffnungsdauer je Lastpunkt

Motor	LET	Nennleistung
1,0 l / 3 Zyl. / 94 kW/L	1	1
1,2 l / 3 Zyl. / 80 kW/L	1	1
1,2 l / 4 Zyl.	1	2
1,6 l / 4 Zyl.	1	2
3,0 l / 6 Zyl.	2	3

Aufgrund der guten baulichen Erreichbarkeit ist ein Austausch mit modularen Nockenwellen verschiedener Nockenformen eine Möglichkeit um die Abgaspulsation weiterer Motoren optimal abzubilden. Es wird eine Nockenform ausgelegt, mit der möglichst viele verschiedene Motoren ohne Nockenwellenaustausch abgebildet werden können.

Mit der in Kapitel 3.3.1 ausgelegten Ventilhubkurve mit einer Öffnungsdauer von $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm}} = 50^\circ \text{NW}$ können theoretisch die Abgaspulsationen der Dreizylindermotoren in allen Betriebspunkten und die LET-Betriebspunkte der Vierzylindermotoren abgebildet werden. Bei den übrigen Betriebspunkten sind durch nicht ideale Steuerzeiten Abweichungen zu erwarten, die ggfs. durch zusätzliche Anpassung der Abgasvolumina reduziert werden können.

3.3.4 Auslegung des Abgasvolumens

Bei größeren Volumina zwischen den Auslassventilen und dem Turbinenvoluteneintritt dauern Füll- und Entleervorgänge des Abgasleitungsvolumens länger, was sich an flacheren Druckflanken und damit geringeren Druckgradienten G_1 und G_2 bemerkbar macht. Zudem sinkt das Druckmaximum bei höherem Volumen aufgrund der höheren Dämpfungswirkung und der damit einhergehenden Dissipationsverluste (vgl. Abbildung 2.18), was zu einem geringeren Pulsationsbeiwert Ψ_p führt.

Abbildung 3.7 zeigt das optimierte Volumen des Abgassystems von Motor- und Pulsationserzeugermodell unter Verwendung der Ventilhubkurve aus Abbildung 3.4 mit den nach Tabelle

3.2 skalierten Ventilöffnungsdauern F_D . Die resultierenden Abgaspulse werden in Kapitel 3.6.1 gezeigt.

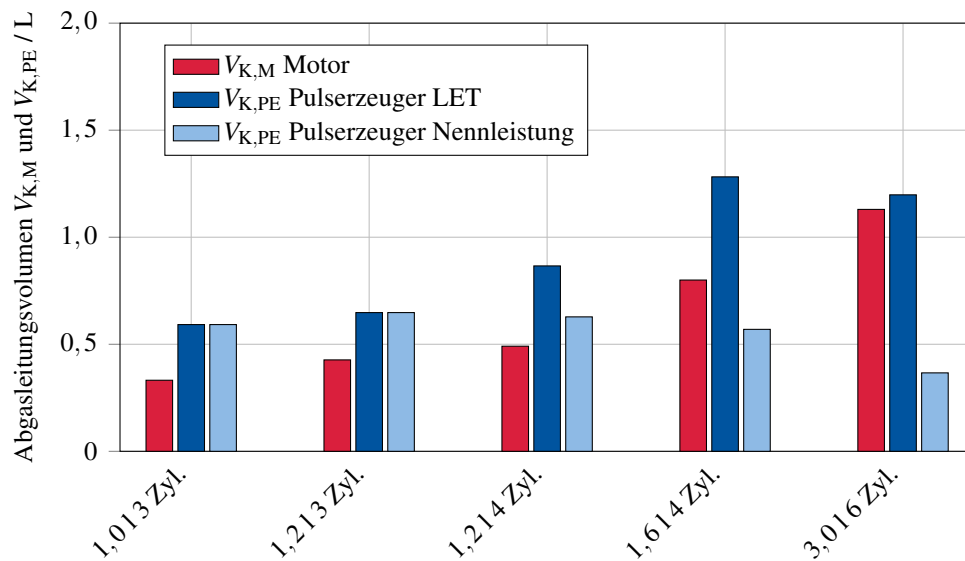


Abbildung 3.7: Gegenüberstellung der Volumina des Abgassystems im Motor- und Pulsationserzeugermodell nach Optimierung der Abgasvolumina zwischen Ventil und Turbinenvoluteneintritt

- Zur Abbildung des LET-Betriebspunktes ist für alle Motoren ein größeres Abgasvolumen am Pulsationserzeuger erforderlich
- In den Nennleistungspunkten der untersuchten Dreizylindermotoren können die Abgasvolumina des LET-Betriebspunkt beibehalten werden.
- Bei der Abbildung des Nennleistungspunktes wird bei einer größeren Ventilöffnungsdauer ein geringeres Abgasvolumen benötigt (Vierzylinder- und Sechszylindermotor).
- Das Verhalten des Pulsationserzeugers bezüglich höherer Anfälligkeit für Resonanzen (detaillierte Analysen in Kapitel 3.8) spiegelt sich in den sinkenden Volumina im Nennleistungsbereich bei steigender Drehzahl des Pulsationserzeugers wider.

Die Auslegung des Abgasleitungsvolumens wird von konstruktionstechnischen Randbedingungen dominiert. Einerseits müssen die Anschlüsse der Bypassleitungen untergebracht werden und andererseits ist der Abgassammler stromab des Pulsationserzeugers (Zusammenführung der acht Ventilkanaäle) Teil des Abgasleitungsvolumens. Im Kapitel 3.8 wird detaillierter auf die Auslegung des Abgaskrümmervolumens eingegangen.

3.3.5 Auslegung der Nockenwelle

Die im Folgenden bestimmten Auslegungsdaten folgen der Berechnungsvorschrift in [26].

Aus Voruntersuchungen hinsichtlich der maximalen Nockenwellendrehzahl und dem Kraftschluss hat sich eine Hubbegrenzung auf $h_{PE,max} = 2,6$ mm als zielführend erwiesen, da hierbei unter anderem die maximalen Ventilbeschleunigungen beherrschbar sind. Die Öffnungsdauer beträgt 50 °NW bezogen auf 1 mm Hub (vgl. Abbildung 3.4).

Die aufgrund der steifen Ventildfedern auftretende hohe Flächenpressung bringt weitere Herausforderungen. Neben der Materialpaarung wird die Lebensdauer der Nocken beeinflusst von der Pressung p zwischen Nockenkuppe und Stößel (Hertz'sche Pressung) und den Schmierverhältnissen S zwischen Nocken und Stößel [27].

Die Hertz'sche Pressung p kann wie folgt berechnet werden:

$$p = 0.418 \cdot \sqrt{\frac{F \cdot E}{r \cdot l}} \quad (3.15)$$

Dabei ist F die Kraft zwischen Nocken und Stößel (Summe aus Federkraft und Massenkraft aller bewegten Teile bezogen auf den Stößel), E das Elastizitätsmodul, r der Krümmungsradius an der betrachteten Stelle und l die effektive Nockenbreite. Die Pressung ist mittels der in [21] vorgestellten Methoden berechnet worden.

Die Schmierzahl S für den Kontakt Nocke-Stößel wird mit Gleichung 3.16 berechnet:

$$S = 2 \cdot \rho - (R_0 + h) \quad (3.16)$$

ρ beschreibt den Nockenkrümmungsradius, welcher an der Kuppe $\rho = 3,6$ mm beträgt. $R_0 = 17$ mm gibt den Nockengrundradius an.

Abbildung 3.8 zeigt die wesentlichen Daten der Nockenwellenauslegung.

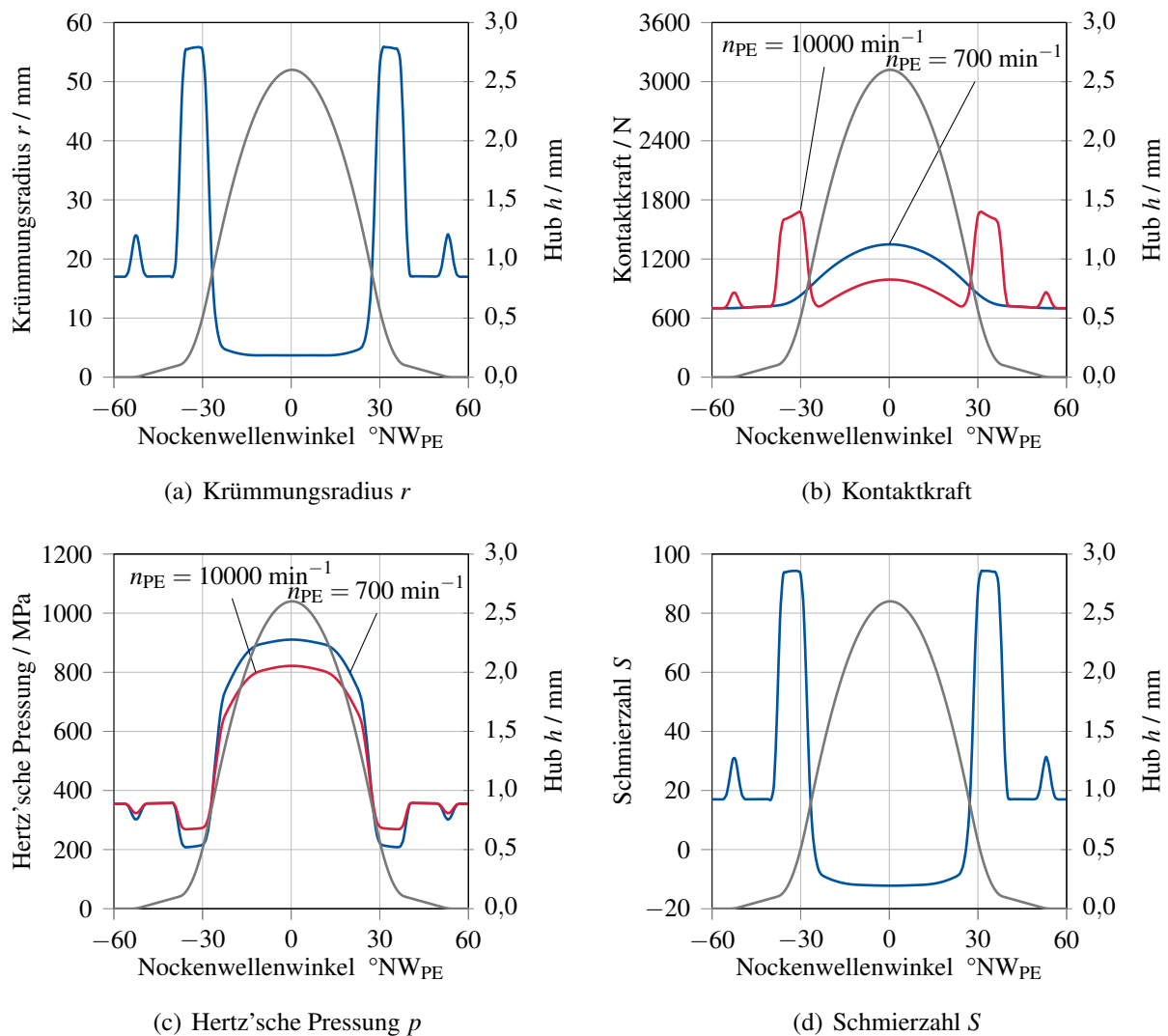


Abbildung 3.8: Auslegung von Nockenwelle und Ventiltrieb

Die unvermeidbaren Nulldurchgänge der Schmierzahl S werden steil durchschritten, da es hier zu einem Schmierfilmaabriss kommen kann. Grundsätzlich bleibt zu berücksichtigen, dass die gestalterische Freiheit für die Nockenkontur durch Hub- und Eventlängenvorgabe stark eingengt ist. Die hohe Hertz'sche Pressung wird in Kauf genommen, die Schmierzahl S ist entsprechend hoch ausgelegt.

Eine hohe Kontaktbreite (22 mm) zwischen Nockenwelle und Tassenstößel ist erforderlich, um die resultierende hohe Flächenpressung auf der Tasse zu begrenzen. Die Reibfläche des Tassenstößels wird nitriert. In Kombination dazu ist eine Gussnockenwelle mit hohem Kohlenstoffgehalt sinnvoll, da dieser im Gleitkontakt verschleißgünstig ist und hohe Pressungen zulässt.

Für den ausgelegten Ventiltrieb ist eine robuste und steife Auslegung des Lagerrahmens für die

Nockenwelle erforderlich, wobei eine Sicherstellung guter Schmierungsbedingungen im Nockenkontakt und in der Nockenwellenlagerung wichtig ist. Realisiert sind diese über mehrere Bohrungen (Ölstrahl-Schmierung) pro Nocke.

3.3.6 Vergleich der Ventilhubkurven von Verbrennungsmotor und Pulsationserzeuger

Die in den Kapitel vorherigen Kapiteln iterativ durchgeführte Ventiltriebsauslegung haben zu den in Tabelle 3.3 beschriebenen Ventileigenschaften geführt.

Tabelle 3.3: Ventildaten Pulsationserzeuger

Merkmal	Wert	Einheit
Anzahl Ventile	8	-
max. Hub	2.6	mm
max. Beschleunigung 1 / 2	40 / 40	mm/rad ²
min. Beschleunigung	16	mm/rad ²
Öffnungsdauer	50	°NW _{PE} bei 1 mm Hub
Öffnen/Schließen-Geschwindigkeit	0,4	mm/rad
Hubventilmasse	34,2	g
Ventildurchmesser	28	mm

Die acht Ventile des Pulsationserzeugers werden alle gleichzeitig einmal pro 360 °NW_{PE} Umdrehung der Nockenwelle geöffnet. Die Frequenz der erzeugten Abgaspulsation entspricht nach Gleichung 3.8 daher der Nockenwellendrehzahl des Pulsationserzeugers $f_{\text{Puls}} = n_{\text{PE}}$.

Der Vergleich zu einer konventionellen Ventilerhebungskurve eines 1,2 L Vierzylinder Verbrennungsmotors ist in Abbildung 3.9 gezeigt.

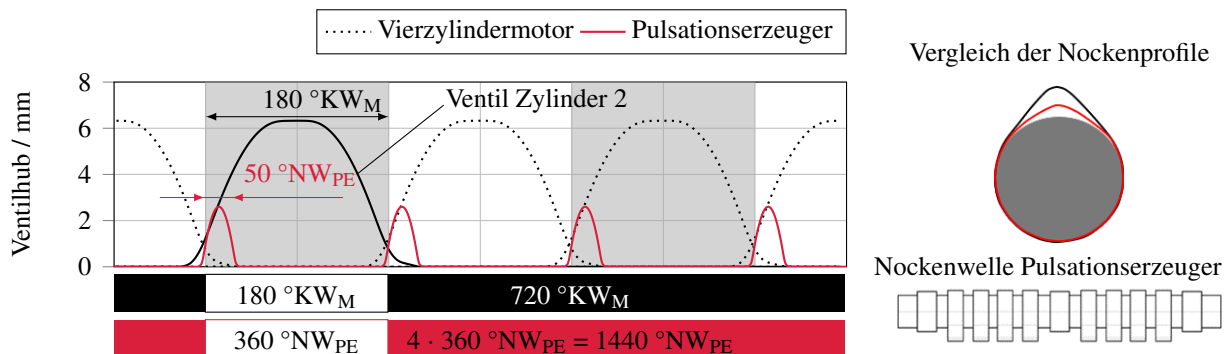


Abbildung 3.9: Vergleich der Ventilhub- und Steuerzeiten zwischen Pulsationserzeuger und konventionellem 4-Zylinder Verbrennungsmotor

In Abbildung 3.9 links wird deutlich, dass die Öffnungsdauer der Ventile im Pulsationserzeuger im Vergleich zum Verbrennungsmotor um ein Vielfaches geringer ist als beim herkömmli-

chen Verbrennungsmotor. Mit einer Öffnungsdauer am Pulsationserzeuger von $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{PE}} = 50^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$ ist die Ventilöffnungsdauer im Vergleich zur klassischen Steuerzeit von dem hier betrachteten Vierzylindermotor mit $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{M}} = 180^\circ \text{KW}_{\text{M}}$ deutlich kürzer. Dies wirkt sich positiv auf die thermische Auslegung des Ventiltriebs aus, da die Phasen in denen das Ventil geschlossen ist und die Wärme über die Sitzringe abgeführt werden kann, am Pulsationserzeuger verhältnismäßig lang sind. Dies wird detaillierter in Kapitel 3.9 betrachtet.

3.4 Auslegung des Pulsationserzeuger-Bypass

Die Vorauslegung in Kapitel 3.2 hat gezeigt, dass neben der Verwendung von Hubventilen zur Darstellung eines veränderlichen Strömungsquerschnitts $A_{\text{s,PE}}$ zusätzlich ein konstanter Querschnitt erforderlich ist, um den Massenstrom während des Ausschiebevorgangs zwischen den Druckpulsen abzubilden. Der zusätzliche erforderliche Querschnitt wird über eine Bypassleitung $A_{\text{s,PE-Bypass}}$ mit einem Ventil bereitgestellt. Das Ventil wird betriebspunktabhängig eingestellt, wobei der darstellbare Strömungsquerschnitt von Ventiltyp und Ventilgröße abhängt.

Abbildung 3.10 zeigt exemplarisch für einen Nennleistungspunkt eines Vierzylindermotors, wie sich durch eine Kombination von getaktetem Hubventil und konstantem Bypass der Massenstrom über die Ventile im Pulsationserzeuger im Vergleich zum Verbrennungsmotor verhält. Die Summe aus Bypassmassenstrom und dem Massenstrom über die Hubventile ergibt in guter Näherung den aufsummierten Massenstrom über die Ventile im Verbrennungsmotor.

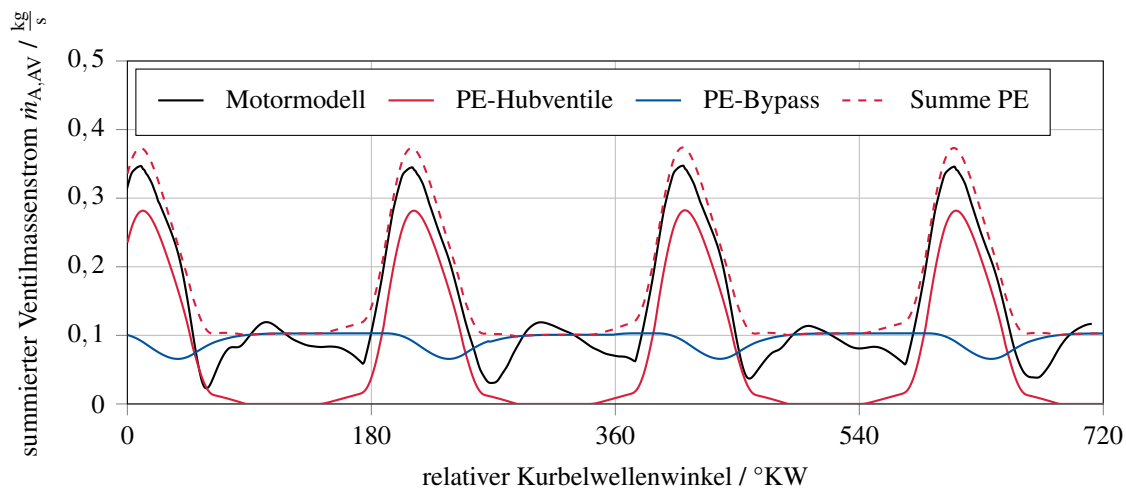


Abbildung 3.10: Kombination aus Hubventil und konstantem Bypass: Abgasmassenstrom über die Auslassventile $\dot{m}_{\text{A,AV}}$ (Vierzylindermotor, Nennleistung, $n_{\text{M}} = 5000 \text{ min}^{-1}$), 1D-Simulation

Das Ventil in der Bypassleitung zur Regelung des Strömungsquerschnittes wird über ein elektrisch aktuiertes Hubventil realisiert. Der Hub wird eingeregelt, bis der Abgaspuls ausreichend genau dargestellt ist.

3.5 Ausführung des Pulsationserzeugers

In Abbildung 3.11 ist der Ventilkörper des Pulsationserzeugers im Querschnitt gezeigt.

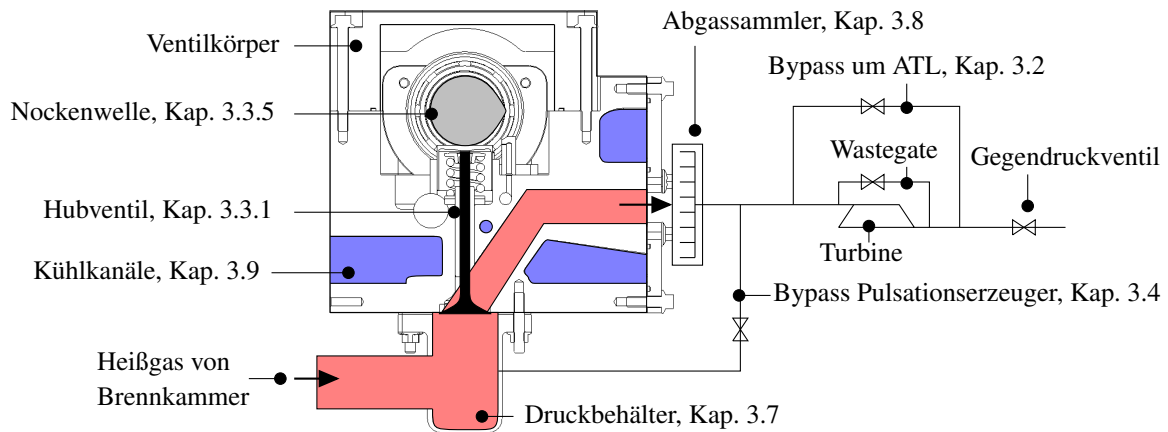


Abbildung 3.11: Ventilkörper des Pulsationserzeugers, Schnittansicht

- Die Nockenwelle (Auslegung siehe Kapitel 3.3.5) wird von einem elektrischen Motor angetrieben, welcher über eine Kupplung mit der Welle verbunden ist.
- Die Hubventile (Auslegung siehe Kapitel 3.3.1, 3.3.2 und 3.3.3) werden von der Nockenwelle über Tassenstößel aktuiert.
- Die Hubventile geben einen Strömungsquerschnitt im Gaspfad zwischen stationärer Brennkammer und Turbolader frei.
- Zwischen der Brennkammer und dem Ventilkörper muss ein Druckbehälter verbaut werden. Der Druckbehälter dient der Dämpfung der erzeugten Druckpulse stromauf des Pulsationserzeugers, da starke Druckschwingungen nach der Brennkammer zum Erlöschen der Brennerflamme führen können (Kapitel 3.7).
- Das Abgasleitungsvolumen zwischen den Ventilen und dem Turbinenvolumenteneintritt hat Einfluss auf die Abgaspulsation und wurde in Kapitel 3.3.4 untersucht.
- Ein zusätzlicher Bypass um den Pulsationserzeuger herum ist vorgesehen. Der Bypass bringt einen weiteren Freiheitsgrad bei der Einstellung des Betriebspunktes (Kapitel 3.4).
- Die erzeugten Abgaspulsationen werden durch einen Abgasammler zum Prüfling geleitet. Die Geometrie des Abgasammlers wird optimiert, um die dem Abgaspuls überlagerten Druckschwingungen stromauf des Prüflings zu minimieren (vgl. Kapitel 3.8).
- Die thermische Auslegung der Kühkanäle im Ventilkörper des Pulsationserzeugers zum Schutz aller mit Heißgas beaufschlagten Komponenten wird in Kapitel 3.9 beschrieben.

3.6 1D-Simulationsmodell des Pulsationserzeugers

Abbildung 3.12 zeigt schematisch den Aufbau des 1D-Simulationsmodells des Pulsationserzeugers, welcher im stationären Brennkammerprüfstand integriert wird.

