

Untersuchungen an einem Vierzylindermotor mit  
aufgeprägter Dreizylinder Zündfolge mit der Möglichkeit  
der Zylinderzuschaltung – Potenziale und Konsequenzen

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Universität Kaiserslautern  
zur Verleihung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)**  
genehmigte  
**Dissertation**

von  
Herrn  
**Dipl.-Ing. Anton Schurr**  
aus Kurgan-Tjube

D 386  
Kaiserslautern 2022

Dekan: Prof. Dr.-Ing. Tilmann Beck  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner  
Berichterstatter: Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl  
Prof. Dr.-Ing. Bernd Sauer

Eingereicht am: 16.03.2022  
Mündliche Prüfung: 08.07.2022



# Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen des Fachbereichs Maschinenbau und Verfahrenstechnik der Technischen Universität Kaiserslautern. An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich bei meiner Arbeit unterstützt haben.

Zunächst möchte ich mich bei Herrn Prof. Rudolf Flierl für sein mir entgegengebrachtes Vertrauen bedanken.

Seinem Nachfolger Herrn Prof. Michael Günthner danke ich für die Zeit am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik und für den Vorsitz der Prüfungskommission.

Außerdem möchte ich mich bei Herrn Prof. Bernd Sauer für die Übernahme des Koreferats und das Interesse an meiner Arbeit bedanken.

Besonders möchte ich mich bei meinen Kollegen für die intensive Zeit am Lehrstuhl bedanken. Sie hat den Grundstein für viele Freundschaften gelegt, die mir stets die Motivation gaben auch anspruchsvolle Aufgaben mit Freude zu meistern. Ich habe jeden Tag sehr gerne am Lehrstuhl verbracht und bin stolz ein Teil des Instituts gewesen zu sein.

Ein großer Dank geht an Andreas Barrois für seine Unterstützung auf meinem Weg als Student zum Mitarbeiter und darüber hinaus.

Danke an Peer Lege und David Woike für die angenehme Zusammenarbeit als direkte Bürokollegen und die sich daraus entwickelte Freundschaft.

Für das Kontrolllesen meiner Arbeit und für die wertvollen Hinweise dazu, herzlichen Dank an Arne Temp und Peer Lege.

Einen besonderen Platz in meiner Erinnerung nehmen die fachlichen aber auch privaten Gespräche mit Alexander Scholz, Daniel Hosse, Thomas Buitkamp, Tim Beutler und Thorsten Fuchs im Kaffeezimmer des Lehrstuhls ein. Diese waren stets ein Quell der Inspiration für mich. Besonders Florian Müller danke ich für seine Unterstützung am Motorprüfstand.

Den ehemaligen Mitarbeitern Mark Paulov, Frederic Lauer und Jan Rommelfanger danke ich für die herzliche Aufnahme am Lehrstuhl.

Der nachfolgenden Generation an Lehrstuhlmitarbeitern Tim Beutler, Matthias Thees und Matthias Kohr danke ich für die weiterführende Unterstützung während und nach meiner Zeit als Mitarbeiter.

Mein Dank gilt vor allem auch meiner Familie, die mich stets in meinem Vorhaben unterstützt und gefördert hat.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Freundin Claudia Lehmann bedanken, die mir vor allem am Ende meines Weges die nötige Unterstützung gegeben hat.

Kaiserslautern im November 2022

Anton Schurr

## Kurzfassung

In dieser Arbeit wird ein neuartiges Zylinderzuschaltkonzept vorgestellt, welches auf einem in Großserie produzierten Vierzylinder-Turbomotor beruht. Durch Verwenden einer Kurbel- und Nockenwelle mit Dreizylinder-Zündfolge und entsprechenden Zündabständen, werden zwei Zylinder parallel betrieben. Im Standardmodus bleibt ein parallellaufender Zylinder abgeschaltet. Dies erzeugt eine Lastpunktverschiebung, welche auf einen größeren Bereich wirkt, als bei einer vergleichbaren Zweizylinderabschaltung. Der Leerlaufbetrieb wird ermöglicht. Die Aufladung bleibt auch mit drei aktiven Zylindern funktionsfähig und macht eine Zuschaltung des vierten Zylinders nur bei Anforderung des maximalen Drehmoments nötig. Durch das überhöhte Impulsangebot am Turbolader bei gleichzeitigen Ausschleiben von zwei Zylindern, wird das maximale Drehmoment schon bei niedrigeren Drehzahlen erreicht. Der Abschaltbereich weitet die Kraftstoffverbrauchsvorteile in den Bereich des neuen Zulassungszyklus aus. Die Restgasentkopplung durch die Zündabstände zusammen mit späten Einlassschließzeitpunkten, reduzieren die Klopfneigung. Die Verbrauchsvorteile wirken sich auf den gesamten Kennfeldbereich bis in den Betrieb mit vier aktiven Zylindern aus.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird das neue Motorkonzept erarbeitet und die nötigen Anpassungen aufgezeigt. Die Entwicklung der Kurbelwelle wird diskutiert und eine neu entwickelte Methode zur Kurbelwellenauslegung geht auf die Besonderheiten dieser Kurbelwelle ein. Für die Anpassung der Steuerzeiten wird eine neue Methode zur Erzeugung von Hubkurven in analytischer Form hergeleitet. Diese Methode trägt zur Entwicklung glatter Übertragungsfunktionen auch über den Bereich der Verbrennungskraftmaschinen bei.

Anschließend werden die Ergebnisse der Prüfstandmessungen des Prototypenmotors beschrieben und bewertet. In Spreizungsvariationen an zwei verschiedenen Lastpunkten werden die Effekte der Lastpunktverschiebung auf die Restgasverträglichkeit aufgezeigt und die Auswirkung auf den Kraftstoffverbrauch bewertet. Weiter wird das neue Brennverfahren dargestellt, die Vorteile betrachtet und auf die bestehenden Herausforderungen eingegangen.

Abschließend werden die gewonnenen Erkenntnisse aus der Kennfeldvermessung dargestellt und dienen zum Abgleich eines Simulationsmodell, welches in der Lage ist, eine Bewertung des neuen Motorkonzept in zulassungsrelevanten Zyklen erlaubt.

## Abstract

This thesis shows a novel concept of cylinder activation, which is based on a mass-produced four-cylinder turbo engine. By using a crankshaft and camshaft with a three-cylinder firing order and corresponding firing intervals, two cylinders are operated in parallel. In standard mode, one parallel-running cylinder remains deactivated. This creates a load point shift that affects a wider range than a comparable two-cylinder deactivation. Idling operation is made possible. Turbocharging remains functional even with three active cylinders and makes it necessary to activate the fourth cylinder only when maximum torque is required. Due to the increased momentum available at the turbocharger when two cylinders are simultaneously expelling, the maximum torque is already achieved at lower engine speeds. The deactivation range extends the fuel consumption advantages into the region of the new approval cycle. The residual gas decoupling due to the increased ignition intervals, combined with late intake valve closing timings, reduce the knock tendency. The fuel consumption advantages affect the entire engine map range all the way into operation with four active cylinders.

In the first part of this thesis, the new engine concept is developed and the necessary modifications are shown. The development of the crankshaft is discussed and a newly created method for crankshaft design addresses the special features of the new crankshaft. A novel method for the analytical generation of valve lift curves is derived for the modification of the valve timing. This method contributes to the design of smooth transfer functions also over the field of internal combustion engines.

Subsequently, the results of the test bench measurements of the prototype engine are described and evaluated. The effects of the load point shift on the residual gas tolerance are shown in variations of spread at two different load points and the effect on the fuel consumption is evaluated. Furthermore, the new combustion system is presented, the advantages are considered and the present challenges are addressed.

Finally, the findings from the map measurement are depicted and serve to adapt a simulation model that is capable of evaluating the new engine concept in certification-relevant cycles.

# Inhaltsverzeichnis

<b>Kurzfassung</b> .....	<b>I</b>
<b>Abstract</b> .....	<b>II</b>
<b>Inhaltsverzeichnis</b> .....	<b>III</b>
<b>1 Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik</b> .....	<b>4</b>
2.1 Variabilität im Ventiltrieb .....	4
2.2 Direkteinspritzung .....	7
2.3 Abgas-Turbo-Aufladung .....	9
2.4 Lastpunktverschiebung .....	10
2.4.1 Downsizing .....	11
2.4.2 Zylinderabschaltung .....	13
<b>3 Ziel der Arbeit</b> .....	<b>16</b>
<b>4 Theoretische Grundlagen</b> .....	<b>17</b>
4.1 Vier-Takt-Prozess .....	17
4.2 Kenngrößen .....	17
4.3 Vergleichsprozess .....	23
4.4 Ladungswechsel .....	27
4.5 Verbrennung .....	33
4.6 Klopfen .....	36
4.7 Verlustanalyse .....	39
4.8 Emissionen .....	46
4.9 Kurbeltrieb .....	51
4.10 Ventiltrieb .....	53
<b>5 Motorkonzept</b> .....	<b>58</b>
5.1 Kurbelwelle .....	60
5.2 Nockenwellen .....	66
5.3 Steuerzeiten .....	68
5.3.1 Überschneidung .....	68
5.3.2 Einlassschließen .....	69
5.3.3 Auslassöffnen .....	70