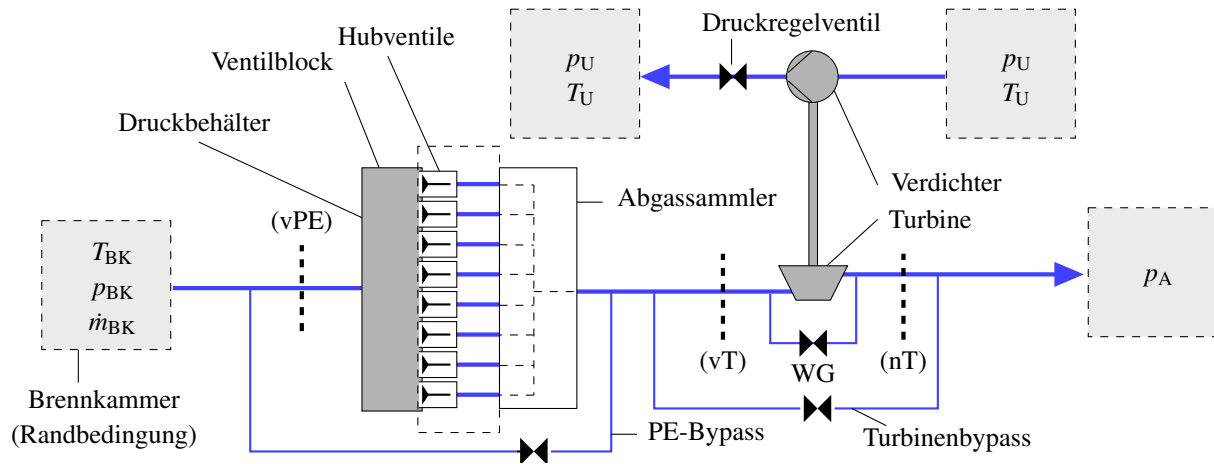


Abbildung 3.12: Skizze des 1D-Simulationsmodells in GT-POWER

- Die Geometrien sämtlicher Kanäle und Behälter sind mittels Standardobjekten in GT-POWER implementiert.
- Am Modelleintritt werden in der Brennkammer die Temperatur T_{BK} und der Druck p_{BK} aufgeprägt. Der Massenstrom $\dot{m}_{BK}$ stellt sich entsprechend des Betriebspunktes ein.
- Für den Pulsationserzeuger werden die Ventilhubkurven, Öffnungsquerschnitte und die Nockenwellendrehzahl vorgegeben.
- Zur Abbildungen der Strömungszustände im Abgaskrümmen werden Geometrien von Abgassammlern vorgegeben, so dass ein Vergleich der verschiedenen Auslegungen und deren akustisches Schwingungsverhalten untersucht werden kann (Kapitel 3.8).
- Das Durchflussverhalten der Bypasskanäle und des Wastegates werden vereinfacht über den Durchmesser einer Blende im Modell geregelt.
- Durchfluss- und Wirkungsgradverhalten von Turbine und Verdichter sind abhängig vom Druckverhältnis und der Turboladerdrehzahl in Kennfeldern hinterlegt.
- Der über die Turbinenvolute entstehende Druckverlust ist bereits im Turbinenkennfeld berücksichtigt. Die Geometrien der Volute wird dennoch im Modell hinterlegt, da das zusätzliche Volumen der Volute die Form der Druckpulse vor Turbine beeinflusst [2].
- Stromab der Turbine wird der Abgasgegendruck p_A vorgegeben.
- Stromauf des Verdichters und stromab des Verdichtergegendruckventils wird der Umgebungszustand aufgeprägt ($p_U = 1 \text{ bar}$, $T_U = 25 \text{ °C}$). Die Einstellung des Verdichterbetriebspunktes erfolgt über das Druckregelventil nach Verdichter.

3.6.1 Simulation der Abgaspulserzeugung für verschiedene Motoren

Abbildung 3.13 zeigt den Druck vor Turbine für die betrachteten Motoren im LET-Lastpunkt (links) sowie im Nennleistungspunkt (rechts) mit der Ventilhubkurve aus Tabelle 3.3 und den nach Tabelle 3.2 optimierten Ventilöffnungszeiten $\alpha_{\text{offen},1\text{mm}}$ bzw. den nach Abbildung 3.7 optimierten Abgasleitungsvolumina V_K .

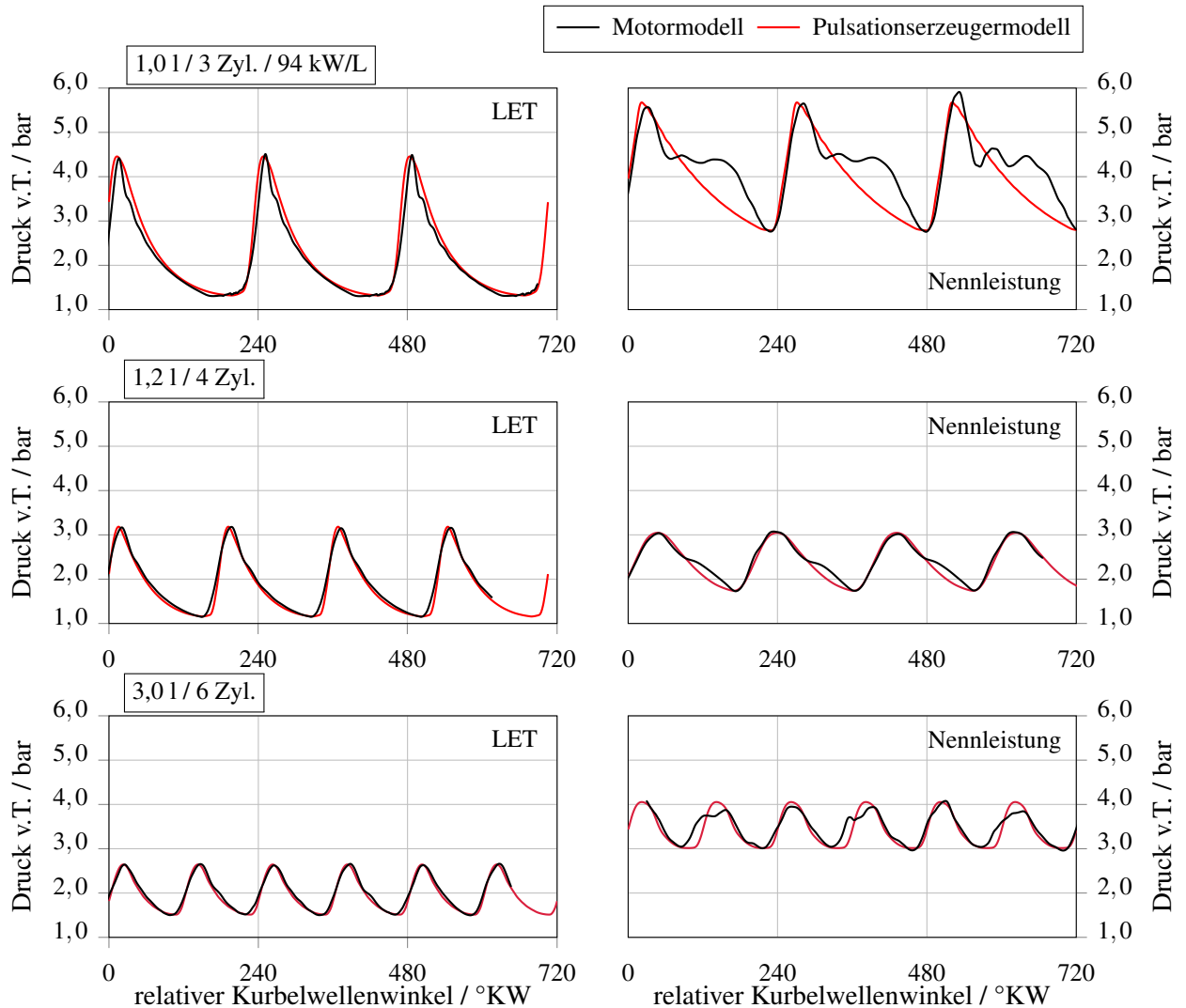


Abbildung 3.13: Übersicht der simulierten Abgaspulse für LET- und Nennleistungspunkt nach einer Anpassung von Ventilöffnungszeiten und Volumen des Abgasleitungssystems, 1D-Simulation

Alle hier betrachteten Motorbetriebspunkte können theoretisch mit dem erarbeiteten Konzept des Pulsationserzeugers dargestellt werden. Die Abweichungen in der abfallenden Pulsflanke im Nennleistungspunkt des Dreizylindermotors werden im Kapitel 3.6.2 diskutiert.

3.6.2 Simulation mit getaktetem Bypassventil

Die Druckpulsation für Betriebspunkte nahe der Nennleistung wird bei Dreizylindermotoren deutlicher durch den Ausschiebevorgang beeinflusst als bei Vierzylindermotoren (vgl. Abbildung 3.13 und Kapitel 2.2.3). Ein Abbilden der Abgaspulse mit einem konstanten Bypass ist nicht uneingeschränkt möglich (vgl. Abbildung 3.13). Zur besseren Darstellung der Pulse wird der Bypass durch ein zweites Ventil mit zeitlich veränderlichem Öffnungsquerschnitt modelliert.

Die für einen optimierten Druckpuls relevanten Parameter des zweiten Ventils sind der maximale Öffnungsquerschnitt, die Öffnungsdauer sowie der Abstand zwischen dem Öffnungsbeginn des Hubventils und des Bypassventils. Die Öffnungsdauer des Bypassventils bestimmt den minimalen Druck insofern, dass sich dieser in Abhängigkeit vom Schließzeitpunkt des Bypassventils und des Entleerungsvorganges im Volumen des Abgassystems einstellt. Abbildung 3.14 zeigt die mit dieser Konfiguration und Regelung mögliche Abbildung der Druckpulsation im Nennleistungspunkt des Dreizylindermotor mit 94 kW/L bei $n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$.

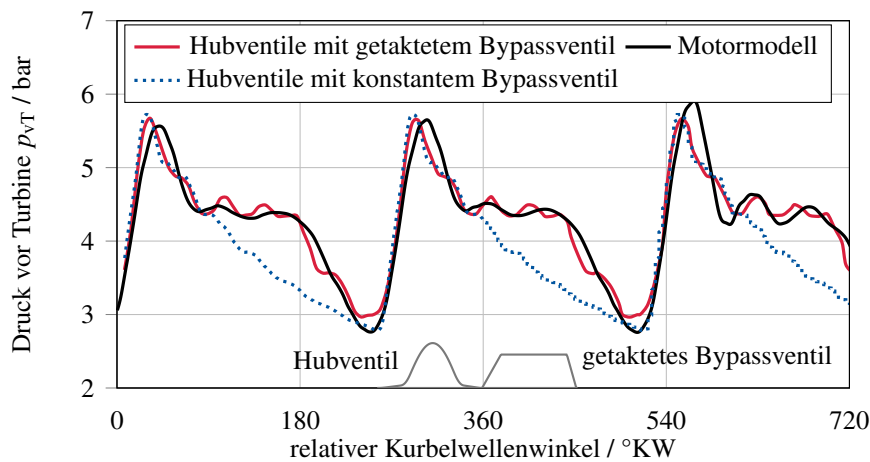


Abbildung 3.14: Abbildung des Ausschiebevorgangs beim Dreizylindermotor mit 94 kW/L im Nennleistungspunkt bei $n_M = 5000 \text{ min}^{-1}$ mit getaktetem Bypassventil, 1D-Simulation

Die Untersuchungen haben gezeigt, dass theoretisch eine Darstellung des Druckverlaufes inklusive des Ausschiebevorgangs möglich ist. Dazu ist ein getaktetes Bypassventil mit zeitlich veränderlichem Querschnitt erforderlich. Es bietet sich an die Nockenwelle des Pulsationserzeugers als Taktgeber zu nutzen. Als Ventiltyp kommen unter anderem konventionelle Hubventile oder Drehschieberventile wie in [4] oder [7] in Betracht. Der Entwicklungsaufwand insbesondere für Drehschieberventile wird als sehr hoch angesehen.

Die Umsetzung eines getakteten Bypassventils wird zunächst nicht weiter verfolgt da der Fokus auf Betriebspunkte mit höheren Pulsationskennziffern Ψ_p gelegt wird (LET-Betriebspunkte, vgl. Kapitel 2.2.3).

3.7 Volumenvariation des Druckbehälters am Einlass des Pulsationserzeugers

Der Druckbehälter stromauf des Pulsationserzeugers dient dazu, den Druck vor den geschlossenen Ventilen möglichst konstant zu halten (Pufferspeicher), vor allem aber dazu die durch Öffnen und Schließen der Ventile entstehenden Druckpulsationen stromauf des Pulsationserzeugers zu dämpfen. Dies ist erforderlich, um die Flammstabilität innerhalb der Brennkammer zu gewährleisten. Die Vorauslegung des Druckbehälters erfolgt nach einer einfachen Abschätzung und wird mittels 1D-Simulation überprüft.

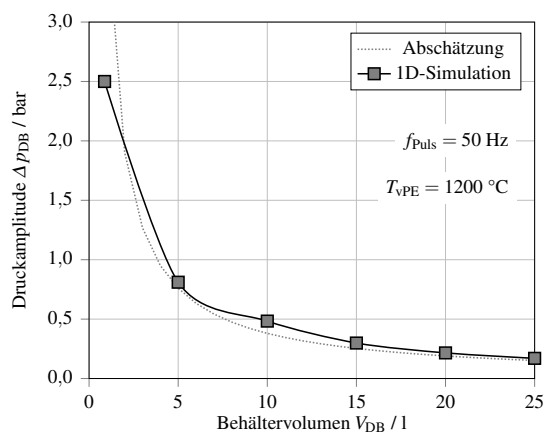
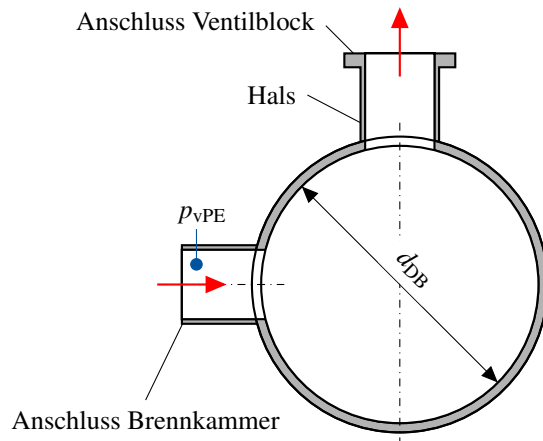
Die Druckamplitude im Druckbehälter Δp_{DB} entsteht durch die Entleerung des Druckbehälters bei offenen Ventilen und den anschließenden Druckaufbau durch Befüllung des Druckbehälters bei geschlossenen Ventilen durch den näherungsweise konstanten Massenstrom der Brennkammer. Die Druckamplitude Δp_{DB} wird in Abhängigkeit der pro Druckpuls vor Turbine über die Ventile geförderten Masse m_{Puls} , dem Volumen des Druckbehälters V_{DB} und der Temperatur des Fluids im Druckbehälter $T_{DB} = T_{VPE}$ wie folgt abgeschätzt:

$$\Delta p_{DB} = p_{DB,max} - p_{DB,min} \approx m_{Puls} \cdot \frac{R \cdot T_{VPE}}{V_{DB}} \quad (3.17)$$

Dabei wird die Luft vereinfacht als ideales Gas betrachtet. Es wird ersichtlich, dass die Amplitude der Druckschwingung im Druckbehälter mit steigendem Behältervolumen bei konstanter abgeströmter Masse sinkt. Mittels einer Parameterstudie wird untersucht, ab welchem Behältervolumen keine signifikante Abnahme der Druckamplituden vorliegt, wobei Behältervolumina bis 25 L berücksichtigt werden. Aus Gleichung 3.17 wird ersichtlich, dass die Druckamplitude mit steigender Abgastemperatur T_{VPE} zunimmt. Da die Brennkammer bei bis zu $T_{VPE,max} = 1200 \text{ °C}$ betrieben werden kann, wird diese Temperatur für eine Abschätzung nach oben verwendet. Als Randbedingungen für Nockenwellendrehzahl und Massenstrom werden die Werte aufgeprägt, die zur Abbildung des Druckpulses im LET-Betriebspunkt des 66 kW/L Dreizylindermotors (vgl. Tabelle 2.1) erforderlich sind ($n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $n_{PE} = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\dot{m}_{BK} = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$).

Abbildung 3.15 a) zeigt die mit Gleichung 3.17 abgeschätzte und die mittels 1D-Modell berechnete Druckamplitude im Druckbehälter vor dem Pulsationserzeuger, aufgetragen über dem Behältervolumen. Mit steigendem Behältervolumen ist ein asymptotischer Verlauf der Behälterdruckdifferenz erkennbar. Eine Steigerung des Behältervolumens über 15 L bewirkt keine nennenswerte Reduktion der Schwingungsamplituden. Bei $V_{DB} = 15 \text{ L}$ kann eine Druckamplitude von noch $\Delta p_{DB} \approx 0,35 \text{ bar}$ erwartet werden, was zu keiner kritischen Instabilität des Brennkammerbetriebs führt. Das Behältervolumen wird zu $V_{DB} = 15 \text{ L}$ gewählt.

Abbildung 3.15 b) zeigt die Gestaltung des Druckbehälters. Der Durchmesser d_{DB} ist durch den Bauraum unter dem Ventilblock begrenzt. Es ergibt sich ein Behältervolumen von $V_{DB} \approx 14,5 \text{ L}$.


(a) Druckamplitude Δp_{DB} im Druckbehälter


(b) Gestaltung des Druckbehälters

Abbildung 3.15: Druckamplitude Δp_{DB} im Druckbehälter vor dem Pulsationserzeuger in Abhängigkeit des Behältervolumens im LET-Betriebspunkt des Dreizylindermotors mit 66 kW/L

3.8 Geometrievvariation des Abgassammlers nach Pulsationserzeuger

Beim konventionellen Verbrennungsmotor wird der Ladungswechsel durch Reflexionen der von den Auslassventilen ausgehenden Druckwellen an allen Veränderungen des Rohrquerschnitts im Abgastrakt beeinflusst. Dabei haben die zuerst auftretenden Reflexionen an motornahen Bauteilen (Zusammenführungen der Abgaskrümmerrohre) die größten Auswirkungen. Zeitgleich wird durch diese Reflexionen auch die Ordnungs- bzw. Frequenzzusammensetzung der Druckschwingungen im Abgastrakt signifikant beeinflusst [17].

Im Gegensatz zum herkömmlichen Verbrennungsmotor öffnen und schließen beim hier erarbeiteten Konzept des Pulsationserzeugers alle acht Auslassventile gleichzeitig. Folglich werden acht Druckwellen zeitgleich erzeugt, welche sich je nach Auslegung des Abgaskrümmers addieren oder gegenseitig auslöschen können.

Im Rahmen der Vorauslegung der Abgaszusammenführung für den Pulsationserzeuger ist eine Untersuchung von verschiedenen Abgassammlerauslegungen mittels 1D- und 3D-CFD-Modellen durchgeführt worden. Dazu ist in Abbildung 3.16 der Druck vor Turbine p_{vT} für verschiedene Abgassammlergeometrien bei einem konstanten Abgasmassenstrom von $\dot{m}_{BK} = 0,05 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ und einer Abgastemperatur von $T_{BK} = 600 \text{ °C}$ ausgewertet. Der Betriebspunkt hat eine Pulsfrequenz von $f_{Puls} = 60 \text{ Hz}$, was nach Gleichung 3.8 z.B. einem Teillastbetriebspunkt eines Vierzylindermotors bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ entspricht. Als Referenz ist der mit GT-Power berechnete Abgaspuls eines Teillastbetriebspunktes des Vierzylindermotors mit 80 kW/L (vgl. Tabelle 2.1) gezeigt.

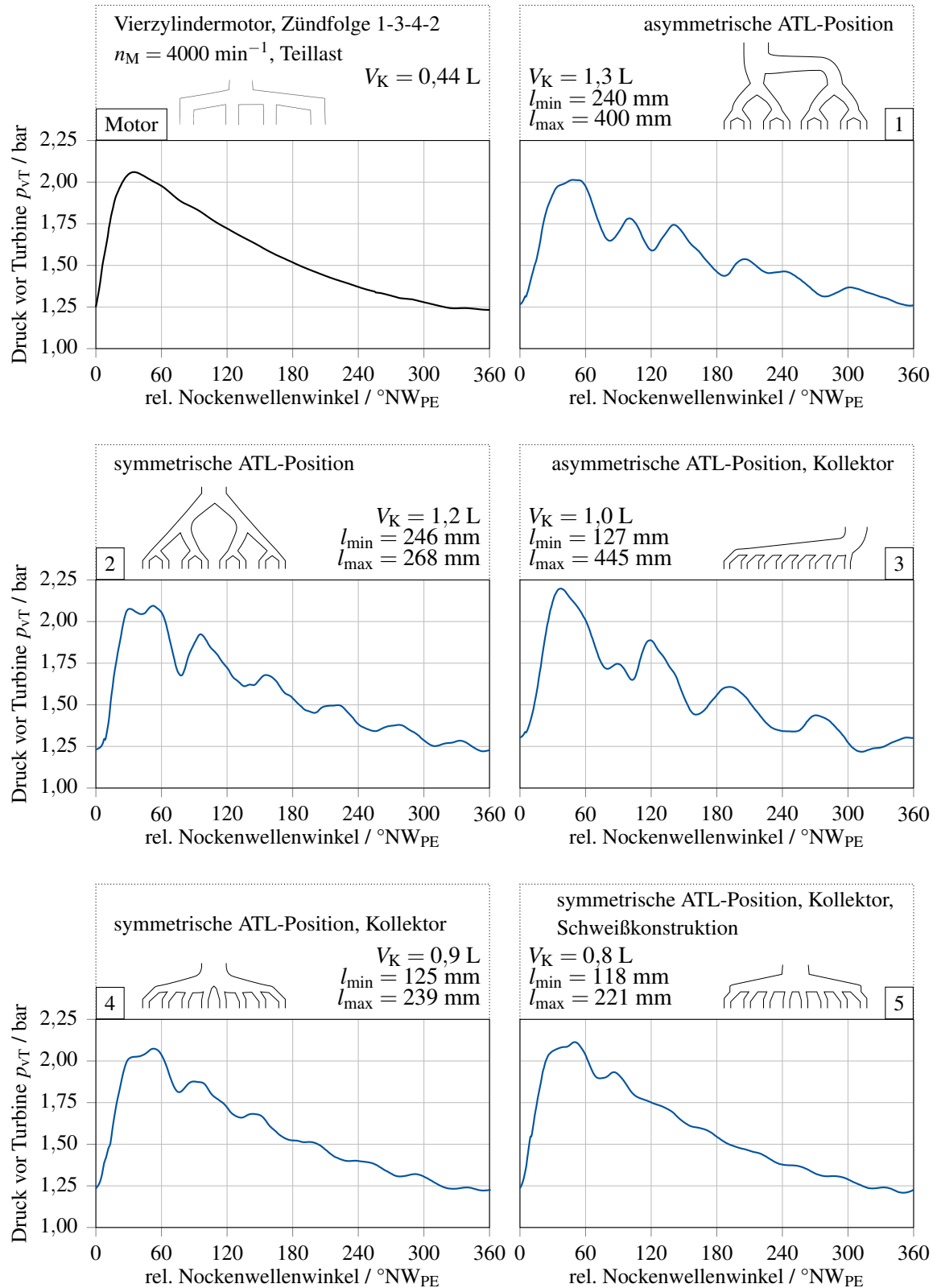


Abbildung 3.16: Untersuchung des akustischen Verhaltens in der abfallenden Druckpulsflanke des Drucks vor Turbine p_{vT} bei einer Pulsfrequenz von $f_{\text{Puls}} = 60 \text{ Hz}$ für verschiedene Abgassammlergeometrien, 3D-CFD-Simulation

- Bei dem für den Vierzylinderverbrennungsmotor mit einer Zündfolge von 1-3-2-4 ausgeführten Abgaskrümmern sind übergeordnete Druckschwingungen in der abfallenden Druckpulsflanke nicht oder nur in sehr geringem Maße erkennbar.
- Variante 1 verursacht eine übergeordnete Druckschwingung von $\Delta p \approx 200$ mbar, was zum einen auf das große Volumen, die asymmetrische Kanalanordnung und die deutlich unterschiedlichen Lauflängen zurückzuführen ist.
- Variante 2 weist ähnlich hohe übergeordnete Druckschwingungen wie Variante 1 auf, was im wesentlichen auf das hohe Volumen zurückzuführen ist, da sich die Lauflängen nicht stark voneinander unterscheiden.
- Im Kollektor mit asymmetrischer Kanalführung der Variante 3 sind trotz eines kleineren Volumens die größten übergeordneten Druckschwingungen von $\Delta p \approx 250$ mbar zu beobachten, was vermutlich auf die stark unterschiedlichen Lauflängen zurückzuführen ist.
- Der Kollektor mit symmetrischer Kanalführung in Variante 4 zeigt mit $\Delta p \leq 50$ mbar nur kleine übergeordnete Druckschwingungen, was auf das kleine Volumen und auf die kleinen Lauflängen zurückzuführen ist.

Aus fertigungstechnischen Gründen wird aus Variante 4 die schweißbare Geometrie (Variante 5) abgeleitet. Dazu wird das Sammelvolumen rechteckig ausgeführt und zum Krümmerausstritt hin fließend in eine runde Geometrie überführt. Das Volumen des Abgassammlers kann dadurch auf $V_K \approx 0,78$ l reduziert werden. Die Grenzwerte der Lauflängen betragen $l_{K,min} \approx 118$ mm und $l_{K,max} \approx 221$ mm, was sich nur noch durch eine Gusskonstruktion oder als ein 3D-gedrucktes Bauteil weiter reduzieren ließe.