5.3.4	Ein- und Auslasshubauslegung .....	71
<b>6</b>	<b>Diskussion der Ergebnisse .....</b>	<b>73</b>
<b>6.1</b>	<b>Versuchsaufbau .....</b>	<b>73</b>
<b>6.2</b>	<b>Teillastbetrieb .....</b>	<b>76</b>
6.2.1	Lastpunktverschiebung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ .....	76
6.2.2	Verlustteilung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	80
6.2.3	Restgasverträglichkeit bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	85
<b>6.3</b>	<b>Aufladebetrieb .....</b>	<b>92</b>
6.3.1	Spülender Betrieb .....	92
6.3.1.1	Überschneidungsphase .....	92
6.3.1.2	Spülender Ladungswechsel im modifizierten 3-Zylinder-Betrieb .....	97
6.3.1.3	Spülender Ladungswechsel im modifizierten 4-Zylinder-Betrieb .....	99
6.3.1.4	Vergleich .....	103
6.3.2	Niedrigdrehzahlbetrieb .....	105
6.3.3	Low-End-Torque .....	109
<b>6.4</b>	<b>Auslassteuerzeit .....</b>	<b>113</b>
<b>6.5</b>	<b>Betrachtung des Abschaltbetriebes .....</b>	<b>115</b>
6.5.1	Reibung im Abschaltbetrieb .....	118
<b>6.6</b>	<b>Kennfeldvermessung .....</b>	<b>121</b>
6.6.1	Ladungswechsel .....	123
6.6.2	Verbrennung .....	128
6.6.3	Emissionen .....	131
6.6.4	Spezifischer Verbrauch .....	134
<b>6.7</b>	<b>Verlustanalyse .....</b>	<b>136</b>
<b>6.8</b>	<b>Fahrzyklussimulation .....</b>	<b>138</b>
<b>6.9</b>	<b>Möglichkeiten zur Weiterentwicklung .....</b>	<b>143</b>
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>144</b>
<b>8</b>	<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>148</b>
<b>9</b>	<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>151</b>
<b>10</b>	<b>Literatur .....</b>	<b>158</b>
<b>11</b>	<b>Anhang .....</b>	<b>169</b>
11.1	Kurbeltrieb .....	169
11.1.1	Rotatorischer Ausgleich der ersten Ordnung .....	176

---

11.1.2	Ausgleichswellen .....	179
11.1.3	Kräfte- und Momentenbilanz am Motorblock .....	183
11.1.4	Zusammenhänge für die Kurbelwellenauslegung .....	185
<b>11.2</b>	<b>Erweiterter rotatorischer Ausgleich .....</b>	<b>188</b>
11.2.1	Ausgleichswellen .....	192
<b>11.3</b>	<b>Hubkurvenauslegung .....</b>	<b>194</b>
11.3.1	Neue Hubauslegung .....	198
11.3.3	Zusammenhänge für die Hubkurvenauslegung .....	200
<b>Betreute studentische Arbeiten.....</b>		<b>201</b>
<b>Lebenslauf.....</b>		<b>203</b>

# 1 Einleitung

In der heutigen Zeit sieht sich die Automobilbranche mit dem gesteigerten Umweltbewusstsein der Öffentlichkeit konfrontiert. Zu den bekannten Anforderungen wie Leistung, Komfort, Kosten und der Sicherheit im Straßenverkehr steigt die Nachfrage nach umweltfreundlicher, individueller Mobilität. Neben den reglementierten schadhafte Emissionen sind es vor allem die CO<sub>2</sub>-Emissionen, die in öffentlichen Diskussionen die entscheidende Rolle einnehmen. Erstmals einigten sich die teilnehmenden Länder auf der 21. UN-Klimakonferenz in Paris im Jahr 2015 auf das verbindliche Ziel, die globale durchschnittliche Temperatur nicht höher als 1,5°C über den vorindustriellen Wert ansteigen zu lassen [1]. CO<sub>2</sub> ist laut Weltklimarat (IPCC<sup>1</sup>, [2]) als Hauptquelle des anthropogenen Treibhauseffekt identifiziert. Der Verkehrs- und Transportsektor trägt mit 14% [3] einen erheblichen Anteil an den CO<sub>2</sub>-Emissionen anthropogener Quellen bei. In den Jahren 2019 und 2020 machten PKWs mit Ottomotoren<sup>2</sup> mehr als 64% der Neuzulassungen in der EU aus [4] und werden ungeachtet des Trends zu elektrifizierten Antriebssträngen auch in den nächsten Jahren einen großen Beitrag zur Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen leisten müssen.