- Variante 5 hat durch nochmals reduzierte Lauflängen ein kleines Volumen, was die übergeordneten Schwingungen weiter auf $\Delta p \leq 30$ mbar reduziert.
- Es lässt sich feststellen, dass eine als Kollektor ausgeführte Abgassammlergeometrie mit symmetrischer Kanalführung, kleinem Volumen und kleinen Lauflängen für den Betrieb des Pulsationserzeugers am geeignetsten ist.

Am Pulsationserzeuger mit acht gleichzeitig öffnenden Ventilen und zeitgleicher Durchströmung aller Leitungen zeigt sich eine stärkere Schwingung um Δp als am realen Motor mit zeitlich versetzter Zündfolge. Um dieses Verhalten besser zu verstehen werden die Druckpulse von Motor und Pulsationserzeuger mit einer FFT-Analyse des Druckverlaufs vor der Turbine weiter untersucht. In Abbildung 3.17 sind die Ergebnisse der FFT-Analyse für den berechneten Druckverlauf im Vierzylindermotor bei $n_M = 1800 \text{ min}^{-1}$ in Teillast ($f_{Puls} = 60 \text{ Hz}$) und der Abgassammlervariante 5 im Pulsationserzeuger gezeigt.

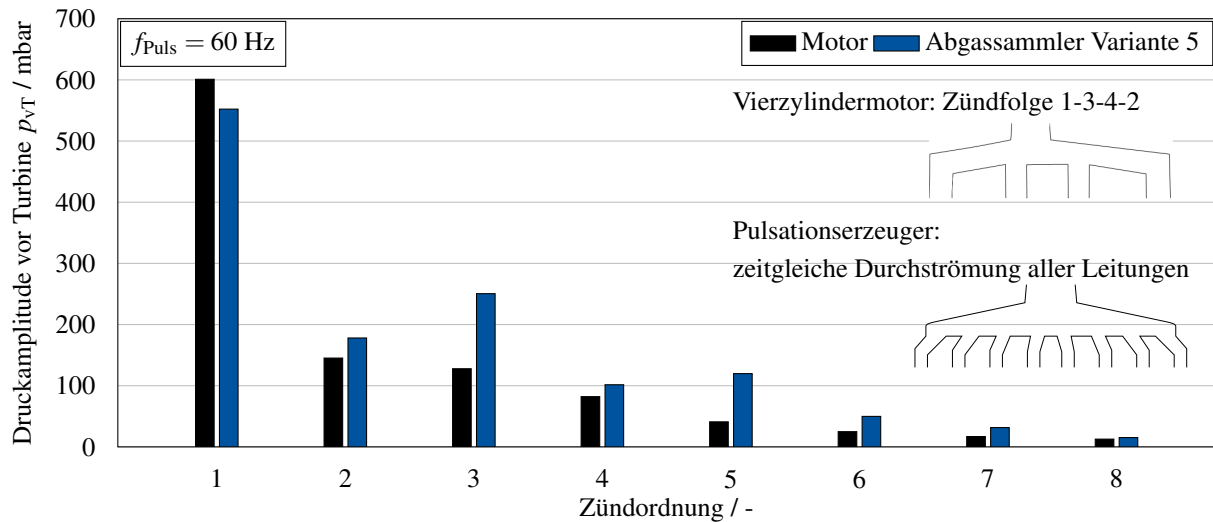


Abbildung 3.17: Frequenzanalyse der Druckschwingung im Abgassammler für die ersten acht Zündordnungen (60 bis 480 Hz) bei einer Pulsfrequenz von $f_{\text{Puls}} = 60$ Hz

- Mit steigender Zündordnung ist eine sinkende Druckamplitude erkennbar, wobei die größten Amplituden erwartungsgemäß mit der ersten Zündordnung auftreten.
- Ab der zweiten Zündordnung sind die Druckamplituden im Abgassammler Variante 5 des Pulsationserzeugers höher als am Motor.
- Bei der dritten und auch bei der fünften Zündordnung ist die Druckamplitude am Pulsationserzeuger größer im Vergleich zur jeweils vorherigen Ordnung.

Die in Abbildung 3.16 erkennbaren überlagerten Schwingungen in der abfallenden Druckflanke sind einerseits auf die Geometrie des Abgassammlers zurückzuführen und andererseits auf den prinzipbedingten Unterschied in der Durchströmung der Rohrleitungen und den dadurch unterschiedlichen Einfluss der Reflexionsstellen. Während beim Motor eine zeitlich versetzte Zündfolge die Durchströmung der einzelnen Rohrleitungen bestimmt, werden am Pulsationserzeuger alle Leitungen zeitgleich durchströmt. Abbildung 3.17 zeigt, dass die Amplituden der ersten beiden Zündordnungen (hier 60 Hz und 120 Hz) gut übereinstimmen. Ab der dritten Zündordnung kommt es zu Abweichungen in der Druckamplitude. Dies muss im Rahmen der Bewertung experimenteller Ergebnisse berücksichtigt werden.

Das gesamte Abgasleitungsvolumen zwischen Ventilen und Turbinenvoluteneintritt beträgt im aktuellen Entwicklungsstand inklusive dem Abgassammler $V_K = 2,1$ L, da zusätzliche Bauteile zwischen Abgassammleraustritt und Turbineneintritt verbaut werden müssen (Y-Stücke für die Zusammenführungen der Leitungen des Pulsationserzeuger-/ und Turbinen-Bypass).

3.9 Thermische Auslegung des Ventilkörpers

Für eine hohe Lebensdauer des Ventilkörpers und dessen Komponenten ist die über das Heißgas eingebrachte Wärmemenge über den Kühlwasserkreislauf abzuführen, wobei dies im Zielkonflikt mit einer möglichst hohen Heißgasaustrittstemperatur nach Pulsationserzeuger steht. Die Auslassventile sind im geöffneten Zustand durch ihre Position innerhalb des Heißgasmassenstromes besonders hohen thermischen Belastungen ausgesetzt.

Nach [30] wird der größte Teil der brennraumseitig zugeführten Wärme über den Ventilsitz abgeführt. Nur während der Phasen, in denen die Auslassventile geschlossen sind, kann die Wärme aus den Ventilen über die Ventilsitzringe abgeführt werden.

Die in Kapitel 3.3.6 beschriebenen Ventilsteuerzeiten haben gezeigt, dass die Phasen „Auslassventil geschlossen“ beim Pulsationserzeuger länger als beim klassischen Verbrennungsmotor sind. Tabellen 3.4 und 3.5 führen für den klassischen Verbrennungsmotor und für den Pulsationserzeuger am Beispiel der Pulsfrequenzen $f_{\text{Puls}} = 33,3 \text{ Hz}$ und $f_{\text{Puls}} = 66,7 \text{ Hz}$ auf, wie groß der Anteil der Phase "Ventil geschlossen" an einem Motorzyklus von $720^\circ\text{KW}_\text{M}$ ist.

Tabelle 3.4: Anteil der Phase "Ventil geschlossen" am Motorzyklus von $720^\circ\text{KW}_\text{M}$ beim klassischen Verbrennungsmotor mit einer Ventilöffnungsdauer von $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{M}} = 180^\circ\text{KW}_\text{M}$ bei $n_\text{M} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n_\text{M} = 4000 \text{ min}^{-1}$

f_{Puls} Hz	Motordrehzahl n_M in min^{-1}	Zyklusdauer $t_{720^\circ\text{KW}_\text{M}}$ in s	Öffnungsdauer $t_{180^\circ\text{KW}_\text{M}}$ in s	Ventil offen in %	Ventil geschlossen in %
33,3	2000	0,06	0,015	25	75
66,7	4000	0,03	0,008	25	75

- Am Verbrennungsmotor ist die Länge der Phase "Ventil geschlossen" unabhängig von der Zylinderanzahl z und der Motordrehzahl n_M und ausschließlich abhängig von der Ventilöffnungsdauer $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{M}}$.
- Jedes Auslassventil wird in einem Motorzyklus von $720^\circ\text{KW}_\text{M}$ nur einmal geöffnet.

Tabelle 3.5: Anteil der Phase "Ventil geschlossen" am Motorzyklus von $720^\circ\text{KW}_\text{M}$ beim Pulsationserzeuger mit einer Ventilöffnungsdauer von $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},\text{PE}} = 50^\circ\text{NW}_\text{PE}$ für die Betriebspunkte aus Tabelle 3.4

f_{Puls} Hz	Nockenwellendrehzahl n_PE in min^{-1}	Zyklusdauer $t_{720^\circ\text{KW}_\text{M}}$ in s	Öffnungsdauer $t_{50^\circ\text{NW}_\text{PE}}$ in s	Ventil offen in %	Ventil geschlossen in %
33,3	4000	0,06	0,008	13,8	86,2
66,7	8000	0,03	0,004	13,8	86,2

- Die Pulsfrequenz f_{Puls} bzw. die Nockenwellendrehzahl n_{PE} hat keinen Einfluss auf die Länge der Phase "Ventil geschlossen" am Pulsationserzeuger.
- Die Nockenwelle am Pulsationserzeuger dreht pro Abgaspuls einmal um $360^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$ wobei alle Ventile gleichzeitig öffnen.
- Nach Gleichung 3.8 öffnen die Ventile beispielsweise zur Abbildung eines Vierzylinder-motorzyklus von $720^\circ \text{KW}_{\text{M}}$ vier mal so oft wie am Verbrennungsmotor (Vierzylinder-motor $z = 4$) innerhalb der Gesamtzeit von $t_{720^\circ \text{KW}_{\text{M}}}$.
- Die Wärmeabfuhr aus den Auslassventilen über den Ventilsitzring in den Kühlmittelkreislauf ist aufgrund der kurzen Ventilöffnungs-dauer von nur $50^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$ und der damit längeren Phase "Ventil geschlossen" am Pulsationserzeuger vergleichsweise größer.
- Am Pulsationserzeuger entfällt die kühlende Ladungswechselphase.

Im Rahmen einer Voruntersuchung zum thermischen Verhalten des Pulsationserzeugers bei Beaufschlagung mit Heißgas sind CAE-Simulationen durchgeführt worden.

In einem ersten Schritt wurde mittels 3D-CFD-Simulation das Durchflussverhalten des Kühlwassermantels so optimiert, dass für einen minimalen Kühlwasserdurchsatz von $\dot{V}_{\text{KW},\text{min}} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ keine Totwassergebiete auftreten. In einem zweiten Schritt wird das thermische Verhalten untersucht.

Für eine konservative Abschätzung werden mit $T_{\text{BK},\text{max}} = 1200^\circ \text{C}$ die maximal möglichen Brennkammertemperaturen angesetzt. Dieses Temperaturniveau wird für eine Abschätzung zur sicheren Seite auch am Pulsationserzeugeraustritt angenommen. Die Kühlwasserrandbedingungen entsprechen $T_{\text{KW}} = 60^\circ \text{C}$ bei einem Volumenstrom von $\dot{V}_{\text{KW}} = 100 \frac{\text{L}}{\text{min}}$. Abbildung 3.18 zeigt die sich bei diesen Randbedingungen einstellenden Wandtemperaturen im Ventilkörper.

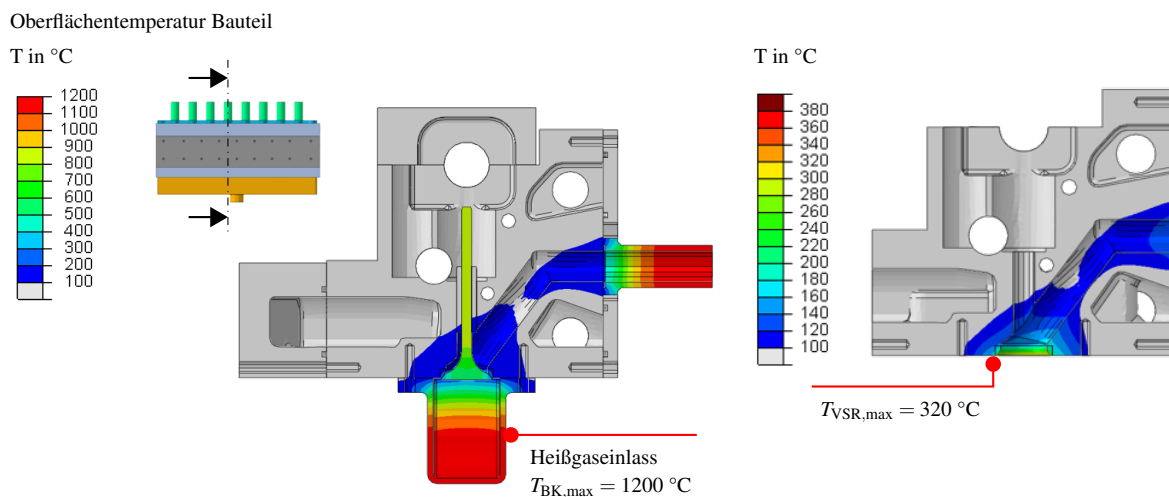


Abbildung 3.18: CAE-Simulation zur Abschätzung der maximalen Ventilsitzringtemperaturen bei $T_{\text{BK}} = 1200^\circ \text{C}$, $T_{\text{KW}} = 60^\circ \text{C}$ und $\dot{V}_{\text{KW}} = 100 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ (innen liegendes Ventil)

Für aktuell ausgelegte Verbrennungsmotoren werden maximale Ventilsitztemperatur von bis zu $T_{VSR,max} = 320 \text{ °C}$ akzeptiert. Dieser Wert kann am Pulsationserzeuger bei maximaler Brennkammertemperatur nur durch einen Kühlwasserdurchsatz von $\dot{V}_{KW} = 100 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ gehalten werden. Betrachtet werden hierbei die innenliegenden Ventile, da diese thermisch stärker beansprucht werden und daher höhere Temperaturen zu erwarten sind als bei den äußeren Ventilen.

Für die in dieser Arbeit angestrebten experimentellen Untersuchungen sind keine maximalen Brennkammertemperaturen erforderlich, so dass eine weitere CAE-Simulation für $T_{BK} = 700 \text{ °C}$ bei $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ bei einem Volumenstrom von $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ durchgeführt wird. Der Wärmeübergangskoeffizient der Abgaskanalwände wurde mittels quasi-stationärer 3D-CFD-Simulation bestimmt und liegt in Abhängigkeit der Position der Oberfläche im Gaspfad zwischen 400 und $800 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ bei einem Kühlwasserdurchsatz von $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ bei $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ und einem Heißgasdurchsatz von $\dot{m}_{HG} = 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ bei $T_{HG} = 700 \text{ °C}$.

Die Ergebnisse der Wandtemperaturen für ein innen liegendes Ventil sind in 3.19 dargestellt.

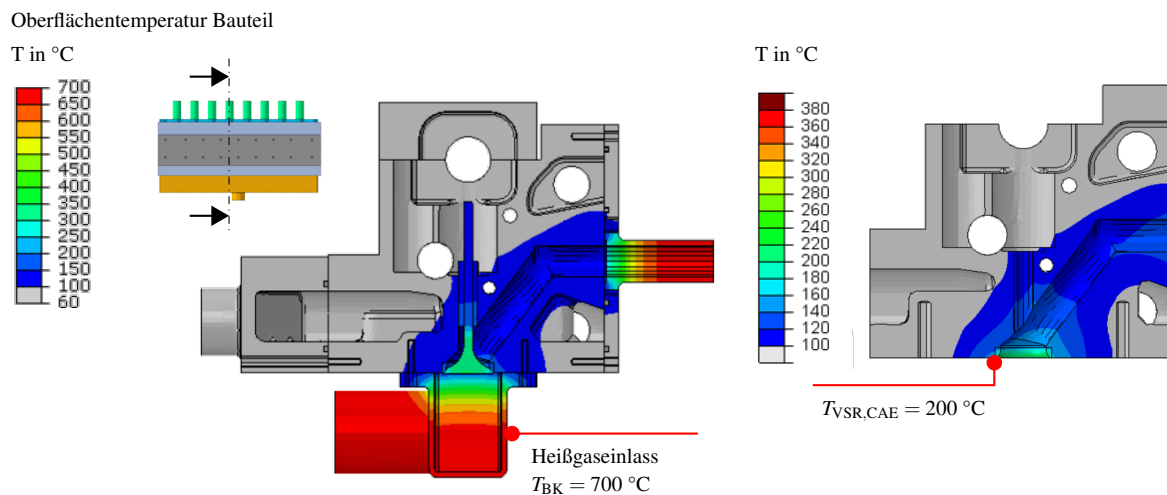


Abbildung 3.19: CAE-Simulation zur Abschätzung der Ventilsitzringtemperatur bei $T_{BK} = 700 \text{ °C}$, $T_{KW} = 60 \text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$ (innen liegendes Ventil)

Für die innenliegenden Ventile zeigt die Simulation eine Ventilsitzringtemperatur von $T_{VSR,CAE} = 200 \text{ °C}$. Mit den erforderlichen Randbedingungen für die geplanten Experimente sind folglich keine kritischen Ventilsitzringtemperaturen zu erwarten.

Die Simulationen werden anhand von Messungen validiert. Ein Thermoelement wird mit einem Millimeter Abstand zum Ventilsitzring ($T_{VSR,1mm,Mess}$) in den Ventilkörper eingesetzt. Das Einsetzen eines Thermoelementes wird aus praktischen Gründen am außen liegenden Ventil durchgeführt. Daher ist in Abbildung 3.20 das Simulationsergebnis für das außen liegende Ventil gezeigt. Um die Simulationsergebnisse anhand der Messergebnisse zu validieren, ist in Abbildung

3.20, rechts, zusätzlich eine Auswerteebene im Abstand von einem Millimeter zum äußeren Rand des Ventilsitzrings dargestellt.

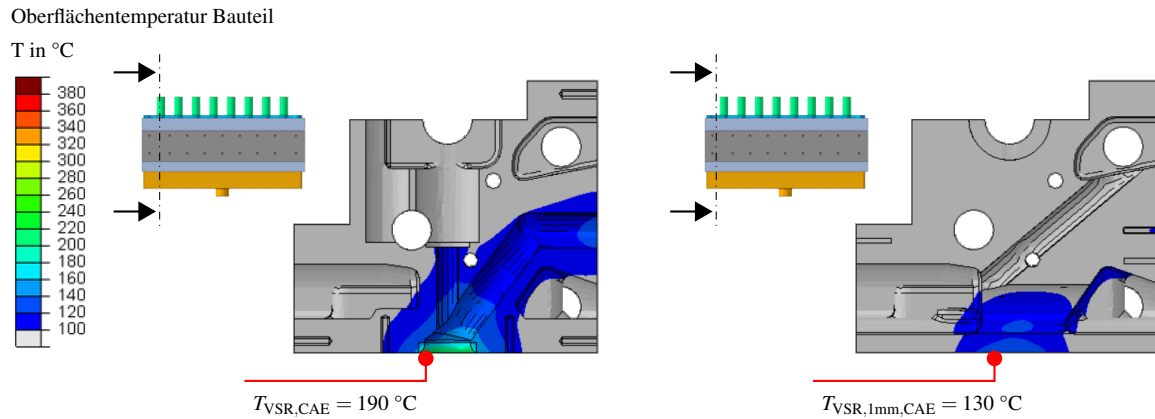


Abbildung 3.20: CAE-Simulation zur Abschätzung der Ventilsitzringtemperatur bei $T_{BK} = 700\text{ °C}$, $T_{KW} = 60\text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30\frac{L}{min}$ (außen liegendes Ventil)

Die Simulationsergebnisse in Abbildung 3.20 zeigen, dass die Temperaturen am außen liegenden Ventilsitzring bei maximal $T_{VSR,CAE} = 190\text{ °C}$ liegen, damit 10 °C niedriger als am inneren Ventil. Die Auswerteebene mit einem Millimeter Abstand zum Ventilsitzring zeigt eine Materialtemperatur von $T_{VSR,1mm,CAE} = 130\text{ °C}$.

In Abbildung 3.21 ist die im Abstand von einem Millimeter zum äußeren Rand des Ventilsitzring gemessene Materialtemperatur $T_{VSR,1mm,Mess}$ bei einer Heißgaseintrittstemperatur von $T_{BK} = 700\text{ °C}$ im Vergleich zu den Simulationsergebnissen dargestellt. Die Kühlwasserrandbedingung wurde während der Inbetriebnahmephase auf $\dot{V}_{KW} = 30\frac{L}{min}$ bei $T_{KW} = 60\text{ °C}$ festgelegt.

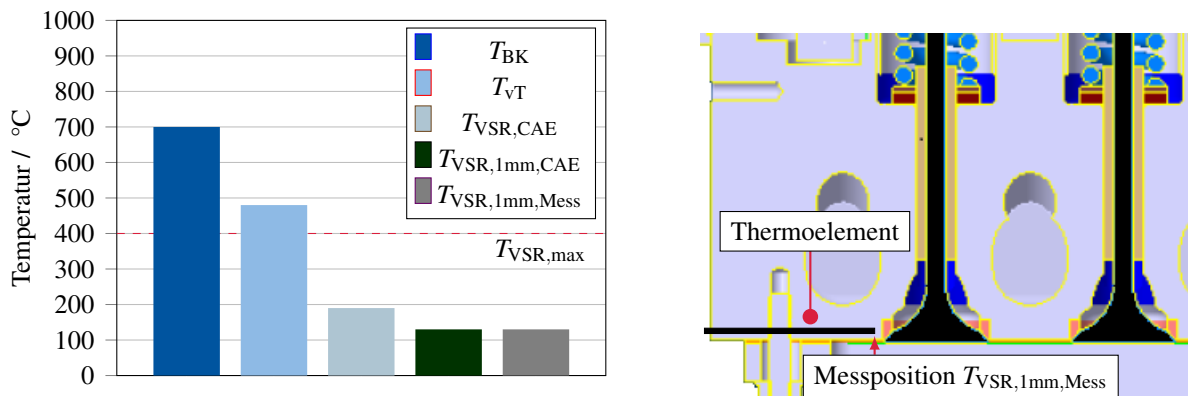


Abbildung 3.21: CAE-Simulation und Messung der Temperatur T_{VSR} im Bereich des Ventilsitzrings bei $T_{BK} = 700\text{ °C}$, $T = 60\text{ °C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30\frac{L}{min}$

Die gemessene Materialtemperatur beträgt hier bei gleichen Randbedingungen wie in der Simu-

lation ($T_{BK} = 700^\circ\text{C}$, $T = 60^\circ\text{C}$ und $\dot{V}_{KW} = 30 \frac{\text{L}}{\text{min}}$) $T_{VSR,1\text{mm},\text{Mess}} = 130^\circ\text{C}$. Der gemessene Wert stimmt mit den Simulationsergebnissen überein.

Die Messungen und auch die nach oben abschätzende CAE-Simulation zeigen, dass für die im Rahmen dieser Arbeit angestrebten Heißgastemperaturen von $T_{BK} = 700^\circ\text{C}$ keine überkritischen Bauteiltemperaturen am Ventilsitzring zu erwarten sind. Für zukünftige Untersuchungen, bei denen höhere Heißgastemperaturen von $T_{BK} \geq 700^\circ\text{C}$ angestrebt werden, können die Kühlwasserrandbedingungen auf $T_{KW} = 90^\circ\text{C}$ angehoben werden, um den Zielkonflikt zwischen niedrigen Bauteiltemperaturen und hohen Turbineneintrittstemperaturen am Pulsationserzeugeraustritt weiter auszureizen. Es ist ausreichend Abstand zur maximal akzeptierten Ventilsitzringtemperatur von $T_{VSR,\text{max}} = 320^\circ\text{C}$ vorhanden.

4 Experimentelle Methoden

4.1 Vorbereitung der Versuchsträger und Messtechnik

Als Versuchsträger für die Messungen am Thermodynamikprüfstand (Motorprüfstand) wird ein 1,0 L Dreizylinder 4-Takt DI-Ottomotor mit 66 kW/L eingesetzt (siehe Tabelle 2.1, Indizesdefinition nach [34]), der mit einem einflutigen Abgasturbolader mit elektrisch aktuiertem Wastegate ausgerüstet ist (siehe Tabelle 4.1). Neben der Standardmesstechnik für Thermodynamikuntersuchungen verfügt der Versuchsträger zusätzlich über transiente Druckaufnehmer in der Turbinenvolute und im Abströmgehäuse der Turbine. Dies ermöglicht eine hochaufgelöste Erfassung der Druckpulsationen im Abgastrakt.