Der in der Europäischen Union geltende Grenzwert für den spezifischen Flottenverbrauch für PKWs eines Herstellers liegt seit 2020 bei 95  $\frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}$  [5, 6]. Pro Fahrzeug und zusätzliche Überschreitung ( $\frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}$ ) des Grenzwerts fallen 95 Euro Strafe für den Hersteller an. Zusätzlich bepreist die Bundesregierung ab 2021 eine Tonne CO<sub>2</sub> zunächst mit 25 Euro. Danach steigt der Preis schrittweise bis auf 55 Euro in 2025 an [7]. Dies bedeutet eine weitere Verteuerung des Benzinpreises in der Zukunft. Für die Fahrzeughersteller ergeben sich somit monetäre Anreize weitere Investitionen in die Verringerung des Kraftstoffverbrauchs und die CO<sub>2</sub>-Reduktion zu tätigen.

In der EU wurde seit 1996 der „Neue Europäischen Fahrzyklus“ (NEFZ) eingesetzt, um den Kraftstoffverbrauch aus den CO<sub>2</sub>-Emissionen zu bestimmen. Der NEFZ besteht aus synthetischen Fahrmanövern mit moderaten Beschleunigungen und konstanten Geschwindigkeitsniveaus. Dies führt zu hohen Zeitanteilen bei niedrigen Motorlasten.

---

<sup>1</sup> Der Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC, Zwischenstaatlicher Ausschuss für Klimaänderungen), im Deutschen oft als „Weltklimarat“ bezeichnet.

<sup>2</sup> Zusätzlich Ottomotoren in Plug-in Hybrid und Hybrid-Elektrischen Antriebstopologien

Historisch wird der Lastpunkt  $n = 2000 \text{min}^{-1}$  und  $p_{me} = 2 \text{bar}$  als Vergleichspunkt für Saugmotoren im NEFZ herangezogen. Maßnahmen, die eine Verbrauchsverbesserung in diesem Vergleichspunkt mit sich bringen, zeigen zu großem Anteil diese Verbesserung auch im korrespondierenden Ergebnis im NEFZ.

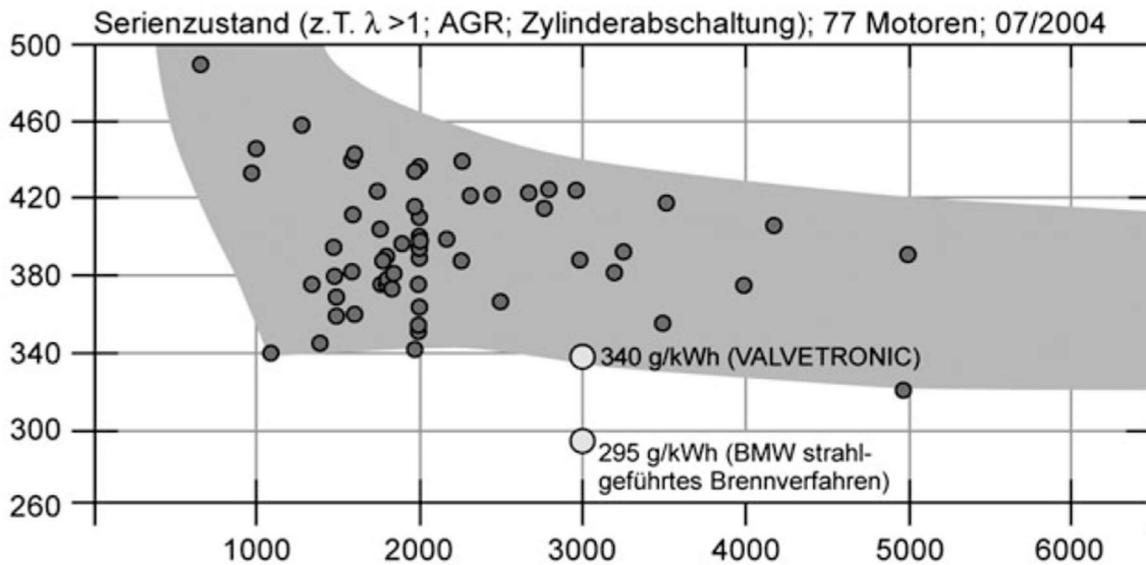


Abbildung 1: FEV-Streuband – Kraftstoffverbrauch bei  $n=2000 \text{min}^{-1}$  und  $p_{me}=2 \text{bar}$  [8]

Abbildung 1 veranschaulicht dazu das FEV-Streuband, Stand 2004, für diesen Vergleichspunkt über Hubraum dargestellt. Die untere Grenze beschreiben Motoren mit Technologien, die mit Hinblick auf diesen Vergleichspunkt entwickelt und optimiert wurden. Dazu gehören z. B. vollvariable Ventiltriebe (VALVETRONIC,[9–11]) und geschichtete Brennverfahren mit magerer Verbrennung [12]. Dies sind jeweils Maßnahmen zur Reduzierung von Ladungswechselarbeit.