Tabelle 4.1: Überblick über die wesentlichen Turboladermerkmale

Merkmal	Wert	Merkmal	Wert
Hersteller	BWTS	Ladedruckregelung	Wastegate
d_1/d_2	27,4/36,4 mm	Aktuator	elektrisch
d_5/d_6	31/25,2 mm	Kühlung des Lagergehäuses	Ja
Turbinenvolute	Einflutig	Lagertyp	Gleitlager

Zur Quantifizierung der Bewegung des Wastegates wird ein Laservibrometer zur Schwingungsdetektion eingesetzt. Das Laservibrometer erfasst Kenngrößen von mechanischen Schwingungen oder transienten Bewegungsvorgängen nach dem Prinzip des Heterodyne-Interferometers. Zur Schwingungsmessung wird ein Laserstrahl auf das Messobjekt gerichtet und von dort zurückgestreut. Die Geschwindigkeits- bzw. Wegamplitude eines schwingenden Messobjekts bewirkt aufgrund des Dopplereffekts eine Frequenz- bzw. Phasenmodulation des Laserlichts. Diese Modulation wird in der Signalverarbeitungseinheit in eine Geschwindigkeitsinformation und ein Wegsignal gewandelt [36], welche die Bestimmung der relativen Bewegung des Wastegatedeckels erlauben.

Für die Untersuchungen der Wastegatebewegung am Brennkammerprüfstand mit Pulsationserzeuger wird eine Hochgeschwindigkeitskamera eingesetzt. Für eine verbesserte Lichtausbeute wird eine LED Kaltlichtquelle eingebracht. Die Kamera ermöglicht Aufnahmen von bis zu 1000 Bildern pro Sekunde und ist dafür über ein Endoskop auf die Seitenansicht des Wastegatedeckels fokussiert. Mit dieser Ausrichtung wird die Bewegung des Wastegatedeckels erfasst. Endoskop und Lichtquelle werden über gekühlte Sonden in einem Adapter in Position gehalten. Der kom-

pakte Adapter ist zwischen Turbinenabströmgehäuse und Katalysator verbaut. Abbildung 4.1 zeigt den Versuchsträger am Motorprüfstand.

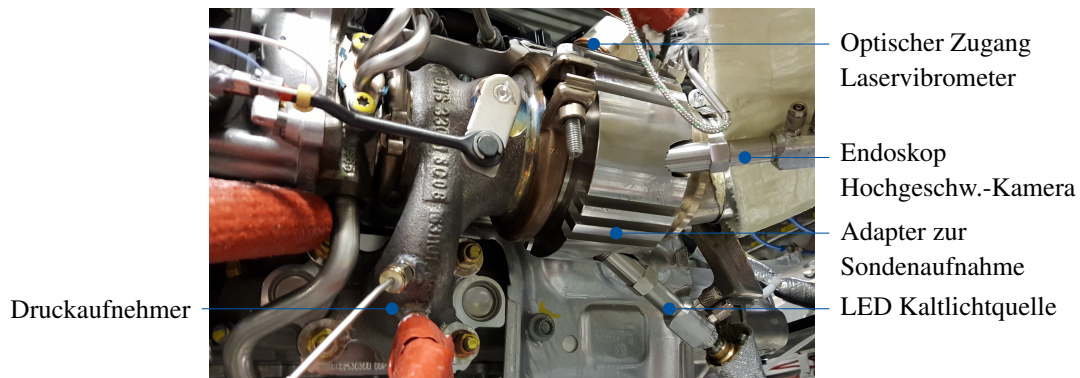


Abbildung 4.1: Untersuchung des Versuchsträgers am Motorprüfstand

Zur Messung der Wellenbahn des Turboladerlaufzeugs sind im Verdichtergehäuse um 90° versetzt zwei Abstandssensoren eingebaut. Diese sind auf die speziell gefertigte Verdichterradmutter mit Rundlauf (vgl. Abbildung 4.2) gerichtet und messen superpositioniert die radiale Position des Verdichterendes, sodass die aus der Rotation entstehenden Kreisbahnen (Wellenbahnen) quantifiziert werden können. Die x-Richtung beschreibt die vertikale Auslenkung, die y-Richtung die horizontale Auslenkung.

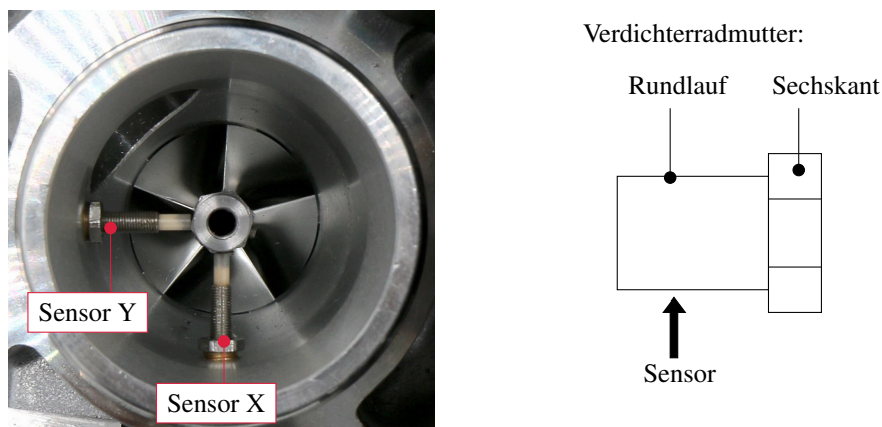


Abbildung 4.2: Ausrichtung der Abstandssensoren zur Quantifizierung der Wellenbahnen

Die Sensoren arbeiten als berührungslose induktive Wegsensoren (Wirbelstromtechnologie). Sie sind dazu in der Lage Abstandsänderungen mit einer Auflösung von maximal $0,02 \mu\text{m}$ zu erfassen. Die maximale Messfrequenz der eingesetzten Sensoren, die ein zur Abstandsänderung proportionales Spannungssignal ausgeben, liegt bei 100 kHz. Für die Untersuchungen dieser Arbeit wurde die Nachbearbeitung der Daten mit der Software ArtemiS der HEAD acoustics GmbH durchgeführt. Mit einer Abtastrate von $f = 100 \text{ kHz}$ wird eine Spektrumsgröße von

$2^{14} = 16384$ realisiert. Die Dimensionen des verwendeten Hanning-Fensters zur FFT wurden zu 81 % Überlappung, $\Delta f = 6,1$ Hz und $\Delta t = 31$ ms gewählt.

4.1.1 Entwicklung eines Verfahrens zur Bestimmung der WG-Deckelbewegung mit Daten einer Hochgeschwindigkeitskamera

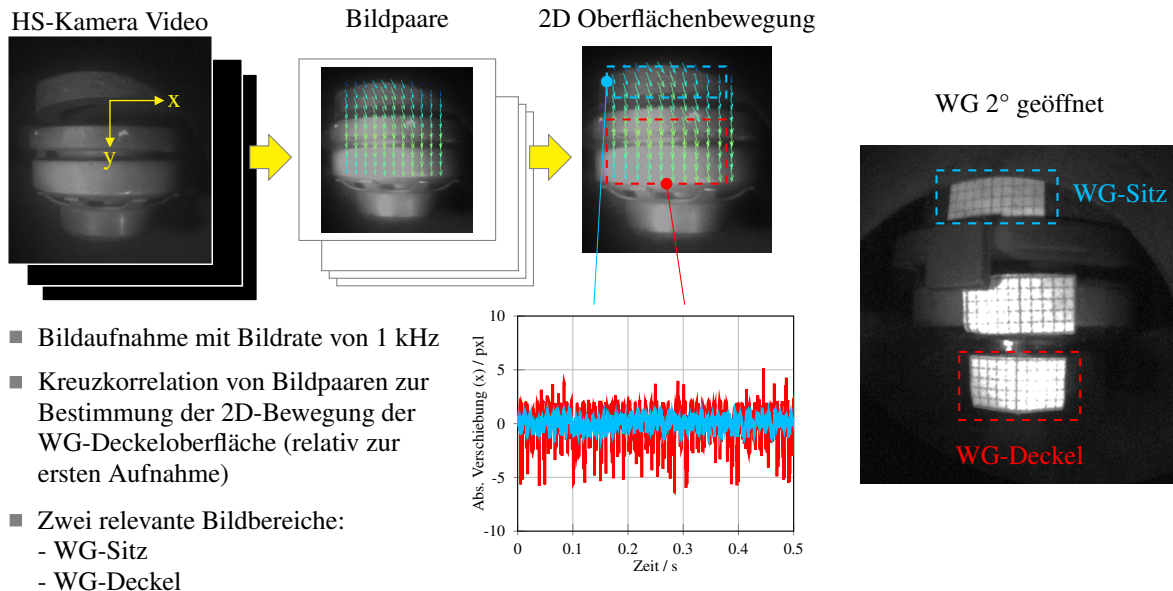


Abbildung 4.3: Methodik zur Bestimmung der WG-Deckelbewegung

Die Hochgeschwindigkeitskamera nimmt Videosequenzen mit einer Bildrate von 1 kHz für mehr als zwei Sekunden auf. Für jedes Bild der Videosequenz werden zwei Bereiche identifiziert, von denen einer den WG-Sitz und der andere die Oberfläche des offenen WG-Deckels enthält (vgl. Abbildung 4.3, links). Die Bildqualität erlaubt es einem MATLAB-Algorithmus, die Bewegung mehrerer Punkte in den beiden Bereichen auf der Oberfläche der WG-Teile zu verfolgen, indem Bildpaare aufeinander folgender Frames verwendet werden. Für jeden Bereich kann eine Bewegung über die Zeit berechnet werden, indem die über Kreuzkorrelationen berechneten Geschwindigkeitsvektoren für jeden Punkt auf den Bereichen integriert werden. Um am Ende eine absolute Bewegung zu erhalten, werden die realen Objektanmessungen als Referenz herangezogen (vgl. Abbildung 4.3, rechts). Um die Bewegung des WG-Deckels relativ zur Bewegung des Turboladers (WG-Sitz) zu bestimmen, müssen beide Bewegungen rechnerisch berücksichtigt werden. Das Ergebnis ist die absolute 2D-Oberflächenbewegung (x- und y-Richtung) in mm über der Zeit. Aufgrund der hohen Bildrate der Kamera kann ein FFT-Algorithmus verwendet werden, um die Amplitude der Bewegung über dem Frequenzspektrum darzustellen.

4.2 Durchgeführte Experimente am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger

Um die Übertragbarkeit von mechanischen Untersuchungen vom Motorprüfstand auf den Brennkammerprüfstand mit vorgeschaltetem Pulsationserzeuger zu bewerten, werden eine Reihe von Experimenten an beiden Prüfständen durchgeführt. Der Fokus der durchgeführten mechanischen Untersuchungen liegt auf der durch die Abgaspulsation verursachten Bewegung des Wastegatedeckels. Dabei wird der Druck vor der Turbine p_{vT} , welcher durch den Wastegatekanal auf den Wastegatedeckel wirkt, als die relevanteste treibende Größe der Abgaspulsationen angesehen. Der Fokus liegt auf Betriebspunkten, in denen die Pulsationskennziffer Ψ_p hohe Werte hat, da die Anregung des WG-Deckels durch die Abgaspulse hier als am kritischsten angenommen wird. Wie in Kapitel 2.2.4 gezeigt ist dies im Bereich des LET der Fall, so dass im folgenden Betriebspunkte bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und Lasten von $p_{me} = 10 \text{ bar}$ bis $p_{me} = 20 \text{ bar}$ (LET) untersucht werden.

4.2.1 Quantifizierung der Wastegate-Bewegung mit optischen Methoden

Zusätzlich zum Turbolader mit Wastegate im Serienzustand werden folgende Variationen untersucht, siehe auch Abbildung 4.4:

- Vergrößerung des Auges zur Aufnahme des Wastegateverstellhebels um ein hundertstel mm auf der Seite des Wastegatedeckels
- Entfernen der Oktopusfeder zur Destabilisierung des Wastegatedeckels gegenüber dem Wastegatverstellhebel
- Umbau auf einen pneumatischen Steller eines vergleichbaren Turboladers (nur Pulsationserzeuger)
- Massenträgheitsvariation der Aktuatorstange beim pneumatischen Steller in 30 g Schritten (nur Pulsationserzeuger)

Der Wastegateöffnungswinkel wird vor den Versuchen in verschiedenen Positionen gemessen und mit einem Signalausgang des Aktuators korreliert. Damit kann der Winkel bei den Versuchen mit Pulsationserzeuger analog zu den Motorbetriebspunkten am Motorprüfstand eingeregelt werden. Dabei öffnet sich das Wastegate bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ im LET bei $p_{me} = 20 \text{ bar}$ um $\alpha_{WG} = 1^\circ$, bei $p_{me} = 15 \text{ bar}$ um $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ und bei $p_{me} = 10 \text{ bar}$ um $\alpha_{WG} = 3^\circ$.

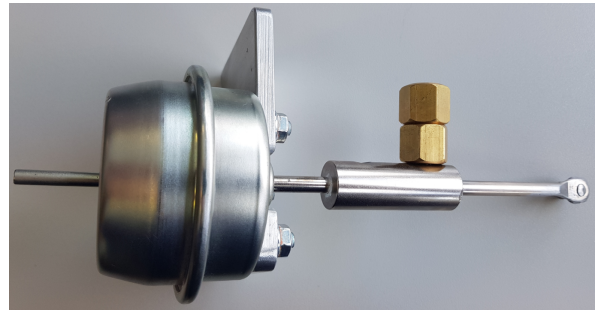
Bei Messungen mit dem Pulsationserzeuger ist es möglich, den Wastegateöffnungswinkel unabhängig von den motorischen Randbedingungen auf einen beliebigen Winkel $\alpha_{WG,PE} \neq \alpha_{WG,M}$ einzustellen. Im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei $p_{me} = 15 \text{ bar}$ werden daher Untersuchungen bei einem Öffnungswinkel von $\alpha_{WG,PE} = 8^\circ \neq \alpha_{WG,M} = 2,1^\circ$ durchgeführt.



(a) Serienwastegate



(b) Feder entfernt



(c) Pneumatikaktuator mit zusätzlichen Massen



(d) Spiel in der Aufnahme der WG-Stange vergrößert

Abbildung 4.4: Hardwarevariation für die Quantifizierung der WG-Bewegung am Motorprüfstand (a, b, d) und mit Pulsationserzeuger (a, b, c, d)

4.2.2 Bestimmung der Wellenbahnen des Turboladerlaufzeugs

In Turboladern im Automobilbereich werden vielfach Gleitlager mit rotierenden Schwimmringlagern (Lagerbuchsen) zur radialen Lagerung des Turboladerlaufzeugs eingesetzt.

Vorteile der schwimmenden Buchse gegenüber einer feststehenden Buchse ist eine höhere Dämpfungswirkung aufgrund des zusätzlichen Ölfilms zwischen der Gehäusebohrung und der Lagerbuchse. Dadurch sind höhere Rotationsgeschwindigkeiten im Vergleich zu einer feststehenden Buchse möglich, außerdem sind der Wuchtaufwand und die Reibungsverluste geringer [3].

Während der Rotation des Laufzeugs bilden sich zwei Öl-Filme aus (siehe Abbildung 4.5, links). Der innere Öl-Film entsteht zwischen der Welle und dem inneren Schwimmring, der Lagerbuchse. Der äußere Öl-Film befindet sich zwischen der Gehäusebohrung und der Lagerbuchse. Die Öl-Filme beeinflussen die Rotorstabilität und damit die Form der Wellenbahnbewegung des Laufzeugs.

Durch die Rotation des Laufzeugs wird die Welle und das Lager zu Schwingungen angeregt, welche unter anderem durch Unwucht, strukturellen Anregungen und Abgaspulsationen verursacht werden. Die Schwingungsantwort des Rotors ergibt sich hauptsächlich aus einer Überlagerung der harmonischen Anregung durch die Rotorunwucht mit den beiden subsynchronen Komponenten, dem inneren und dem äußeren Ölwirbel.

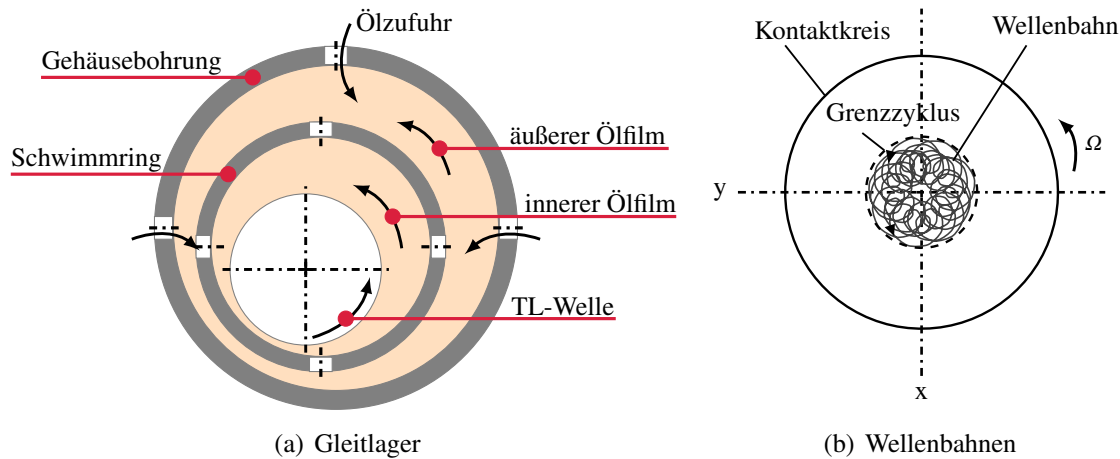


Abbildung 4.5: Schematische Darstellung der Ölfilme in einem Gleitlager und Begriffsdefinition zur Wellenbahnbeschreibung nach [28]

Die Rotorunwucht verursacht Schwingungen in erster Ordnung ($1x$) der Wellendrehzahl. Die selbsterregten Frequenzkomponenten (Ölwirbel) haben irrationale Frequenzordnungen im Bereich von $0,25x \dots 0,70x$ (innerer Ölwirbel) und $0,1x \dots 0,3x$ (äußerer Ölwirbel). Bei hohen Rotordrehzahlen steigt die Temperatur des inneren Öl-Films stärker an als die Temperatur des äußeren Öl-Films, da das Lagerspiel innen kleiner ist. Aus diesem Grund nimmt die Ringgeschwindigkeit des Lagers mit steigender Rotordrehzahl ab und die Frequenz des inneren Ölwirbels verringert sich auf fast 25 % der Rotorfrequenz ($0,25x$). Die Frequenz des äußeren Ölwirbels liegt unter der des inneren Ölwirbels. Es wird von ca. 10-30 % der Rotorfrequenz ($0,1x$) ausgegangen. Die Frequenzordnungen der Ölwirbel werden unter anderem von der Rotordrehzahl und der Öltemperatur beeinflusst [28], [41].

Die Umlaufbahn des Rotors ergibt sich hauptsächlich aus den periodischen Schwingungen der Unwucht und dem selbsterregten inneren und äußeren Ölwirbel in x- und y-Richtung. Der Verlauf der inneren Schleifen der Rotorumlaufbahn (siehe Abbildung 4.5, rechts) zeigt, dass die Rotorpräzession ein Vorwärtswirbel ist, der die gleiche Drehrichtung wie der Rotor aufweist. Die Einhüllende der Rotorumlaufbahn wird auch Grenzzyklus genannt, innerhalb dessen sich die Position des Rotors stabilisiert. Der Grenzzyklus stellt somit die maximale auftretende Auslenkung der Turboladerwelle im Betrieb dar. Diese maximale Auslenkung weicht vom Kontaktkreis des Rotors ab, da sie aufgrund der im ordnungsgemäßen Betrieb mit Öl gefüllten Lager kleiner ist. Der Kontaktkreis wird im ölfreien, mit Petroleum gespülten Lager aufgezeichnet.

Neben der absoluten Auslenkung der Turboladerwelle und des Bewegungsmusters wird zusätzlich der Abstand zwischen den beiden Messpunkten mit der größten Auslenkung betrachtet. Für letzteres lässt sich dann ein Ersatzkreis (Grenzzyklus, siehe Abbildung 4.5, rechts) mit dem Durchmesser $D_{\max}$ als Vergleichskriterium bilden.

5 Experimentelle Ergebnisse

5.1 Vergleich der erzeugten Druckpulsationen

In Abbildung 5.1 ist der Vergleich zwischen Messungen des Drucks vor Turbine p_{vT} und nach Turbine p_{nT} am Motorprüfstand und am Brennkammerprüfstand mit vorgeschaltetem Pulsationserzeuger gezeigt. Der betrachtete Motorbetriebspunkt entspricht dem LET bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 20 \text{ bar}$. Der Verdichterbetriebspunkt und die Position des Wastegates wurde entsprechend der motorischen Randbedingungen eingeregelt, was einem Wastegateöffnungswinkel von $\alpha_{WG} = 1^\circ$ entspricht.

Die Druckpulsfrequenz wird nach Gleichung 3.8 über einen Frequenzumrichter der E-Maschine eingestellt und ist daher bei beiden Experimenten identisch auf $f_{Puls} = 50 \text{ Hz}$ eingeregelt.

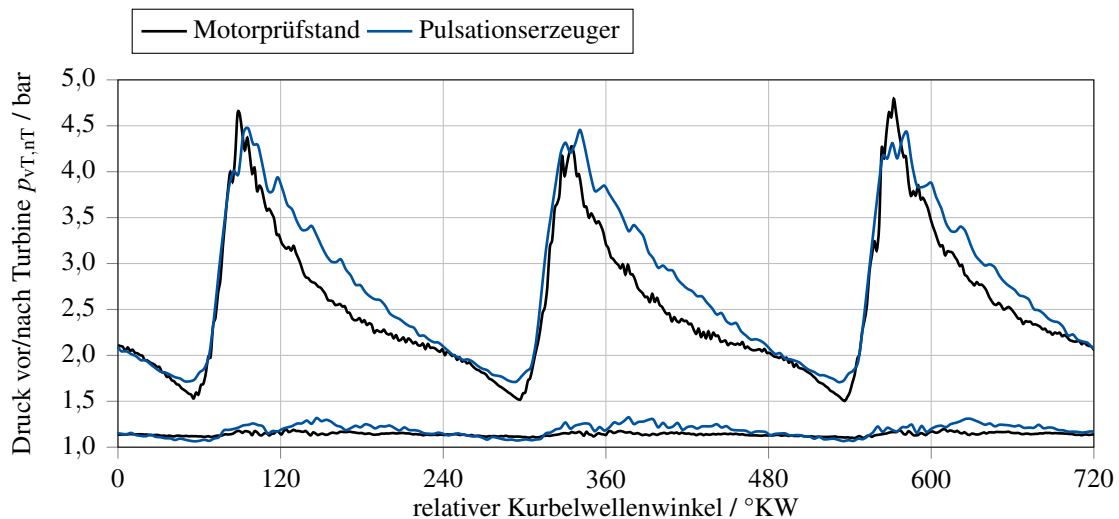


Abbildung 5.1: Vergleich der Druckpulsationen vor Turbine zwischen Motorprüfstand und Pulsationserzeuger ($n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 20 \text{ bar}$, $\alpha_{WG} = 1^\circ$), Messung

Folgende Erkenntnisse werden gewonnen:

- Druckgradienten in der ansteigenden Pulsflanke wird mit dem Pulsationserzeuger sehr gut nachgebildet
- Druckmaxima sind sehr gut getroffen (ausgenommen zyklische Schwankungen am Motorprüfstand durch Verbrennung oder Leitungsführung)
- Druckminima unterscheiden sich um weniger als $\Delta p = 100 \text{ mbar}$

- Am Motorprüfstand fällt der Druck etwas weiter ab, was mit dem kleineren Volumen des Abgastraktes am Motorprüfstand begründet werden kann (siehe Abbildung 2.18)
- Der mittlere Druck wird sehr gut abgebildet ($\Pi_T = 2,23$ am Motorprüfstand und $\Pi_T = 2,28$ am Pulsationserzeuger)
- Der Gradient der abfallenden Pulsflanke wird mit dem Pulsationserzeuger gut nachgebildet
- Abweichungen bei den hier betrachteten Kriterien zur Beschreibung der Pulsation am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger werden wie folgt erklärt:
 - Unterschiede in der Leitungsführung: Motorprüfstand 3-in-1 (bzw. 1-in-1 bezogen auf einen Zylinder) gegenüber 8-in-1 am Pulsationserzeuger
 - Unterschiedliches Volumen des Abgastrakts zwischen Auslassventil und Turbineneintritt: baulich bedingt ist das Volumen am Pulsationserzeuger etwa um den Faktor 4 größer (0,3 L zu 1,2 L)
 - Zyklische Schwankungen der Verbrennung am Motorprüfstand gegenüber einer stationären Verbrennung in der Brennkammer beim Aufbau mit Pulsationserzeuger

Der Vergleich weiterer Betriebspunkte als Lastvariation bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ ist in Abbildung 5.2 dargestellt.

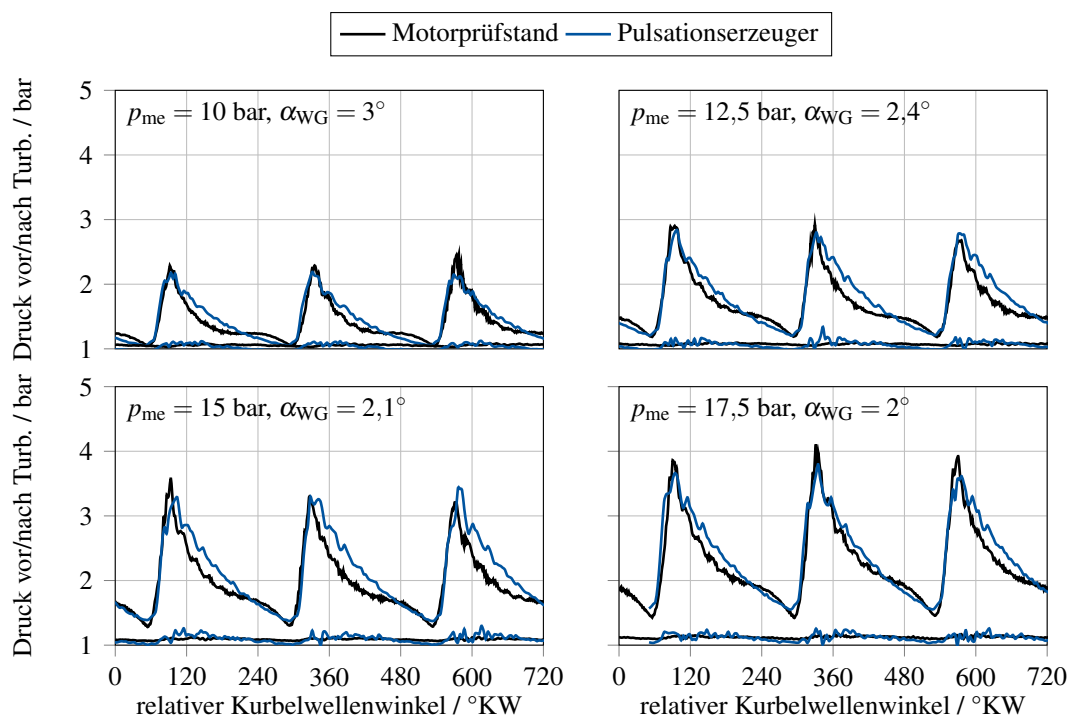


Abbildung 5.2: Vergleich der Druckpulsationen vor Turbine zwischen Motorprüfstand und Pulsationserzeuger bei Lastvariation ($n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 10 \dots 17,5 \text{ bar}$), Messung

Der Vergleich zwischen den beiden Prüfständen zeigt, dass mit dem Pulsationserzeuger die Druckpulsation im Abgastrakt für den Lastpunkt $p_{me} = 17,5$ bar am besten mit den Motorprüfstandergebnissen übereinstimmt und alle anderen Betriebspunkte hinreichend genau abgebildet werden. Da die Abgasstrecke nach der Turbine im Vergleich zum Motorprüfstand keine Komponenten der Abgasnachbehandlung aufweist, wird der Druck nach Turbine über eine Gegendruckklappe eingestellt. Der Verlauf des Drucks nach Turbine passt gut zu den Motorprüfstandergebnissen, so dass auch das Turbinendruckverhältnis hinreichend genau eingestellt werden kann.

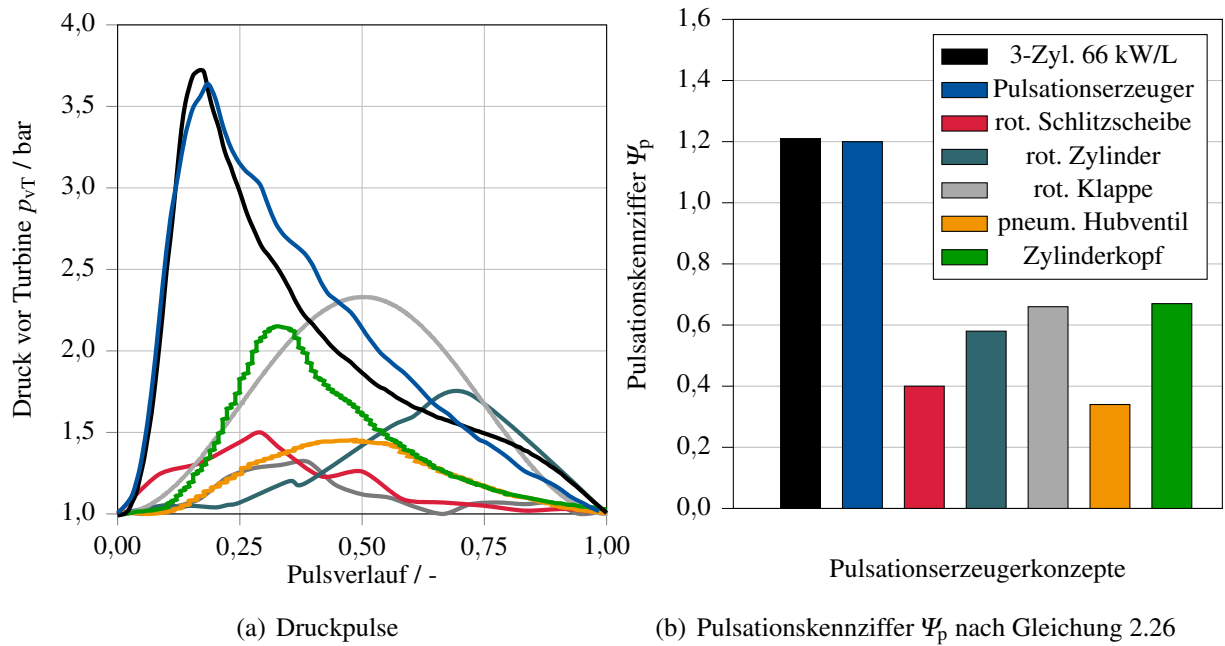


Abbildung 5.3: Erzeugte Druckpulsation und Pulsationskennziffer Ψ_p für den hier entwickelten Pulsationserzeuger im Vergleich zu anderen Konzepten und dem Verbrennungsmotor

Abbildung 5.3 ergänzt Abbildung 2.20 um die Ergebnisse des im Zuge dieser Arbeit entwickelten Pulsationserzeugers. Bei den bereits veröffentlichten Konzepten wird angenommen, dass jeweils die maximal erzeugten Pulsationen publiziert wurden (vgl. Kapitel 2.3). Der oben beschriebene Druckverlauf lässt sich in die Pulsationskennziffer Ψ_p überführen. Mit $\Psi_p = 1,19$ liegt diese sehr nahe an dem Wert für den entsprechenden Verbrennungsmotor ($\Psi_p = 1,21$). Eine weitere Steigerung der Pulsationskennziffer ist durch ein Anheben des Brennkammermassenstroms und damit des Druckniveaus vor Pulsationserzeuger möglich, wurde aufgrund der guten Übereinstimmung hier aber nicht weiter verfolgt.

5.2 Untersuchung der Bewegung des Wastegatedeckels

Der für die Untersuchung der WG-Deckelbewegung betrachtete Betriebspunkt ist bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ im Lastpunkt $p_{me} = 15 \text{ bar}$. Das Wastegate ist in diesem Betriebspunkt $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ geöffnet. In Ruhelage und ohne die Wirkung der Abgaspulsation entspricht das einem Spalt von 1,5 mm an der Deckelvorderseite. Der durch den Pulsationserzeuger aufgeprägte Druckpuls ist dem im Motorbetrieb hinreichend genau nachgebildet, vgl. Abbildung 5.2.

Im Folgenden wird die y-Auslenkung der Wastegatedeckelbewegung betrachtet, da diese die wesentlich höheren Amplituden aufweist. Die positive y-Auslenkung entspricht dabei der Richtung des Öffnens des Wastegatedeckels (vgl. Abbildung 5.4)

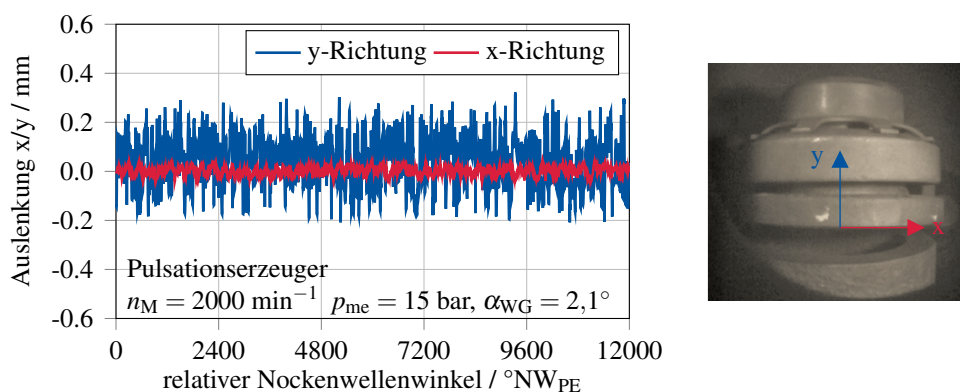


Abbildung 5.4: Deckelbewegung in x- und y-Richtung im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ mit Serien-WG, Achsendefinition am um $\alpha_{WG} = 10^\circ$ geöffneten WG

Die Auslenkung des WG-Deckels wird am Motorprüfstand mit dem Laservibrometer und am Pulsationserzeuger mit der Hochgeschwindigkeitskamera detektiert. In [45] wurde anhand von Messungen mit dem in dieser Arbeit entwickelten Pulsationserzeuger gezeigt, dass beide Signale vergleichbare Ergebnisse liefern (vgl. Abbildung 5.5).

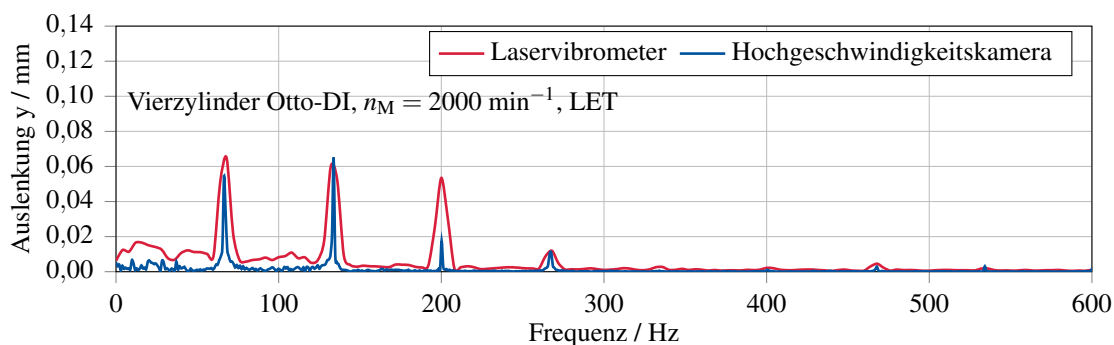


Abbildung 5.5: Vergleich der Wastegatedeckelbewegung am Pulsationserzeuger aufgenommen mit Laservibrometer und mit Hochgeschwindigkeitskamera [45]

5.2.1 Bewegung des Serienwastegate-Deckels am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger

Die x-Achse der folgenden Diagramme bezieht sich auf die Nockenwellenposition des Pulsationserzeugers. Eine Umdrehung von $360^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$ erzeugt dabei einen Abgaspuls (siehe Gleichung 3.8) und entspricht am betrachteten Dreizylindermotor (vgl. Tabelle 2.1) einem Kurbelwellenwinkel von $\frac{1}{3} \cdot 720^\circ \text{KW}_\text{M} = 240^\circ \text{KW}_\text{M} = 360^\circ \text{NW}_{\text{PE}}$.

Die Auslenkung des Wastegatedeckels wird relativ angegeben, wie in Kapitel 4.1 erläutert. Der Verlauf der Auslenkung wird daher auf der y-Achse so normiert, dass der arithmetische Mittelwert aller Messwerte eines Abgaspulses einer Auslenkung von 0 mm entspricht.

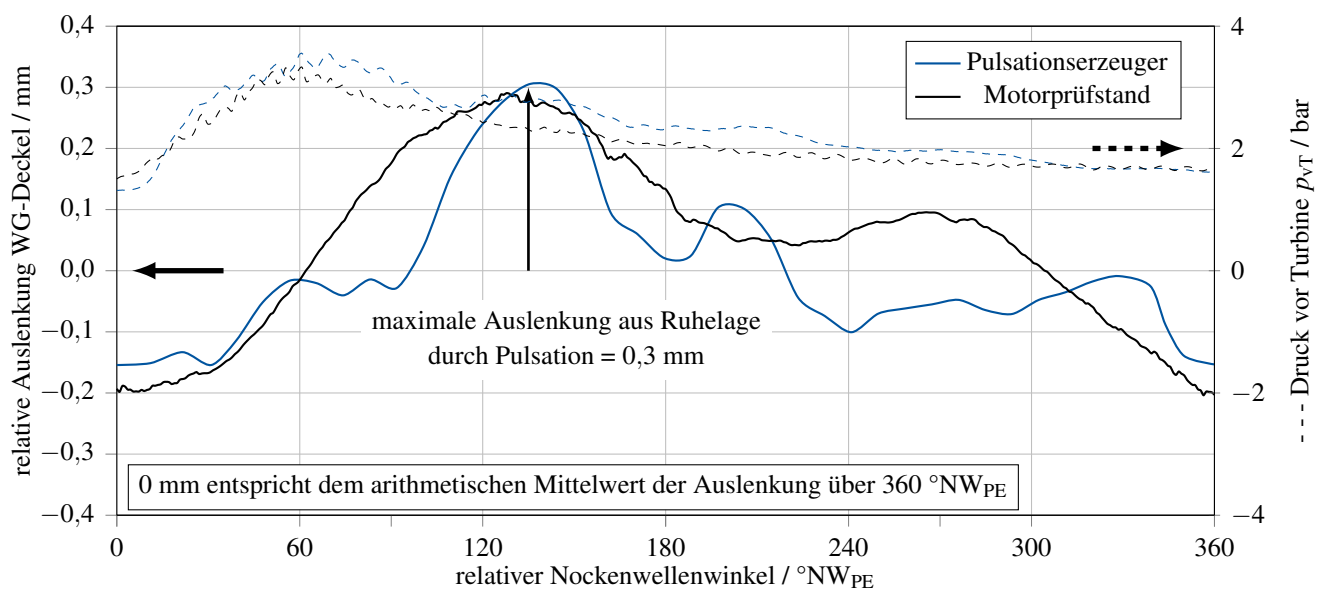


Abbildung 5.6: Vergleich der WG-Bewegung am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_{\text{me}} = 15 \text{ bar}$, $\alpha_{\text{WG}} = 2,1^\circ$, Messung mit Serien-WG

- maximale Auslenkung des Deckels um 0,3 mm in positive y-Richtung (WG weiter offen)
- Die maximale Auslenkung liegt um ca. 70° versetzt nach dem Druckmaximum im Vorauslassstoß (Massenträgheit)
- Während der Ausschiebephase steht der WG-Deckel näherungsweise in Mittelstellung
- Am Ende der Ausschiebephase bewegt sich der WG-Deckel in Richtung des WG-Sitzes
- Grundsätzlich sind die Bewegungsmuster beider Prüfstände sehr ähnlich, auch während des Vorauslassstoßes
- Es sind überlagerte Bewegungen höherer Frequenz in der Aufnahme mit dem Pulsationserzeuger zu erkennen, die ebenfalls im Druckpuls, insbesondere in der abfallenden Druckflanke während des Ausschiebens, erkennbar sind

Die Pulsfrequenz f_{Puls} entspricht der Frequenz mit der die Abgaspulse auf den Wastegatedeckel treffen. Bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ am 4-Takt ($i = 0,5$) Dreizylindermotor ($z = 3$) berechnet sie sich zu $f_{\text{Puls}} = 50 \text{ Hz}$.

$$f_{\text{Puls}} = n_M \cdot i \cdot z \quad (5.1)$$

Im Folgenden werden mit der Fast Fourier Transformation (FFT) die Amplituden der Wastegatedeckelbewegung für die erste ($1 \cdot f_{\text{Puls}} = 50 \text{ Hz}$), zweite ($2 \cdot f_{\text{Puls}} = 100 \text{ Hz}$) und dritte ($3 \cdot f_{\text{Puls}} = 150 \text{ Hz}$) Ordnung berechnet.

Nach Abbildung 5.6 ist die Absolutauslenkung des WG-Deckels zwischen Motorprüfstandsversuchen und Messungen am Pulsationserzeuger vergleichbar, so dass im Folgenden zum besseren Vergleich eine normierte Darstellung auf der y-Achse verwendet wird. Für die jeweiligen Messergebnisse des Experiments wird normiert auf die Auslenkung der ersten Ordnung $f_{\text{Puls}} = 50 \text{ Hz}$, da diese erwartungsgemäß die größte Auslenkung zeigt.

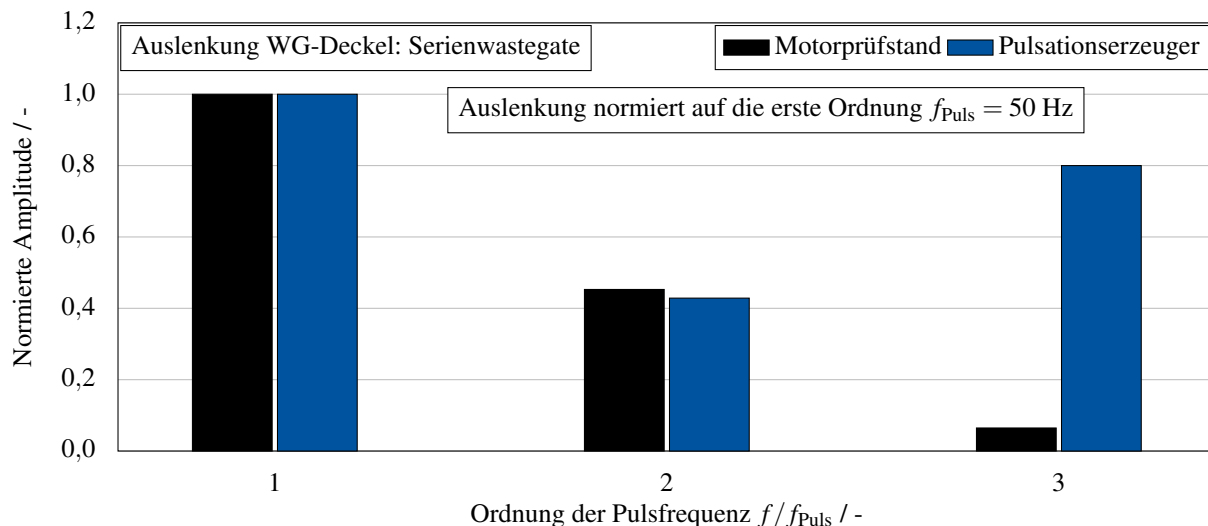


Abbildung 5.7: Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 15 \text{ bar}$ für das Serienwastegate

- Sowohl am Motorprüfstand als auch am Pulsationserzeuger liegt das Maximum der Auslenkung stets bei der ersten Ordnung.
- Die zweite Ordnung wird bei beiden Prüfständen nahezu identisch abgebildet.
- Während die dritte Ordnung am Motorprüfstand die kleinste Auslenkung aufweist, liegt die Amplitude am Pulsationserzeuger hier zwischen der ersten und der zweiten Ordnung.
- Die gegenüber der zweiten Ordnung ansteigende dritte Ordnung hat folgende Ursachen:
 - der eigentlichen Abgaspulsation überlagerte höherfrequenten Druckschwingungen

aufgrund des im Vergleich zum Motor größeren Volumen des Abgastraktes (siehe Abbildung 5.6 und Abbildung 3.16)

- andere Steifigkeit des Gesamtsystems bestehend aus Motor mit Turbolader und Pulsationserzeuger mit Turbolader

Im folgenden wird eine Lastvariation bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ untersucht, $p_{me} = 12,5 \text{ bar}$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $p_{me} = 17,5 \text{ bar}$. Die zugehörigen Druckpulsationen wurden in Abbildung 5.2 gezeigt.

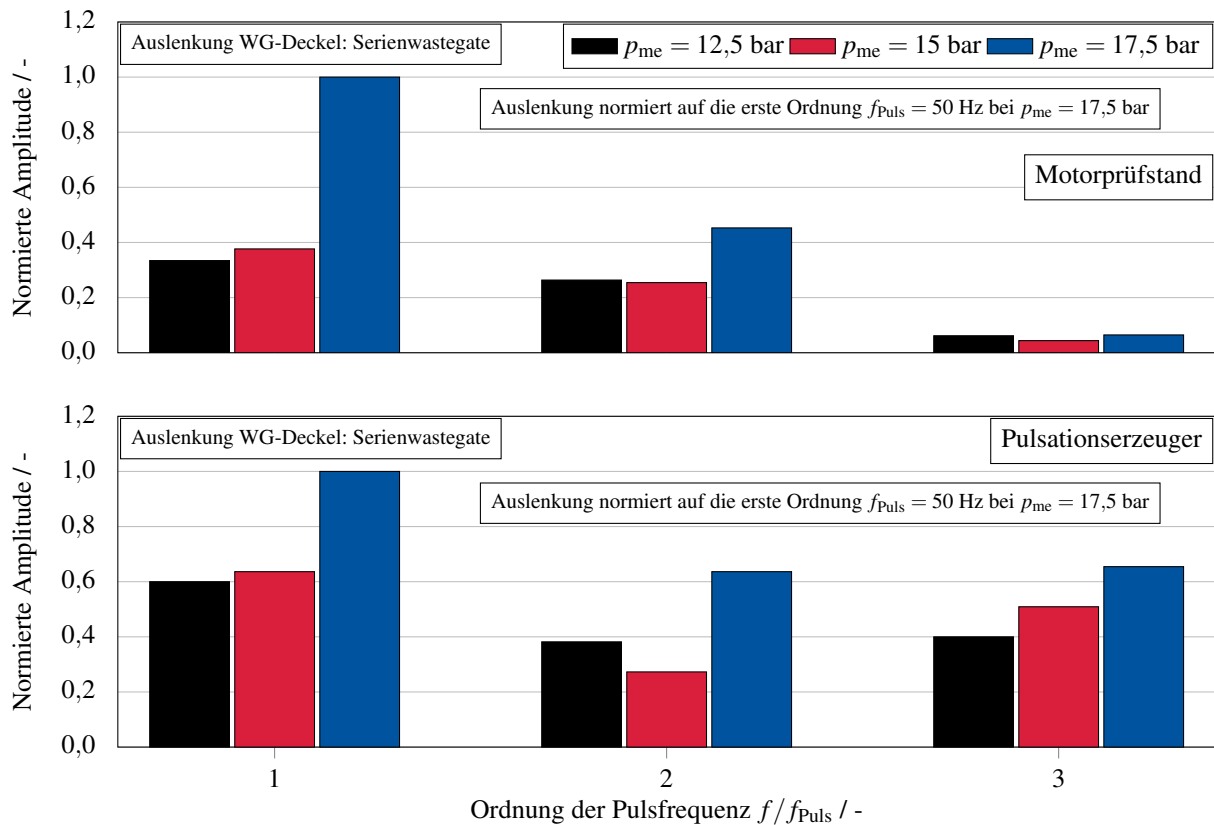


Abbildung 5.8: Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger bei Lastvariation $p_{me} = 12,5 \text{ bar}$, $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $p_{me} = 17,5 \text{ bar}$ bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ für das Serien-WG

- Sowohl am Motorprüfstand als auch am Pulsationserzeuger liegt das Maximum der Auslenkung für alle drei Lastpunkte bei der ersten Ordnung.
- Bei der ersten Ordnung nimmt die Auslenkung mit steigender Last zu
- Die Auslenkung ist bei der höchsten Last sowohl am Motorprüfstand als auch am Pulsationserzeuger deutlich höher als bei zweithöchster Last, dies ist auch bei der zweiten Ordnung zu erkennen.

- Während am Motorprüfstand die normierten Amplituden mit steigender Ordnung geringer werden, ist am Pulsationserzeuger für alle drei Lastpunkte die dritte Ordnung leicht höher als die zweite Ordnung.

5.2.2 Untersuchung der WG-Deckelbewegung verschiedener WG-Varianten (Serie, Spiel-Variation, entfernte Feder) am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger

Die Randbedingungen entsprechen einem Motorbetriebspunkt bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 15 \text{ bar}$, das Wastegate ist $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ geöffnet.