Besonders die Lastpunktverschiebung stellt ein entscheidendes Konzept dar, den Kraftstoffverbrauch im NEFZ-Vergleichspunkt zu reduzieren. Der relativ hohe Anteil der Ladungswechselarbeit und Reibung bei niedriger Last wird mit einer Verschiebung zu höheren Lastpunkten verringert. Dies kann durch die Reduzierung des Hubraums erreicht werden. Auch eine Vergrößerung der Getriebeübersetzung an der Antriebsachse führt zu einer Lastpunktverschiebung. Der Lastpunkt wird zu kleineren Drehzahlen bei höherer Last verschoben. Um weiterhin das gleiche Leistungsniveau darzustellen, haben sich dadurch auch Abgas-Turboaufladung und Benzindirekteinspritzung am Markt etabliert. Zusammengefasst werden diese Trends „Downsizing“ und „Downspeeding“ genannt.

Verbrauchspotentiale bei immer kleiner werdenden Hubräumen sind im oberen Lastbereich durch „klopfende“ Verbrennung begrenzt. Die Folgen bei hohen Downsizing-

Graden sind Kompromisse hinsichtlich des Verdichtungsverhältnis. Das ohnehin reduzierte Verdichtungsverhältnis im Vergleich zu leistungsäquivalenten Saugmotoren bedingt einen Betrieb bei reduziertem thermischem Wirkungsgrad im gesamten Kennfeld. Auch fordern hohe Leistungsdichten weitere Maßnahmen, um die steigenden Temperaturen im Abgassystem zu begrenzen. Im simpelsten Fall muss aus Gründen des Bauteilschutzes mit Mehreinsatz von Kraftstoff die maximal zulässige Temperatur im Abgassystem eingestellt werden. Dies verringert den Wirkungsgrad besonders bei zügiger Autobahnfahrt, was der Kunde am Kraftstoffverbrauch merkt.

Eine weitere Art der Lastpunktverschiebung stellt die Zylinderabschaltung dar. Bei ausgeführten Vierzylindermotoren wird heute die Hälfte der Zylinder abgeschaltet. Dies wird erreicht durch die Deaktivierung der Einspritzung einzelner Zylinder. Zusätzlich wird durch Umschaltelemente im Ventiltrieb der Ladungswechsel abgeschaltet [13, 14]. Die übrigen Zylinder werden soweit in der Last verschoben bis das gleiche Antriebsdrehmoment erreicht ist. Komfortbedingt wird der Leerlaufbetrieb mittels heutigen Abschaltkonzepten nicht dargestellt. Auch reichen zwei aktive Zylinder nicht aus, einen Betrieb über der saugmotorischen Volllast zu ermöglichen. Es steht nur ein kleiner Kennfeldbereich zu Verfügung die Potentiale der Zylinderabschaltung zu nutzen. Seit 01.09.2018 ersetzt der „**Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle**“ (**WLTC**) den „Neuen Europäischen Fahrzyklus“ (**NEFZ**) als Testzyklus zur Ermittlung des Kraftstoffverbrauchs aus den CO<sub>2</sub>-Emissionen der in der EU zugelassener Fahrzeuge. Im neuen Testzyklus werden die synthetischen Fahrmanöver ersetzt durch ein realitätsnahes, dynamisches Profil. Die für die Zulassung relevanten Kennfeldbereiche werden zu höheren Lasten verschoben. Dies stellt neue Anforderungen an klassische Downsizing- und Abschaltkonzepte, die ihr größtes Potenzial im NEFZ zeigten.

## 2 Stand der Technik

Grundsätzlich werden Technologien erforscht und zur Serienreife entwickelt, die den Kompromiss aus Kundenwünschen, Kosten und gesetzlichen Rahmenbedingungen im Anwendungsfall am besten auflösen. Im Folgenden werden Schlüsseltechnologien angeführt, die für diese Arbeit den Stand der Technik darstellen.

### 2.1 Variabilität im Ventiltrieb

Nockenwellenversteller/Phasensteller:

Ein Nockenwellenversteller oder auch Phasensteller genannt, ermöglicht es die Einlass- oder auch Auslassnockenwelle über einem variabel einstellbaren Versatzwinkel mit dem Kurbeltrieb zu verbinden und somit die Einlass- oder Auslassspreizung zu verstellen.