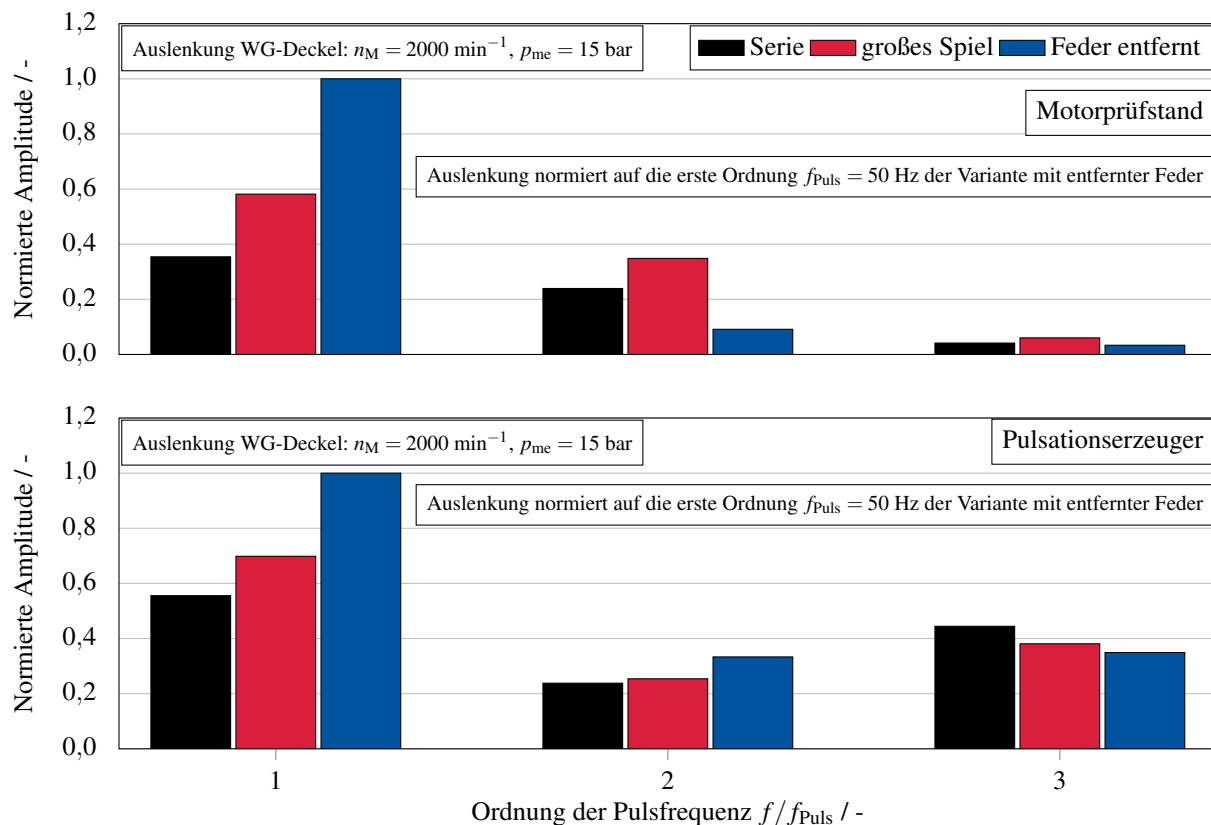


Abbildung 5.9: Darstellung der WG-Bewegung am Motorprüfstand und Pulsationserzeuger im Betriebspunkt $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 15 \text{ bar}$ für die drei WG-Varianten gemäß Abbildung 4.4

Folgende Erkenntnisse werden gewonnen:

- Die Amplitude der ersten Ordnung ist bei allen drei Varianten und auf beiden Prüfständen jeweils am höchsten.
- Während die Amplituden mit wachsender Ordnung am Motorprüfstand kleiner werden, zeigt die dritte Ordnung bei Messungen mit dem Pulsationserzeuger wie schon bei den vorherigen Versuchen leicht höhere Amplituden als die zweite Ordnung.

- Erwartungsgemäß sind die Amplituden bei den Messungen mit Serienwastegate am kleinsten, da davon auszugehen ist, dass dieses im Zuge des Entwicklungsprozesses des Turboladers auf minimale Auslenkung ausgelegt ist.
- Auf beiden Prüfständen ist die Variation mit dem erhöhten Spiel größer als die der Serie gefolgt von der Variation mit der entfernten Feder.
- Auf beiden Prüfständen ist zu erkennen, dass die Variation mit entfernter Feder relativ betrachtet deutlich größere Amplituden aufweist als die anderen beiden Variationen.

Der Pulsationserzeuger ist also geeignet, um mit den erzeugten Abgaspulsationen auch ohne Verbrennungsmotor die mechanische Anregung des Wastegate zu erreichen. Dabei kann einerseits die Deckelbewegung quantifiziert werden und andererseits können Modifikationen bewertet werden.

5.2.3 Einfluss des WG-Öffnungswinkels auf die WG-Deckelbewegung

Eine Variation des WG-Öffnungswinkels unabhängig von den motorischen Randbedingungen kann nur mit Pulsationserzeuger durchgeführt werden.

Der Abgaspuls wird so eingestellt, dass er dem des Motorbetriebspunkts bei $p_{me} = 15$ bar und $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ entspricht. Zusätzlich zu einem Öffnungswinkel von $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ wird das Wastegate für einen weiteren Messpunkt auf $\alpha_{WG} = 8^\circ$ geöffnet. Um die Abgaspulsation konstant zu halten, muss der Bypass um den Turbolader (vgl. Abbildung 3.1) weiter geschlossen werden. Die Untersuchungen sind mit dem Serienwastegate durchgeführt worden.

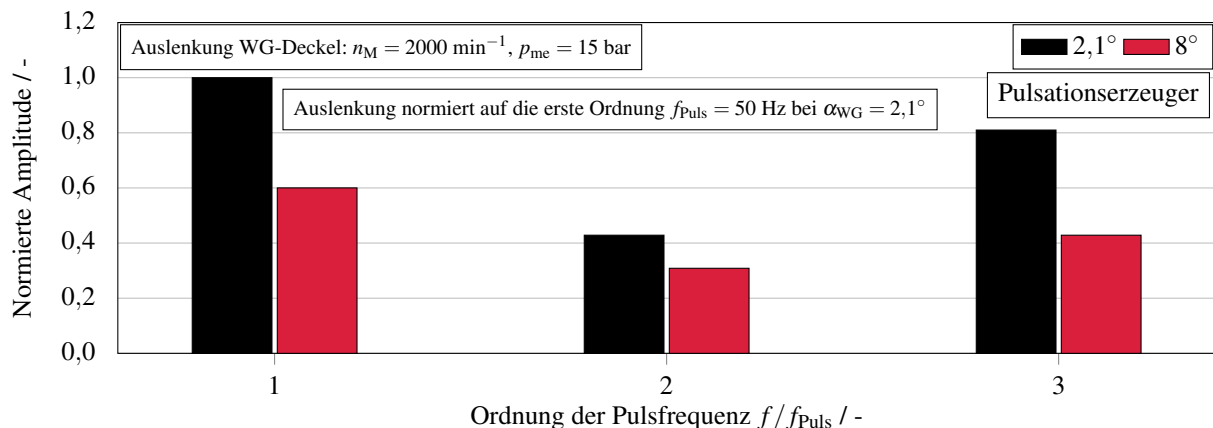


Abbildung 5.10: Darstellung der WG-Bewegung am Pulsationserzeuger bei einer Last von $p_{me} = 15$ bar und bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ für das Serien-Wastegate bei $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ und $\alpha_{WG} = 8^\circ$

- Für alle drei Ordnungen werden deutlich geringere Amplituden bei weiter geöffnetem Wastegate festgestellt.

- In der ersten Ordnung erreicht der Amplitudenwert etwa 60 % des Wertes im Vergleich zu einer Öffnung von $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$.
- Das Verhalten hat mehrere, sich überlagernde Ursachen:
 - Bei weiter geöffnetem WG $\alpha_{WG} \uparrow$ wird der effektive Hebelarm $r_{Akt} \uparrow$ größer.
 - Durch einen größeren Hebelarm wird die Kraft der Aktuatorstange besser auf den WG-Deckel übertragen.
 - Durch den größeren Anstellwinkel des Wastegatedeckels ergibt sich eine leicht verkleinerte Angriffsfläche für die Druckpulsationen auf dem WG-Deckel.

In Abbildung 5.11 sind die kinematischen Zusammenhänge zwischen dem Aktuatorstellwinkel α_{Akt} und dem WG-Hebelwinkel α_{WG} für den Fall des vollständig geschlossenen WG-Deckels dargestellt. Da der Hebel und der WG-Deckel starr miteinander verbunden sind, bedeutet eine relative Änderung des Hebelwinkels eine entsprechend gleichgroße Änderung des WG-Öffnungswinkels α_{WG} . Ausgehend von der vollständig geschlossenen Position ist auszurechnen, dass die Kraftübertragung von der WG-Stange auf den Hebelarm der Deckel-Stange zunimmt, bis die WG-Stange und der Hebelarm am Aktuator r_{Akt} im rechten Winkel zueinander stehen.

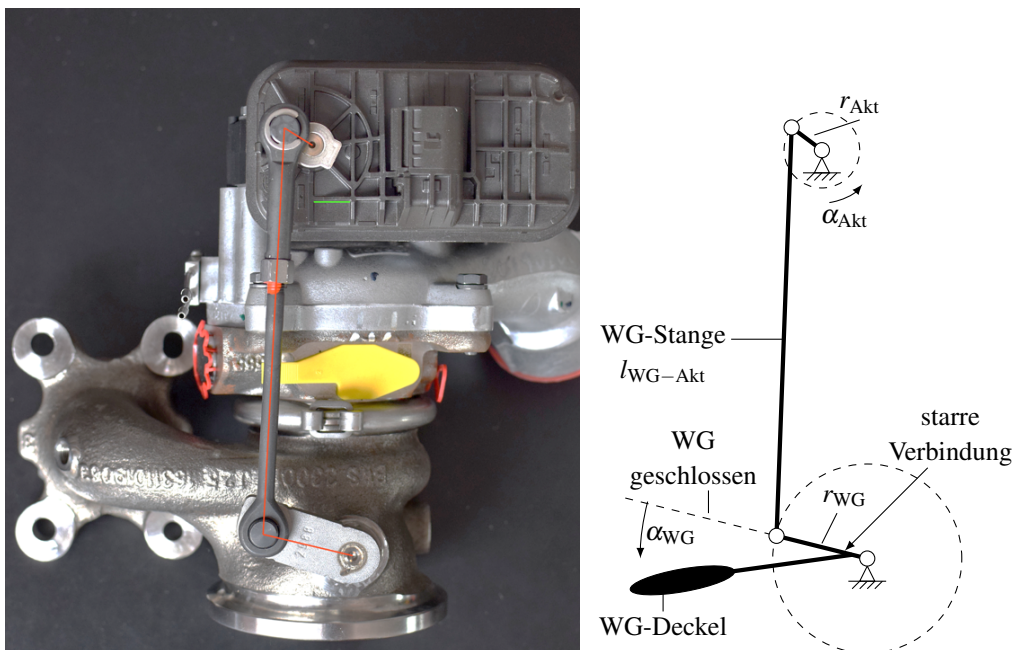


Abbildung 5.11: Geometrie Größen zur Beschreibung der Kinematik der Wastegatekomponenten

5.2.4 Untersuchung der Deckel-Bewegung mit pneumatischem und elektrischem Aktuator

Für die im folgenden beschriebenen Untersuchungen wird statt des elektrischen ein pneumatischer Aktuator mit Unterdruckdose einer vergleichbaren Turboladeranwendung auf den Turbolader adaptiert.

Die WG-Position wird auf einen konstanten Winkel von $\alpha_{WG} = 8^\circ$ eingestellt. Eine Adaptierung der Steuerung am Motorprüfstand für einen pneumatischen Aktuator wurde nicht vorgenommen, so dass die Untersuchungen ausschließlich mit dem Pulsationserzeuger durchgeführt wurden. Die Abgaspulsationen entsprechen dem Motorbetriebspunkt bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ im Lastpunkt $p_{me} = 15 \text{ bar}$.

Abbildung 5.12 zeigt den Vergleich der WG-Deckelbewegung zwischen dem elektrischen und dem pneumatischen Aktuator bei einem Öffnungswinkel von $\alpha_{WG} = 8^\circ$ am Pulsationserzeuger:

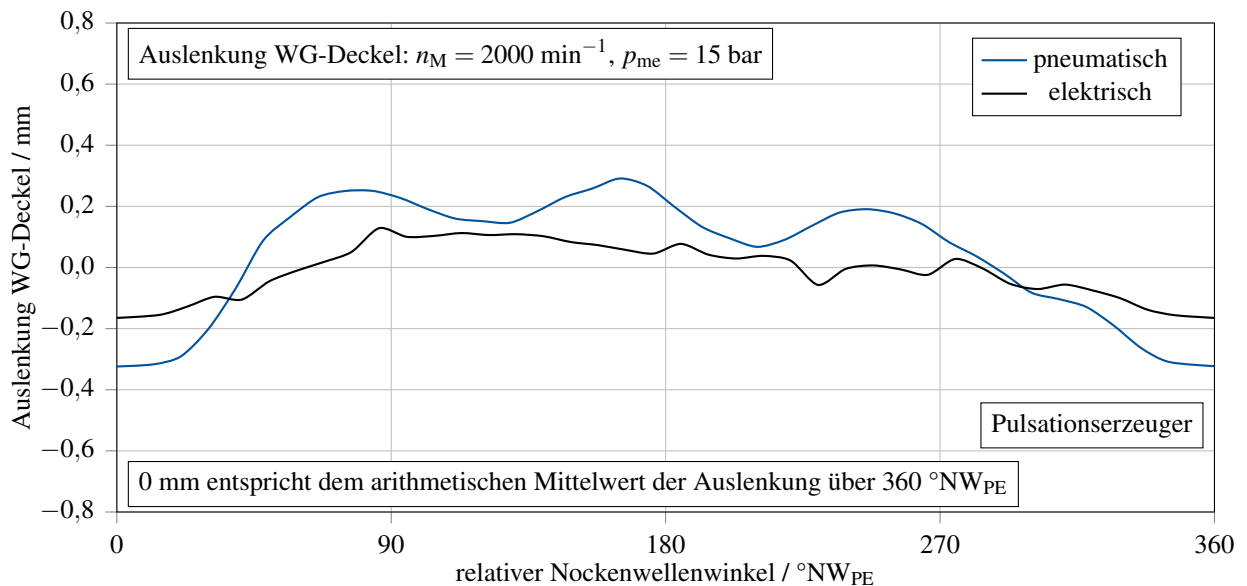


Abbildung 5.12: Vergleich der WG-Bewegung zwischen elektrischem und pneumatischem Aktuator im Betriebspunkt $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei $\alpha_{WG} = 8^\circ$ geöffnetem WG

Es kann festgehalten werden:

- Die Auslenkung mit dem pneumatischen Aktuator ist größer als die mit elektrischen Aktuator (maximale Auslenkung von 0,31 mm gegenüber 0,14 mm)
- Die überlagerten Schwingungen höherer Ordnung sind in der Bewegung des pneumatisch aktuierten WG-Deckels ausgeprägter als beim elektrisch aktuiertem WG-Deckel

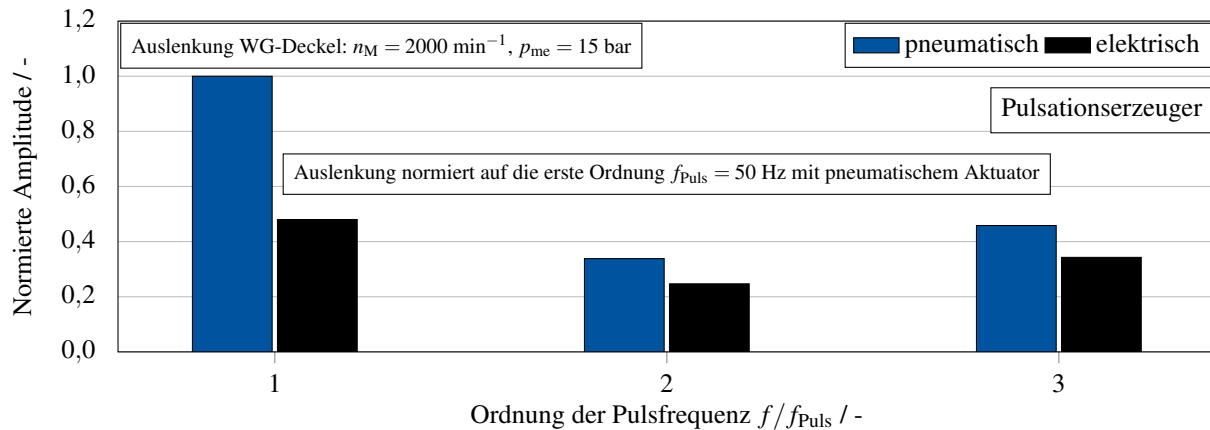


Abbildung 5.13: WG-Bewegung am Pulsationserzeuger bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $\alpha_{WG} = 8^\circ$ für das Serien-WG mit elektrischem und pneumatischem Aktuator

Die Frequenzauswertung zeigt, dass die Bewegungsamplituden des WG-Deckels mit pneumatischem Aktuator für alle betrachteten Ordnungen höher sind als mit elektrischem Aktuator.

5.2.5 Untersuchung der Deckel-Bewegung bei einer Massenvariation der Aktuatorstange mit pneumatischem Aktuator

Zusätzlich zur herkömmlichen Aktuatorstange wurde eine Massenvariation der Aktuatorstange durchgeführt. Ohne zusätzliche Gewichte hat die WG-Stange ein Gewicht von $m_{WG\text{-Stange}} = 150 \text{ g}$ (vgl. Abbildung 4.4). Für die Gewichtsvariation wird die Aktuatorstangenmasse im ersten Versuch mit zusätzlichen $\Delta m_{WG\text{-Stange}} = 30 \text{ g}$ vergrößert, im zweiten Versuch mit insgesamt $\Delta m_{WG\text{-Stange}} = 60 \text{ g}$. Die Versuche werden durchgeführt mit Abgaspulsationen des Betriebspunkts $p_{me} = 15 \text{ bar}$ und $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei um $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$ geöffnetem WG.

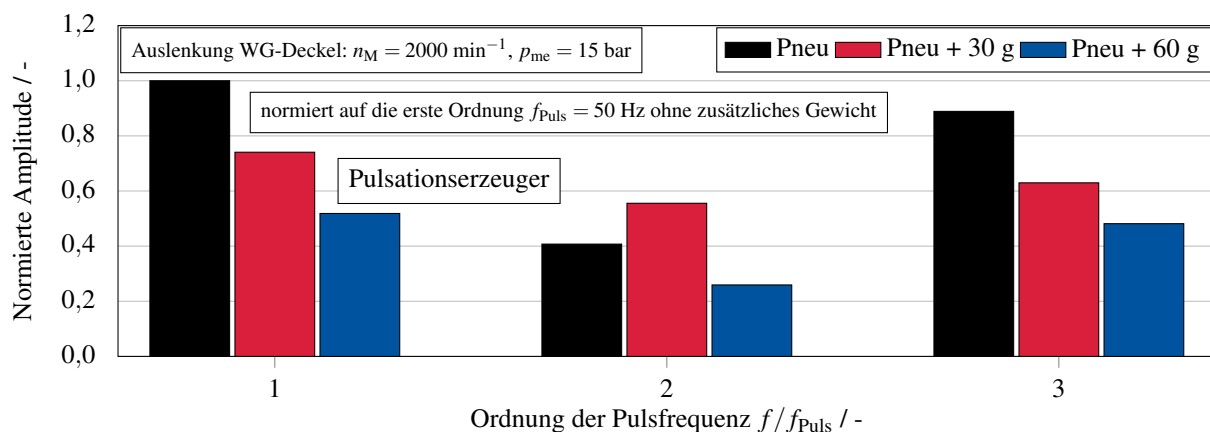


Abbildung 5.14: WG-Bewegung am Pulsationserzeuger mit pneumatischem Wastegate bei Variation der Aktuatorstangenmasse: keine zusätzliche Masse, +30 g, +60 g bei $p_{me} = 15 \text{ bar}$, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $\alpha_{WG} = 2,1^\circ$

Folgende Erkenntnisse werden gewonnen:

- Bei allen drei Varianten liegt die höchste Amplitude bei der ersten Ordnung
- Bei der ersten und dritten Ordnung nehmen die Amplituden mit steigender Massenträgheit der Aktuatorstange ab
- Eine höhere Masse der Aktuatorstange dämpft die Auslenkung des WG-Deckels

5.3 Ergebnisse der Wellenbahnuntersuchung

Für die durchgeführten Untersuchungen am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger wurde die identische Turboladerhardware verwendet, um die Streuung der Lagerspiele aufgrund von Fertigungstoleranzen in der Serienfertigung zu vermeiden.

Die Turboladerdrehzahl, der Öldruck und die Öltemperatur am Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger sind so eingeregelt, dass sie den motorischen Randbedingungen entsprechen. Damit gleicht die Ölviskosität den realen Bedingungen am Verbrennungsmotor.

Abbildung 5.15 zeigt die Wellenbewegungsamplituden in x-Richtung über der Frequenz für eine Lastvariation von $p_{me} = 10...20$ bar bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ am Motorprüfstand, am stationären Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger.

Die in Kapitel 4.2.2 erläuterten für Wellenbahnen charakteristischen Frequenzbereiche sind in den Diagrammen jeweils farblich hinterlegt. Da die y-Richtung ein gleiches Verhalten wie die x-Richtung zeigt, wird im Folgenden nur die x-Richtung betrachtet.

Die in Kapitel 4.2.2 beschriebenen Phänomene der Wellenbahnbewegung treten an allen drei Prüfständen in Erscheinung:

- Amplituden im Frequenzbereich der Turboladerdrehzahl n_{ATL} (erste Ordnung) lassen sich auf eine Unwucht des Laufzeugs zurückführen.
- Amplituden im Bereich des 0,04- bis 0,12-fachen der Turboladerdrehzahl sind auf das Phänomen des äußeren Ölwirbels zurückzuführen, welcher zwischen Gehäusebohrung und Lagerbuchse entsteht.
- Der innere Ölwirbel entsteht im Spalt zwischen der Lagerbuchse und der Welle und führt zu Amplituden im Frequenzbereich des 0,25- bis 0,75-fachen der Turboladerdrehzahl.

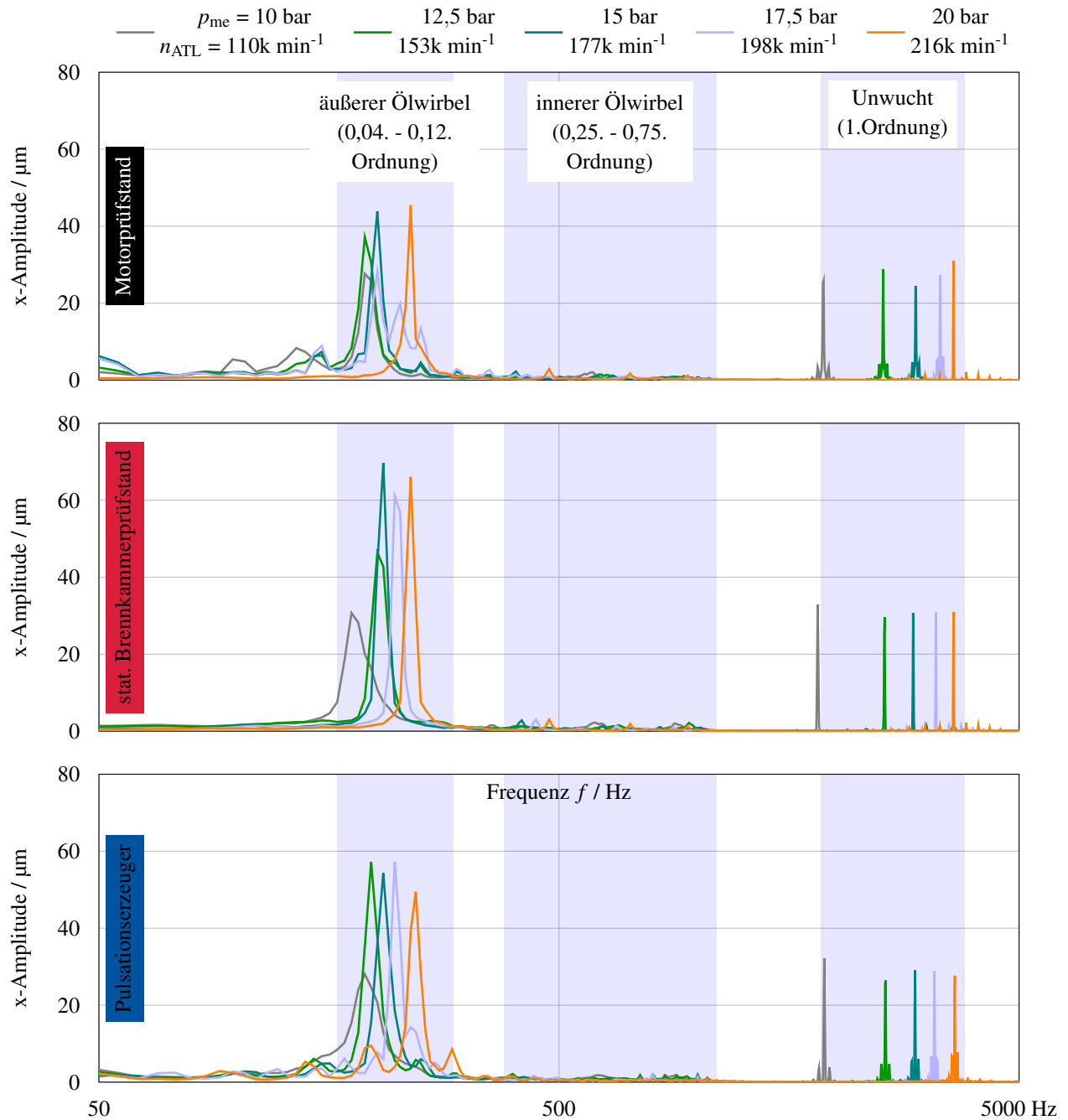


Abbildung 5.15: Schmalbandamplitude der Wellenbewegung für die Lastvariation $p_{me} = 10 \dots 20$ bar, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ am Motorprüfstand, Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger

- Bei einem Vergleich der Ergebnisse des Motorprüfstands mit denen des stationären Brennkammerprüfstands und des Pulsationserzeugers ist ersichtlich, dass die Amplituden im niedrigen Frequenzbereich des äußeren Ölwhirls am Motorprüfstand mit ~ 20 bis $50 \mu\text{m}$ kleiner ausfallen als am stationären Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger, wo

sie bei ~ 30 bis $70\ \mu\text{m}$ und ~ 30 bis $55\ \mu\text{m}$ am Pulsationserzeuger liegen.