Die entstehende Variabilität löst unterschiedlichste Zielkonflikte in der Auslegung von Ottomotoren auf. Daher ist diese Variabilität nicht mehr wegzudenken und ist an einer großen Bandbreite von Innovationen beteiligt. Unter anderem zählt dazu:

- Liefergradanhebung durch Ausnutzung der Druckwellendynamik bei Saugmotoren durch ein variabel steuerbares Einlassschließen im Hochdrehzahlenbereich, bei gleichzeitiger maximalem Liefergrad im Niederdrehzahlbereich
- Einstellung der verbrauchsoptimalen Spreizung in der Teillast bei gleichzeitiger Ermöglichung des Leerlaufbetriebs
- Restgassteuerung
- Scavenging (Durchspülen) für ein früheres Anspringen des Abgasturboladers.

Bei gängigen Ausführungen ist der Stator mittels konstanter Übersetzung mit dem Steuertrieb verbunden und dreht somit mit halber Drehzahl des Kurbeltriebs. Zwischen Stator und Rotor befindet sich eine Verstelleinrichtung, welche die relative Lage der beiden Teile einzustellen vermag. Häufige Anwendungen sind hydraulisch ausgeführt, z. B. als Flügelzellenphasensteller, wie in Abbildung 2 links zu sehen. Hier wird über ein elektrisch angesteuertes Magnetventil druckbehaftetes Öl an Funktionsflächen geleitet, die die Verstellung bewerkstelligen. Die Weiterentwicklung mittels eines rein elektrisch ausgeführten Verstellers verspricht dabei schnellere Verstellgeschwindigkeiten auch bei niedrigen Motortemperaturen. Dabei übernimmt z. B. in einem Planetenradgetriebe das

äußere Rad die Aufgabe des Stators. Die Planeten sind starr im Rotor gelagert. Das Sonnenrad wird dabei elektrisch mit gleicher Drehzahl betrieben. Durch kurzzeitige Drehzahländerung kann somit der Phasenwinkel geändert werden [15].

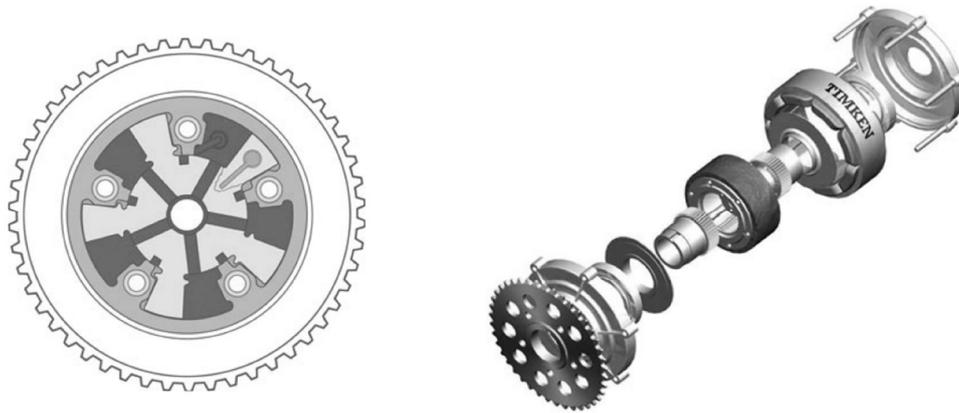


Abbildung 2: Flügelzellenphasensteller der Fa. HILITE [16] - links; Elektrischer Phasensteller von Timken Company [17] - rechts

Schaltbare Ventilsteuerungen:

Die Funktion von Hubumschaltssysteme besteht darin, den Nockenfolger auf eine anderen Nockenkontur zu schalten. Es gibt verschiedenste Ansätze, wie dies geschehen kann. Ein Schiebenockensystem, wo zwei unterschiedliche Nockenkonturen auf Hülsen axial verschiebbar auf der Nockenwelle gelagert sind, findet bei Audi seit mehreren Jahren auf der Auslassseite [18] und später auch auf der Einlassseite [19] Verwendung. Bei VW ermöglicht solch ein System unter anderem eine Deaktivierung zweier Zylinder im Betrieb [20].