- Im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels liegen die Amplitudenmaxima der einzelnen Betriebspunkte der Lastvariation am Motorprüfstand enger beisammen als am stationären Brennkammerprüfstand. Für die Betriebspunkte $p_{\text{me}} = 10\ \text{bar}$, $12,5\ \text{bar}$, $15\ \text{bar}$ und $17,5\ \text{bar}$ synchronisieren sich die Ausschläge der Amplituden und fallen auf nahezu eine Frequenz zusammen.
- Dieser Unterschied lässt sich durch einen theoretischen Vergleich der Prüfstände erklären:
 - Auf dem Brennkammerprüfstand werden die Amplituden der Wellenbewegung im niedrigen Frequenzbereich ausschließlich durch den selbsterregten äußeren Ölwirbel hervorgerufen. Dieser führt im Vergleich zum inneren Ölwirbel zu relativ hohen Amplituden.
 - Im Gegensatz zum stationären Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger wirken auf dem Motorprüfstand zusätzlich strukturelle Schwingungen des Motors auf den Turbolader und dessen Laufzeugrotation ein. Diese strukturellen Schwingungen gehen von mechanischen Effekten des Motors, wie zum Beispiel den freien Massenmomenten und -kräften, aus und liegen im selben niedrigen Frequenzbereich wie der äußere Ölwirbel.
 - Die zusätzlichen strukturellen harmonischen Schwingungsphänomene beeinflussen in diesem niedrigen Frequenzbereich den äußeren Ölwirbel, was zu kleineren Amplituden führt. Eine Interferenz der benachbarten Frequenzen reduziert die Amplituden teils signifikant.
 - Dies erklärt die geringeren Amplituden auf dem Motorprüfstand im Vergleich zu Messungen am stationären Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger.
 - Durch den Schwingungseinfluss des Motors synchronisieren sich benachbarte Amplituden, was zu einer weiteren Reduzierung der Amplituden führt und außerdem an einem engeren Frequenzspektrum im Bereich des äußeren Ölwirbels am Motorprüfstand erkennbar ist.
- Die Amplituden, die durch den inneren Ölwirbel hervorgerufen werden, sind deutlich kleiner. Daraus lässt sich schließen, dass die Wirbelphänomene in der inneren Schmierfilmschicht bei allen Prüfstandsaufbauten kaum oder nur sehr schwach auftreten.
- Die Amplituden der Unwuchtordnung (1.Ordnung) bleiben bei allen Lastpunkten hinweg weitestgehend konstant. Die Amplituden auf dem Motorprüfstand sind geringfügig kleiner als auf dem stationären Brennkammerprüfstand. Durch die Abgaspulsation am Motorprüfstand schwankt die Turboladerdrehzahl, was an dem leicht verbreitetem Frequenzspektrum erkennbar ist. Die Verbreiterung führt zu kleineren Amplituden.
- Die Amplituden der 1. Ordnung sind beim Pulsationserzeuger mit denen am Motorprüfstand vergleichbar.

In Abbildung 5.16 sind für die Lastvariation von $p_{me} = 10 - 20$ bar bei einer Motordrehzahl von $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ die aufsummierten Gesamtamplitudenpegel für die drei charakteristischen Frequenzordnungen dargestellt.

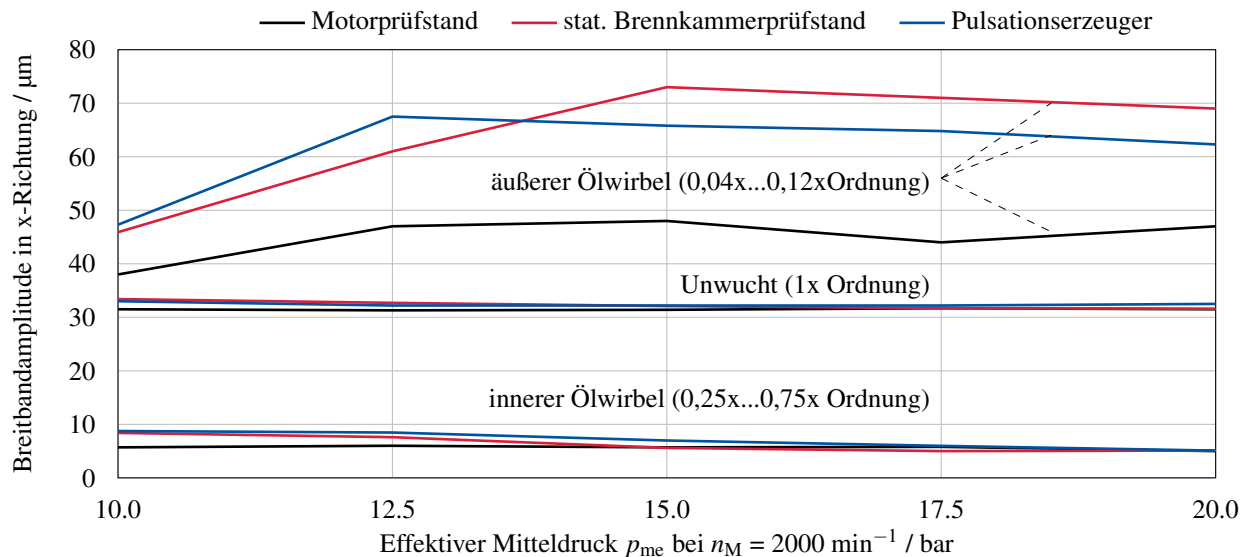


Abbildung 5.16: Breitbandamplitude der Wellenbewegung für den äußeren und inneren Ölwirbel sowie die Unwucht für die Lastvariationen von $p_{me} = 10...20$ bar bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$

- Die Amplituden im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels sind in allen Lastpunkten am größten, gefolgt von den Amplituden durch die Unwuchtanregung.
- Die durch den inneren Ölwirbel erregten Amplituden fallen am geringsten aus.
- Die beiden rotordynamischen Phänomene Unwucht und innerer Ölwirbel werden nicht wesentlich von der Prüfstandsstruktur beeinflusst.
- Die aufsummierten Gesamtamplituden in den Frequenzbereichen der Unwucht und des inneren Ölwirbels sind für alle drei Versuchsanordnungen über die gesamte Lastvariation auf einem annähernd konstanten Niveau.
- Am stationären Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger fallen die Gesamtamplituden im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels über alle Lastbereiche hinweg größer aus als am Motorprüfstand, was mit der stabilisierenden Wirkung der strukturellen Anregung (Körperschwingung ausgelöst durch Kurbelwellenbewegung und Verbrennung) des Motors am Motorprüfstand erklärt wird.
- Die Amplituden des äußeren Ölwirbels liegen beim stationären Brennkammerprüfstand und dem Pulsationserzeuger auf einem vergleichbaren Niveau.

Für die charakteristischen Frequenzbereiche der drei hauptsächlich relevanten rotordynamischen Phänomene ist in Abbildung 5.17 der aufsummierte Gesamtpegel der Amplituden für alle drei Prüfstandskonfigurationen im Betriebspunkt $p_{me} = 15$ bar, $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt.

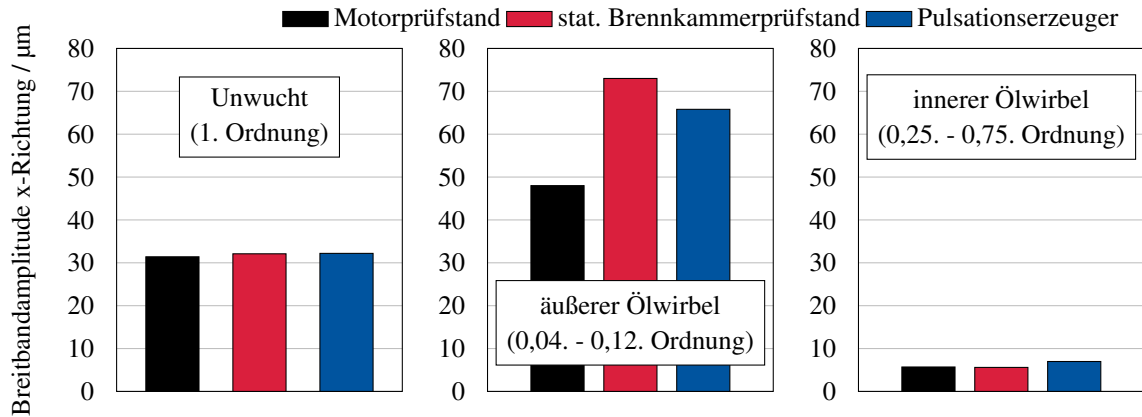


Abbildung 5.17: Breitbandamplitude der Wellenbewegung in x-Richtung für den Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels, des inneren Ölwirbels und der Unwucht im Motorbetriebspunkt $p_{\text{me}} = 15$ bar, $n_{\text{M}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ am Motorprüfstand, Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger

- Die Amplituden, die durch die Anregung 1x Ordnung (Unwucht) erzeugt werden, weisen auf allen drei Prüfständen eine vergleichbare Größe auf
- Aufgrund der im Allgemeinen kleinen Amplituden, die durch den inneren Ölwirbel hervorgerufen werden, sind diese von untergeordneter Bedeutung. Das Niveau der Amplituden ist auf allen drei Prüfständen vergleichbar
- Im Vergleich zu den anderen Phänomenen liegen die durch den äußeren Ölwirbel hervorgerufenen Amplituden auf dem höchsten Niveau
- Die Amplituden des äußeren Ölwirbels sind am Motorprüfstand am geringsten, die Werte am Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger liegen darüber

In Abbildung 5.18 sind die Wellenbewegungen während einer Aufnahmedauer von drei Sekunden und zusätzlich eine 360° Präzessionsbewegung für alle drei Versuchsanordnungen im gezeigt.

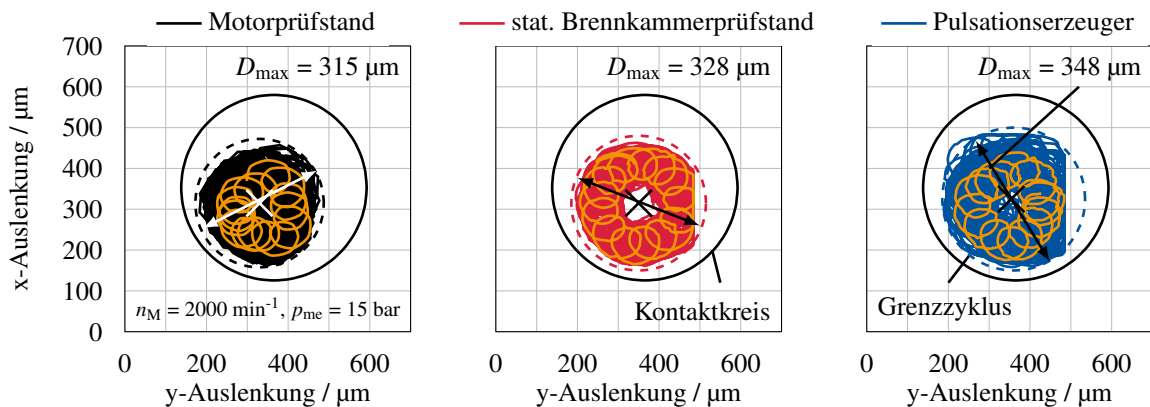


Abbildung 5.18: Wellenbewegung in x- und y-Richtung bei $n_{\text{M}} = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{me}} = 10 \text{ bar}$ am Motorprüfstand, stat. Brennkammerprüfstand und mit Pulsationserzeuger

- Bei allen drei Versuchen lässt sich eine Verschiebung des Rotationszentrums nach links-unten beobachten
- Die Umlaufbahnen weisen bei allen drei Versuchen eine vergleichbare Form auf, was darauf hindeutet, dass ähnliche Schwingungsmoden auftreten
- Mit $D_{\max} = 315 \mu\text{m}$ ist der maximale Abstand zwischen zwei Messpunkten auf dem Motorprüfstand am kleinsten. Dies wird mit den Öl-Film-stabilisierenden Anregungen durch die Motorbewegung (Kurbelwellendrehung und die daraus resultierenden freien Kräfte und Momente) und den daraus resultierenden geringeren Amplituden der Wellenbewegung erklärt
- Mit $D_{\max} = 348 \mu\text{m}$ ist der maximale Abstand zwischen zwei Messpunkten am Pulsationserzeuger am größten
- Die Bewegungsmuster der Wellenbahn haben bei allen Versuchen die gleiche Form, sind aber durch die fehlenden Anregungen durch strukturelle Bewegung (Motorprüfstand) und Abgaspulsationen (Motorprüfstand und Pulsationserzeuger) am Brennkammerprüfstand am regelmäßigsten ausgeprägt
- Am Brennkammerprüfstand und am Pulsationserzeuger liegt ein kleiner Bereich außerhalb des Messbereichs des Abstandssensors in y-Richtung, dies stellt kein Nachteil für die Auswertung der Wellenbahnen dar.

Zusammenfassend betrachtet werden am stationären Brennkammerprüfstand sowohl ohne als auch mit Pulsationserzeuger im Vergleich zum Motorprüfstand leicht größere Wellenbahnauslenkungen gemessen. Dies ist auf die am Motorprüfstand vorhandene strukturelle Anregung durch freie Massenkkräfte und Momente zurückzuführen, welche zu einer Synchronisierung benachbarter Frequenzen und teilweise zu einer Interferenz mit dadurch geringerer Bewegungsamplitude beim äußeren Ölwhirbel führen. Die größeren Amplituden am Brennkammerprüfstand und Pulsationserzeuger lassen sich zur Darstellung von Worst-Case-Szenarien nutzen. Mit allen drei Versuchsanordnungen lassen sich die gleichen Bewegungsmuster der Wellenbahn reproduzieren. Messungen am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger führen zu ähnlichen Ergebnissen.

6 Zusammenfassung

Abgasturbolader werden mit Hilfe von CFD/CAE-Tools und mit Messungen auf stationären Brennkammerprüfständen entwickelt. Unter anderem sind die Materialüberprüfung (Thermoschocktest) und der Low-Cycle-Fatigue-Test Teile der Entwicklung. Die Untersuchung am Motorprüfstand unter Druckpulsationsbetrieb bei realen Temperaturen ergänzt die Turboladerentwicklung zur Bewertung des Verschleiß- und Akustikverhaltens.

Die Untersuchungen am Motorprüfstand sind zeit- und kostenintensiv, zudem ist bereits ein vollständig aufgebauter Motorprototyp erforderlich. Um diese Validierungstests bereits vor der Fertigstellung des Motors beginnen zu können, ist die Verlagerung der mechanischen Untersuchungen auf einen Komponentenprüfstand wünschenswert.

Im Gegensatz zu thermodynamischen Untersuchungen von Turboladern erfordert eine mechanische Validierung je nach Fragestellung eine exakte mechanische Anregung, welche durch die Druckpulsationen vor der Turbine verursacht werden. Diese sind auf einem herkömmlichen stationären Brennkammerprüfstand nicht gegeben. Um die Prüfmöglichkeiten eines stationären Brennkammerprüfstandes für derartige Untersuchungen zu erweitern, ist es Gegenstand dieser Arbeit einen Pulsationserzeuger zu entwickeln, welcher zwischen der stationär-betriebene Brennkammer und dem Turbolader installiert wird. Diese Einheit erzeugt Abgaspulsationen stromauf der Turbine, welche vergleichbar zu denen des zu entwickelnden realen Verbrennungsmotors sind.

Vor dem Auslegungsprozess des Pulsationserzeugers wurden mittels 1D-Simulationsmodellen von Drei-, Vier- und Sechszylindermotor Untersuchungen durchgeführt, welche den Einfluss von Auslegungsparametern des Verbrennungsmotors auf die Entstehung der Abgaspulsationen aufzeigen. Dazu ist eine Pulsationskennziffer Ψ_p definiert, die unter Berücksichtigung des minimalen und maximalen Drucks im Abgaspuls die Intensität der Pulsationen beschreibt:

- Mit abnehmender Zylinderzahl und sinkendem Abgasleitungsvolumen steigt Ψ_p und damit die Intensität der Abgaspulsationen an.
- Die Berechnung von Ψ_p im gesamten Motorkennfeld hat gezeigt, dass die höchsten Werte bei hohen Lasten und niedriger Motordrehzahl erreicht werden, also zum Beispiel dort wo das Wastegate beginnt zu regeln.

Eine Analyse von bereits veröffentlichten Messergebnissen von Konzepten zur Erzeugung von Abgaspulsationen hat gezeigt, dass die Verwendung von rotierenden Schlitzscheiben, Kugeln,

Zylindern und anderen Klappen oder der Einsatz eines vorhandenen Zylinderkopfes nicht zu einer ausreichend hohen Pulsationskennziffer Ψ_p führen, so dass die Neukonstruktion eines Pulsationserzeugers erforderlich wurde. Ziel ist es einen wesentlich flexibleren Einsatz der Einheit zur Abbildung der Pulsation für ein breites Spektrum an Verbrennungsmotoren unabhängig der Zylinderanzahl zu ermöglichen.

Die größte Herausforderung der Auslegung des Pulsationserzeugers ist die vom herkömmlichen Verbrennungsmotor stark abweichende Druckrandbedingung der stationären Brennkammer vor dem Auslassventil. Es gilt den im Vergleich zum Zylinderdruck deutlich niedrigeren und konstanten Brennkammerdruck in eine pulsierende Strömung umzuwandeln.

- Eine Vorauslegung hat gezeigt, dass ein Konzept mit Hubventil in Kombination mit einem Bypass die erforderlichen Strömungsquerschnitte zur Erzeugung von motorrealistischen Abgaspulsationen erbringen kann.
- Es werden acht Auslassventile gleichzeitig geöffnet, da zur Abbildung des Vorauslasstoßes bei dem konstanten Druck in der Brennkammer zeitweise ein vergleichsweise großer Strömungsquerschnitt in einem kleinen Nockenwellenwinkelbereich erforderlich ist.
- Jeder Abgaspuls des Verbrennungsmotors erfordert eine Umdrehung der Nockenwelle des Pulsationserzeugers. Bei Mehrzylindermotoren sind daher hohe Drehzahlen der Nockenwelle des Pulsationserzeugers erforderlich.
- Die Auslegung des Ventiltriebs führt zu einer Ventilhubkurve mit folgenden Daten:
 $h_{V,max,PE} = 2,6 \text{ mm}$, $\Delta\alpha_{\text{offen},1\text{mm},PE} = 50^\circ \text{NW}_{PE}$, $d_V = 28 \text{ mm}$
- Ein Bypass mit betriebspunktabhängig eingeregelter konstanter Strömungsquerschnitt ist zusätzlich zum Hubventil erforderlich.

Nach der Fertigung und der Inbetriebnahme des Pulsationserzeugers werden Motorprüfstandsversuche am Turbolader eines 1,0 L Dreizylindermotors dazu verwendet, die Erzeugung der Abgaspulsationen am Pulsationserzeuger zu validieren und den Übertrag der mechanischen Anregung durch Abgaspulsationen vom Verbrennungsmotor auf den Brennkammerprüfstand zu bewerten.

- Eine Lastvariation bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ von $p_{me} = 10 \text{ bar}$ bis $p_{me} = 20 \text{ bar}$ zeigt, dass in allen Betriebspunkten die Druckpulsationen hinreichend genau abgebildet werden:
 - Abgesehen von zyklischen Schwankungen wird der maximale Druck $p_{VT,max}$ am Pulsationserzeuger exakt auf die Werte vom Motorprüfstand eingeregelt.
 - Durch Einregeln des Drucks nach Turbine wird das Turbinendruckverhältnis zwischen Motorprüfstand und Pulsationserzeuger auf bis zu $\Delta\Pi_T = 0,05$ eingestellt.
- Mit $\Psi_{p,PE} = 1,19$ weicht der Pulsationserzeuger im LET-Betriebspunkt nur unwesentlich von den Werten des Dreizylindermotors ($\Psi_{p,M} = 1,21$) ab. Bekannte, bis dahin ausgeführte Konzepte erreichen Werte von $\Psi_p < 0,7$.

- Die Untersuchung der Wastegatedeckelbewegung mit Hochgeschwindigkeitskamera und Laservibrometer wurde am Motorprüfstand und am Pulsationserzeuger bei vergleichbaren Abgaspulsationen durchgeführt:
 - Die Nachbildung der Abgaspulsationen führt zu einer vergleichbaren mechanischen Anregung, was zu einer übereinstimmenden WG-Deckelbewegung führt (Differenz der resultierenden Bewegung am Serien-WG beträgt im Punkt der maximalen Auslenkung weniger als 3%).
 - Mit steigender Pulsationskennziffer Ψ_p nimmt die Deckelbewegung zu.
 - Eine um 22% erhöhte Aktuatorstangenmasse reduziert die Deckelbewegung bei Einsatz eines pneumatischen Wastegateaktuators um nahezu die Hälfte.
 - Der Einfluss vom Lagerspiel zwischen den Wastegatekomponenten auf die Deckelbewegung konnte durch die Entfernung der Feder und durch eine vergrößerte Bohrung gezeigt werden.
- Die Untersuchung der Wellenbahn des Turboladerlaufzeugs am Pulsationserzeuger führt zu vergleichbaren Ergebnissen wie am Motorprüfstand:
 - Die Größenordnung der Rotorauslenkung am Verdichterende ist vergleichbar mit Werten anderer bekannter Serienturbolader (Maximaler Grenzyklus im Betrieb: $D_{\max} \approx 350 \mu\text{m}$).
 - Die Bewegungsamplituden der 1. Ordnung der Turboladerdrehzahl (Unwucht) erreichen auf beiden Prüfständen Werte um $30 \mu\text{m}$.
 - Bewegungsamplituden im Frequenzbereich des inneren Ölwirbels sind auf beiden Prüfständen mit Werten unter $5 \mu\text{m}$ vernachlässigbar klein.
 - Im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels führen strukturelle Anregungen durch freie Massenkräfte und -momente am Motorprüfstand zu einer Synchronisation benachbarter Frequenzen. Zusätzlich reduzieren Interferenzen der benachbarten Frequenzen teilweise die Auslenkungsamplituden im Frequenzbereich des äußeren Ölwirbels. Im LET-Betriebspunkt fallen die Bewegungsamplituden am Pulsationserzeuger daher um etwa $2 \mu\text{m}$ größer aus.

Die Betriebssicherheit der Konstruktion des Pulsationserzeugers ist für maximale Abgastemperaturen von $T_{\text{BK,max}} = 700 \text{ }^\circ\text{C}$ experimentell nachgewiesen worden.