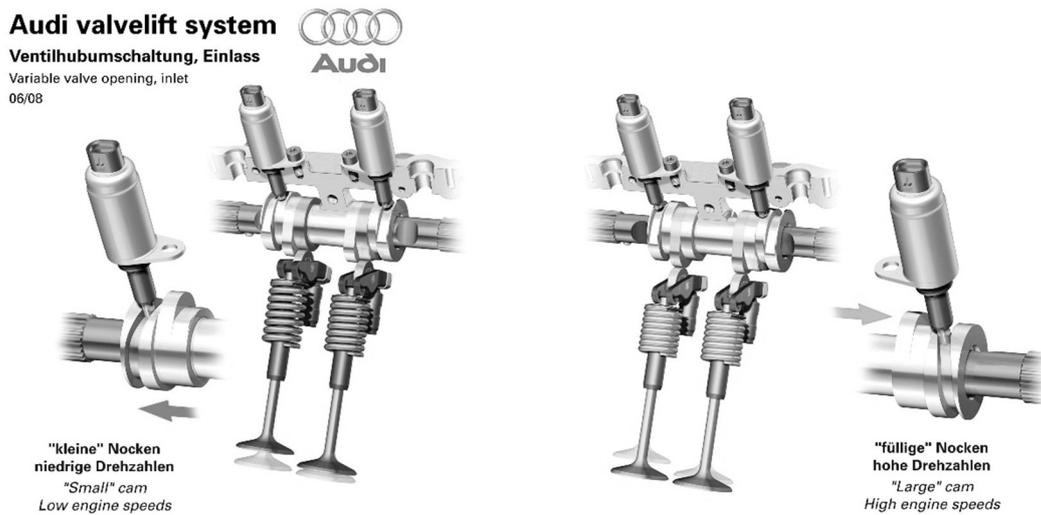


Abbildung 3: Ventilhubumschaltung AVS der AUDI AG [19]

Eine weitere gängige Ausführung sind Umschalthebel in Form einer schaltbaren Verbindung von Nockenfolgerrolle und Rollenschlepphebel. Im nicht verbundenen Zustand wird die Hauptnockenkontur nicht auf das Ventil übertragen und entweder eine zweite Kontur kommt in Eingriff oder eine komplette Deaktivierung ist die Folge. In Abbildung 4 sind dazu einige Umschalthebel dargestellt.



Abbildung 4: Umschalthebel (von links nach rechts) der Fa. MAHLE [21], EATON [22] und DELPHI [15]

Weiter gibt Ausführungen, die eine Absenkung des Lagerpunktes des Rollenschlepphebels vorsehen und über ein gezieltes Stellen des hydraulischen Ausgleichstößels funktionieren. Eine Lösung zur Hubumschaltung ist über ein hydraulisches Tassenelement im PORSCHE 911 seit 2001 in Serie [23].

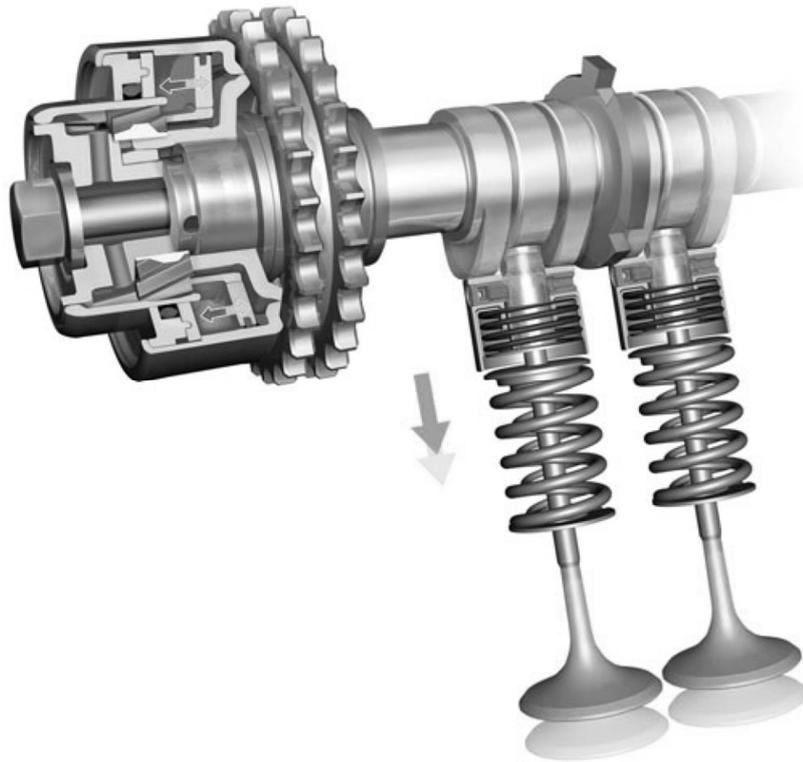


Abbildung 5: Umschalttasse PORSCHE VARIOCAM PLUS [15]

## 2.2 Direkteinspritzung

Unter Direkteinspritzung (DI, Direct Injection) versteht man das Einbringen des Kraftstoffs direkt in den Brennraum und stellt somit eine interne Gemischbildung dar. Im Gegensatz dazu steht die externe Gemischbildung, wie es z. B. die Saugrohreinspritzung und Vergaser (historisch bei PKWs) sind. Die DI muss die Verdampfung des Kraftstoffs und die Durchmischung mit der Frischluft in weniger Zeit im Vergleich zu einer externen Gemischbildung bewerkstelligen, siehe Abbildung 6 linke Seite.