Neben Abgasturboladern können mit dem Pulsationserzeuger weitere Komponenten des Abgastrakts einer Verbrennungskraftmaschine untersucht werden (Abgaskrümmen, Komponenten der Abgasnachbehandlung, Dichtungen, Kompensatoren). Neben der Mechanik stellt auch die Akustik ein Anwendungsgebiet zur Untersuchung des NVH-Verhaltens dar. Ebenfalls kann die Messmethodik mit Pulsationserzeuger zur Validierung von Modellen der Mehrkörper- oder der 3D-CFD-Simulation genutzt werden.

A Ergänzungen zum Stand der Technik

A.1 Ergänzungen zur Untersuchung der Druckpulsation an den Verbrennungsmotoren

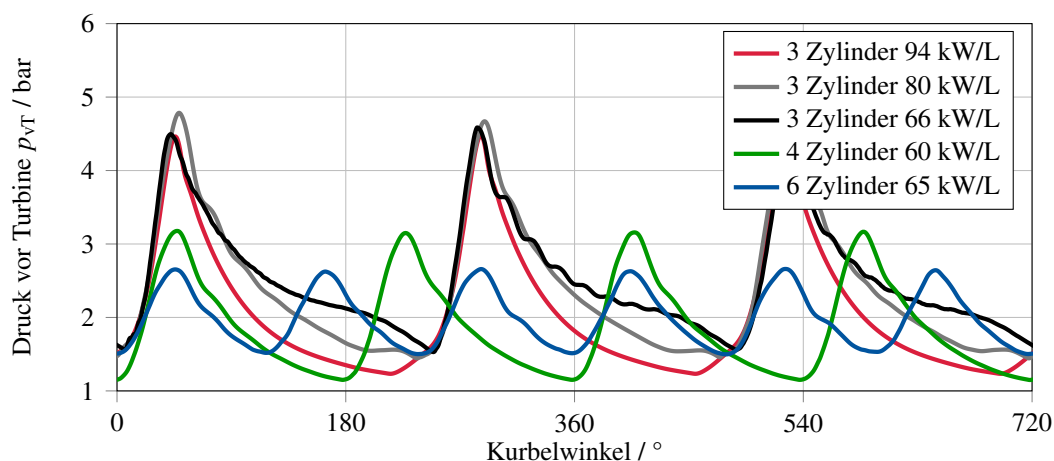


Abbildung A.1.1: LET: Abgaspulsationen vor Turbine für drei Motorbetriebspunkte von Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren

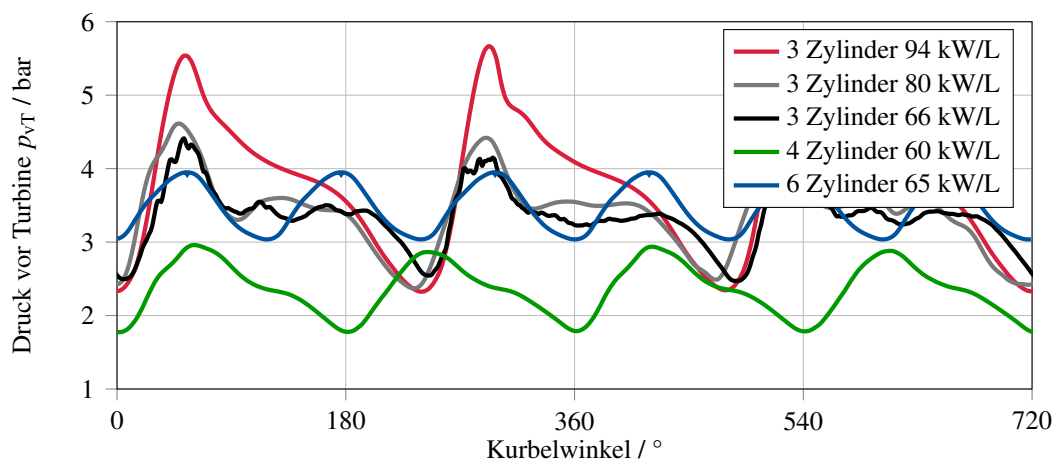


Abbildung A.1.2: Nennleistungspunkt: Abgaspulsationen vor Turbine für drei Motorbetriebspunkte von Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren

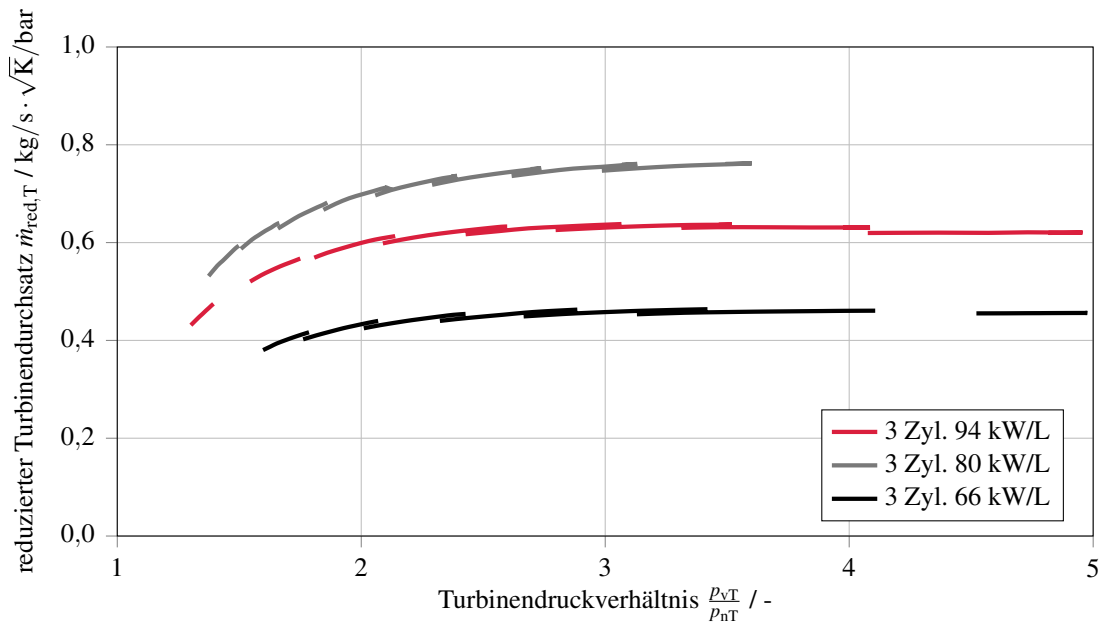


Abbildung A.1.3: Turbinendurchsatzkennfelder für die Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren aus den Abbildungen A.1.1ff

Tabelle A.1.1: Kennzahlen für die Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren aus Tabelle 2.1 für den LET-Betriebspunkt

Kennzahl	3-Zyl. 94 kW/L	3-Zyl. 80 kW/L	3-Zyl. 66 kW/L	4-Zyl.	6-Zyl.
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,23	1,45	1,53	1,15	1,51
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	4,46	4,78	4,58	3,18	2,64
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	2,19	2,39	2,53	1,87	1,99
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	3,24	3,34	3,05	2,02	1,13
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,133	0,124	0,143	0,073	0,039
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,025	0,024	0,014	0,018	0,023
Pulsationskennziffer Ψ_p	1,50	1,36	1,21	1,07	0,57
Pulsationsbeiwert α	0,84	0,85	0,90	0,81	0,95

Tabelle A.1.2: Kennzahlen für die Drei-, Vier- und Sechszylindermotoren aus Tabelle 2.1 für den Nennleistungspunkt

Kennzahl	3-Zyl. 94 kW/L	3-Zyl. 80 kW/L	3-Zyl. 66 kW/L	4-Zyl.	6-Zyl.
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	2,33	2,37	2,45	1,77	3,04
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	5,67	4,61	4,43	2,96	3,95
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	3,84	3,43	3,35	2,36	3,48
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	3,34	2,24	1,99	1,19	0,91
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,107	0,094	0,142	0,039	0,029
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,017	0,012	0,012	0,011	0,020
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,87	0,65	0,59	0,50	0,26
Pulsationsbeiwert α	0,92	0,95	0,96	0,96	0,99

A.2 Ergänzungen zur GT-Power Studie

Tabelle A.2.1: Kennzahlen der Drehzahlvariation n_M bei $p_{me} = 17$ bar

Kennzahl	1750 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	5500 min ⁻¹
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,14	1,36	2,31
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	2,87	3,26	4,58
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	1,59	2,05	3,37
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	1,73	1,90	2,28
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,07	0,05	0,07
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,01	0,01	0,01
Pulsationskennziffer Ψ_p	1,09	0,93	0,68
Pulsationsbeiwert α	0,71	0,83	0,94

Tabelle A.2.2: Kennzahlen der Drehzahlvariation n_M bei $p_{me} = 13$ bar

Kennzahl	1750 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	5500 min ⁻¹
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,02	1,17	1,65
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	1,94	2,41	3,19
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	1,24	1,59	2,36
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	0,92	1,24	1,54
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,03	0,04	0,05
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,01	0,01	0,01
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,74	0,78	0,65
Pulsationsbeiwert α	0,75	0,90	0,90

Tabelle A.2.3: Kennzahlen der Drehzahlvariation n_M bei $p_{me} = 10$ bar

Kennzahl	1750 min ⁻¹	3000 min ⁻¹	5500 min ⁻¹
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,00	1,06	1,28
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	1,40	1,64	2,30
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	1,10	1,25	1,71
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	0,40	0,58	1,01
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,02	0,02	0,04
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,01	0,00	0,00
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,36	0,46	0,59
Pulsationsbeiwert α	0,88	0,88	0,94

Tabelle A.2.4: Kennzahlen der Lastvariation p_{me} bei $n_M = 1750$ min⁻¹

Kennzahl	10 bar	13 bar	17 bar	20 bar	24 bar
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,00	1,03	1,15	1,28	1,44
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	1,40	2,02	2,90	3,72	4,64
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	1,10	1,27	1,60	1,95	2,36
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	0,40	0,99	1,75	2,44	3,20
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,02	0,04	0,07	0,09	0,12
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,01	0,01	0,01	0,02	0,02
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,36	0,78	1,09	1,25	1,36
Pulsationsbeiwert α	0,88	0,74	0,71	0,69	0,68

Tabelle A.2.5: Kennzahlen der Lastvariation p_{me} bei $n_M = 4000$ min⁻¹

Kennzahl	7 bar	10 bar	14 bar	17 bar	21 bar
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,03	1,06	1,27	1,49	1,93
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	1,49	1,72	2,77	3,52	4,86
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	1,20	1,30	1,84	2,30	3,13
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	0,46	0,65	1,50	2,04	2,93
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,02	0,03	0,04	0,06	0,08
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,00	0,00	0,01	0,01	0,02
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,38	0,50	0,82	0,89	0,94
Pulsationsbeiwert α	0,86	0,82	0,76	0,85	0,90

Tabelle A.2.6: Kennzahlen der Variation des Abgasleitungsvolumen V_K bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$

Kennzahl	63 %	100 %	188 %	250 %	313 %
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,39	1,44	1,48	1,56	1,20
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	4,85	4,62	4,10	3,74	2,75
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	2,34	2,35	2,36	2,30	1,73
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	3,47	3,18	2,62	2,18	1,55
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,13	0,12	0,11	0,10	0,08
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,02	0,02	0,01	0,01	0,01
Pulsationskennziffer Ψ_p	1,48	1,35	1,11	0,95	0,90
Pulsationsbeiwert α	0,83	0,85	0,88	0,91	-

Tabelle A.2.7: Kennzahlen der Variation des Abgasleitungsvolumens V_K bei $n_M = 4000 \text{ min}^{-1}$

Kennzahl	63 %	100 %	188 %	250 %	313 %
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,79	1,94	1,97	2,02	1,94
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	5,08	4,90	4,67	5,40	4,85
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	3,09	3,15	3,17	3,42	3,17
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	3,29	2,96	2,69	3,38	2,91
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,09	0,08	0,12	0,14	0,11
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,02	0,02	0,01	0,02	0,03
Pulsationskennziffer Ψ_p	1,06	0,94	0,85	0,99	0,92
Pulsationsbeiwert α	0,85	0,90	0,92	0,91	0,92

Tabelle A.2.8: Kennzahlen der Variation des Hub-Bohrungsverhältnisses $\frac{s}{D}$ bei $n_M = 1750 \text{ min}^{-1}$

Kennzahl	1,93	1,57	1,2	0,84	0,48
Minimaler Druck $p_{vT,min}$ / bar	1,46	1,45	1,44	1,44	1,45
Maximaler Druck $p_{vT,max}$ / bar	4,62	4,62	4,62	4,64	4,68
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	2,36	2,36	2,35	2,36	2,39
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	3,16	3,17	3,18	3,20	3,23
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Pulsationskennziffer Ψ_p	1,34	1,34	1,35	1,36	1,35
Pulsationsbeiwert α	0,86	0,86	0,85	0,85	0,85

Tabelle A.2.9: Kennzahlen der Variation des Hub-Bohrungsverhältnisses $\frac{s}{D}$ bei $n_M = 5500 \text{ min}^{-1}$

Kennzahl	1,93	1,57	1,2	0,84	0,48
Minimaler Druck $p_{vT,\min}$ / bar	2,35	2,32	2,31	2,29	2,29
Maximaler Druck $p_{vT,\max}$ / bar	4,56	4,57	4,58	4,60	4,63
Mittlerer Druck $p_{vT,av}$ / bar	3,37	3,37	3,37	3,39	3,42
Druckamplitude $A_{p_{vT}}$ / bar	2,22	2,25	2,28	2,30	2,33
Gradient ansteigende Pulsflanke G_1 bar/°KW	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Gradient abfallende Pulsflanke G_2 bar/°KW	0,01	0,01	0,01	0,01	0,01
Pulsationskennziffer Ψ_p	0,66	0,67	0,68	0,68	0,68
Pulsationsbeiwert α	0,94	0,94	0,94	0,94	0,94

Literatur

- [1] Jakob Andert, Feihong Xia, Serge Klein, Daniel Guse, Rene Savelsberg, Raul Tharmakulasingam, Matthias Thewes und Johannes Scharf: »Road-to-rig-to-desktop: Virtual development using real-time engine modelling and powertrain co-simulation«, in: *International Journal of Engine Research* 20.7 (2019), S. 686–695
- [2] R. Aymanns, J. Scharf, T. Uhlmann und D. Lückmann: »A Revision of Quasi Steady Modelling of Turbocharger Turbines in the Simulation of Pulse Charged Engines«, in: *16. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2011
- [3] Nicholas C Baines: *Fundamentals of turbocharging*, Bd. 1, Concepts NREC White River Junction, VT, 2005
- [4] Wolf-Dieter Bensinger: *Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren - Konstruktion und Berechnung der Steuerelemente*, Springer, 1955
- [5] V. Boxberger, R. Baar, M. Gern und R. Zimmermann: »Zwei-Zylinder vs. Vier-Zylinder - Analyse der Turbinenanströmung im pulsierenden Betrieb«, in: (2015)
- [6] TU Braunschweig und Leibniz Universität Hannover: »Abgaspulsation und Turboladerinteraktion«, in: *FVV-Vorhaben 1311 Projektbegleitender Ausschuss Nr. 3*, 2019
- [7] D Brookshire, N Manoharana, J Lovea und N Khannaa: »Development of Cummins Turbo Technologies In-tegrated M2 Two-Stage Architecture using Rotary Turbine Control (Holset RTC) Technology for the Cummins 5.0 L V8 Turbo-Diesel Engine«, in: *20. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2015
- [8] M. Capobianco und S. Marelli: *Transient Performance of Automotive Turbochargers: Test Facility and preliminary experimental Analysis*, Techn. Ber., University of Genoa, 2005
- [9] M. Capobianco, S. Marelli, F. Piscaglia und A. Onorati: *Unsteady Behavior in Turbocharger Turbines: Experimental Analysis and Numerical Simulation*, Techn. Ber., University of Genoa, 2007
- [10] N. Cappelaere, A. Dazin und G. Bois: *An industrial experimental Methodology for the unsteady Characterization of automotive Turbocharger*, Techn. Ber., Lille Laboratory of Mechanics, 2016
- [11] C. D. Copeland: »Turbine Performance Studies for automotive Turbochargers. Part 2: Unsteady Analysis«, Diss., Imperial College London, 2009
- [12] A. W. Costall, R. M. McDavid, R. F. Martinez-Botas und N. C. Baines: *Pulse Performance Modeling of a twin entry Turbocharger Turbine under full and unequal Admission*, Techn. Ber., Imperial College London, 2009

- [13] M. Cuniberti, D. Micelli, A. Stroppiana und C. Venezia: »Charging system for a small bi-cylinder engine: the TwinAir experience«, in: *16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2011
- [14] Felix Falke, Stefan Pischinger, Max Stadermann und Dominik Lückmann: »Innovativer Einsatz von Abgaspulsationen am Brennkammerprüfstand zur Entwicklung von Turboladern«, in: *MTZ-Motortechnische Zeitschrift* 11 (2021), S. 26–33
- [15] Felix Falke, Adrian Schlosshauer, Hendrik Ruppert, Max Stadermann, Richard Aymanns und Dominik Lückmann: »Transfer of turbocharger shaft motion behavior from engine testing to hot gas component testing«, in: *14th International Conference on Turbochargers and Turbocharging*, London, 2020
- [16] B. Franzke, P. Adomeit, F. Hoppe und B. Morcinkowski: »Lambda= 1 im gesamten Motorkennfeld«, in: *Ladungswechsel und Emissionierung 2018*, Springer, 2019, S. 50–72
- [17] K. Genuit: *Sound-Engineering im Automobilbereich: Methoden zur Messung und Auswertung von Geräuschen und Schwingungen*, Springer Berlin Heidelberg, 2010
- [18] D. Luis Miguel García-Cuevas Gonzáles: »Experiments and Modelling of automotive Turbochargers under unsteady Conditions«, Diss., Polytechnic University of Valencia, 2014
- [19] M. Kosch, S. Weiske, A. Coksen, U. Tomm, S. Münz und P. Lyttek: »Numerische Analyse und Optimierungsmethodik für eine pulsierend beaufschlagte Monoscroll Turbinenstufe«, in: *22. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2017
- [20] K. Kuhlbach, J. Mehring, D. Borrmann und R. Friedfeldt: »Cylinder head with integrated exhaust manifold for downsizing concepts«, in: *MTZ worldwide* 70.4 (2009), S. 12–17
- [21] S. Lauer: »Entwicklung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2005
- [22] F. Laurantzon, N. Tillmark und P. H. Alfredsson: *A pulsating Flow Rig for Analyzing Turbocharger Performance*, Techn. Ber., KTH Stockholm, 2010
- [23] P. Lyttek, H. Roclawski, M. Böhle und M. Gugau: »New modular test rig for unsteady performance assessment of automotive turbocharger turbines«, in: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbine Technical Conference and Exposition*, 2017
- [24] D. Lückmann: »Interaktion zweiflutiger Turbinen mit dem Verbrennungsmotor«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2016
- [25] Mahle-GmbH: *Ventiltrieb - Systeme und Komponenten*, Springer Verlag, 2013
- [26] Harvey J Meeusen: »Overhead cam valve train design analysis with a digital computer«, in: *SAE Transactions* (1967), S. 418–446

- [27] H. Mettig: *Die Konstruktion schnelllaufender Verbrennungsmotoren*, De Gruyter Lehrbuch, De Gruyter, 1973
- [28] H. Nguyen-Schäfer: *Rotordynamics of automotive turbochargers*, Springer, 2015
- [29] Hoil Park, Sangbong Eom, Youngkang Kim und Junyoung Hwang: »Experimental investigation on valve rattle noise of automotive electronic-wastegate turbochargers«, in: *Proceedings of the Korean Society for Noise and Vibration Engineering Conference*, The Korean Society for Noise und Vibration Engineering, 2013, S. 686–686
- [30] W. Pflaum und K. Mollenhauer: *Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine*, 1977
- [31] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 2010
- [32] S. Pischinger: *Grundlagen der Verbrennungsmotoren (Vorlesungsumdruck)*, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University, 2017
- [33] S. Pischinger: *Verbrennungskraftmaschinen I (VK1) (Vorlesungsumdruck)*, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University, 2017
- [34] S. Pischinger: *Verbrennungskraftmaschinen II (VK2) (Vorlesungsumdruck)*, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen RWTH Aachen University, 2017
- [35] S. Pischinger: *Vorlesungsumdruck: Verbrennungskraftmaschinen II*, 32. Auflage, RWTH Aachen University, 2019
- [36] Polytec: *Betriebsanleitung Fasergekoppelter Vibrometer Messkopf*, 2019
- [37] S. Reuter: »Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung«, Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010
- [38] Robert Bosch GmbH: *Ottomotor-Management*, Vieweg+Teubner Verlag, 2003
- [39] A. Romagnoli, R. F. Martinez-Botas und S. Rajoo: *Pulse Performance Modeling of a twin entry Turbocharger Turbine under full and unequal Admission*, Techn. Ber., Imperial College London, 2009
- [40] U. Rosenberger: »Optimierte Prüfmethode zur mechanischen Erprobung von Aufladeaggregaten«, Dissertation, TU Dresden, 2018
- [41] S. Sahay und G. LaRue: *Turbocharger rotordynamics instability and control*, Techn. Ber., Rotordynamic Instability Problems in High-Performance Turbomachinery, Texas, 1996
- [42] R. Sauerstein, D. Cempirkova, R. Hadas, M. Ruh, M. Stilgenbauer, R. Zahoransky und L. Takabatake: »A new generation of Turbochargers for gasoline engines for E100 fuel capability and high pulsation requirements for Wastegate control«, in: *20. Aufladetechnische Konferenz Tagungsband*, Dresden, 2015
- [43] J. Scharf: »Extended Turbocharger Mapping and Engine Simulation«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2010

- [44] FEV Software und Testing Solutions GmbH: *Informationsblatt: Virtual Dynamics - Powertraing and Driveline Dynamics in your Hands*, 2019
- [45] M. Stadermann, F. Falke, J. Perge, D. Lückmann, J. Starzmann, R. De Santis, D. Hemberger, J. Huh und T. Bamba: »Advanced Simulation and Testing Methods to Understand and Predict Wastegate Dynamics of a Double Scroll Turbine«, in: *25. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2020
- [46] M. Stadermann, T. Zimmermann, A. Schloßhauer, F. Falke, D. Lückmann, A. Aymanns, T. Uhlmann und J. Perge: »Novel methods to analyse the mechanical and thermodynamic behaviour of turbocharger wastegates«, in: *23. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2018
- [47] T. Uhlmann: »Vermessung und Modellierung von Abgasturboladern für die Motorprozessrechnung«, Dissertation, RWTH Aachen University, 2013
- [48] T. Uhlmann, D. Lückmann, B. Höpke, M. Stadermann, K. Kannan und R. Aymanns: »Design and matching process of turbochargers for passenger car gasoline engines«, in: *Fisitas F2014-CET-167*, 2014
- [49] N. Watson und M. Janota: *Turbocharging: The Internal Combustion Engine*, MacMillan, 1982
- [50] M. Wibmer, T. Schmidt, O. Grabherr und B. Durst: »Simulation of turbocharger wastegate dynamics«, in: *MTZ worldwide* 76.2 (2015), S. 28–31
- [51] Rainer Zimmermann: »Pulsierende Turbinenbeaufschlagung«, in: *FVV-Vorhaben 1103 Abschlussbericht*, 2016
- [52] K. Zinner: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Springer-Verlag, 1975
- [53] K. Zinner: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*, Springer-Verlag, 1985

Lebenslauf des Autors

Persönliche Daten

Felix Falke

Geboren am 17. Oktober 1988 in Kamp-Lintfort

Schulbildung

1994–1998 St. Peter Grundschule Rheinberg

1998–2008 Amplonius Gymnasium Rheinberg

Zivildienst

2008–2009 Rettungshelfer beim Deutschen Roten Kreuz Rettungswache Rheinberg

Studium

2009–2014 Bachelor Maschinenbau an der RWTH Aachen University mit der Vertiefungsrichtung Energietechnik

Bachelorarbeit Kennfeldmessung radialer Turbinen am Turbinenprüfstand (MAN Diesel & Turbo, Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme)

2014–2015 Master Energietechnik an der RWTH Aachen University mit der Vertiefungsrichtung Turbomaschinen/Strahlantriebe

Masterarbeit CFD gestützte Validierung eines Modellansatzes zur Berechnung des axialen Lagerschubs am Abgasturbolader (Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme)

Berufliche Tätigkeiten

2016–2022 Wissenschaftlicher Angestellter am Lehrstuhl für Thermodynamik mobiler Energiewandlungssysteme der RWTH Aachen University im Bereich Turboaufladung

seit 02/2022 Projektmanager Motor, Hybrid & Fuel Cell Powertrains bei der FEV Europe GmbH