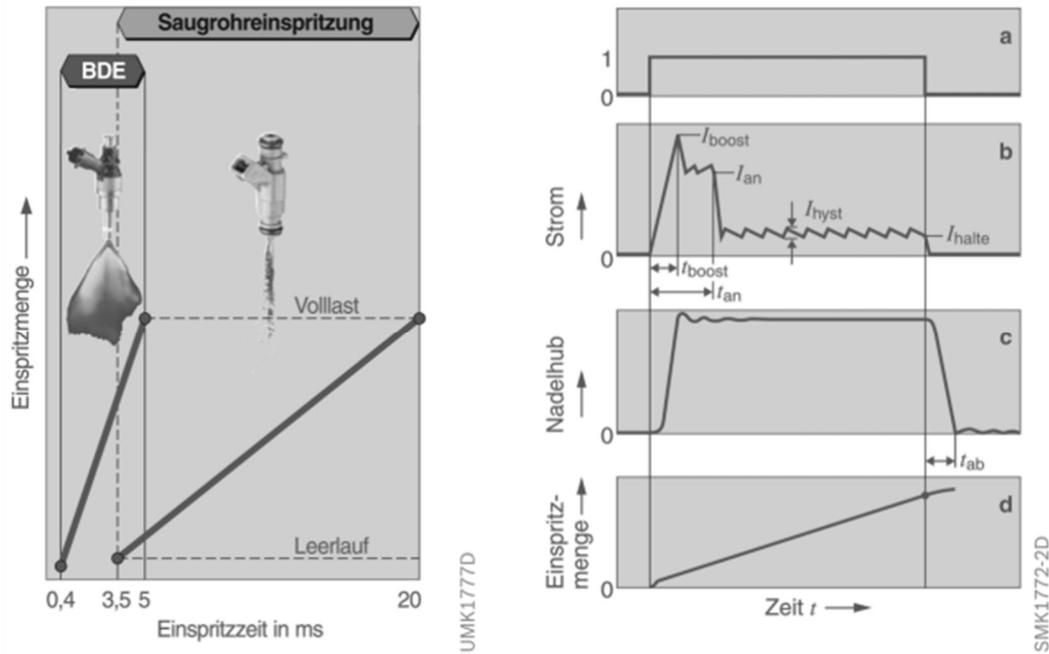


Abbildung 6: Vergleich der Einspritzzeiten von Benzin-Direkteinspritzung und Saugrohreinspritzung - links; Ansteuerung des Hochdruck-Einspritzventils HDEV der ROBERT BOSCH GmbH - rechts (a Ansteuersignal, b Stromverlauf im HDEV, c Nadelhub, d eingespritzte Kraftstoffmenge) [24]

Das Druckniveau von gewöhnlichen Kraftstoffpumpen (ca. 6bar) reicht hierfür nicht aus, sodass von einem höherem Kraftstoffdruckniveau eingespritzt werden muss. Hierzu besitzen Otto-DI-Motoren immer eine Hochdruckpumpe (HDP), die häufig über spezielle Nocken auf der Nockenwelle und einem oder mehreren abgreifenden Stößel drehzahlgerecht die nötige Menge bei gewünschtem Druckniveau (8-50 MPa) liefert. Hierzu muss Arbeit aufgewendet werden, die als Verlust in der Gesamtbilanz auftaucht. Zu den Vorteilen der DI zählt vor allem das bessere Emissionsverhalten im Kaltstart, da bei externer Gemischbildung ein erheblicher Anteil des Kraftstoffs einen Wandfilm an den kalten Wandungen außerhalb des Brennraums bilden. Dieser Wandfilm erschwert eine genaue Regelung auf eine stöchiometrische Verbrennung, die unbedingt notwendig für die Emissionierung ist. Außerdem entstehen durch die interne Einbringung des Kraftstoffs weitere Freiheitsgrade hinsichtlich Einspritzzeitpunkt und Einspritzhäufigkeit, wodurch neue Brennverfahren möglich werden.

Im Ottobereich werden häufig Spuleninjektoren verwendet. Diese erzeugen über Spulen die benötigte Beschleunigung eines Ankers, um eine Nadel in axialer Richtung zu bewegen. Dieser Nadelhub gibt einen Querschnitt frei, durch den Kraftstoff in den Brennraum strömen kann. Weitere Ausführung verwenden den piezoelektrischen Effekt, um über eine angelegte Spannung eine räumliche Ausdehnung in den piezoaktiven Bauteilen zu

erzeugen, die wiederum ein querschnittsfreigebendes Übertragungsglied ansteuern. Im Gegensatz zu Injektoren für eine Saugrohreinspritzung benötigt die Ansteuerung von DI-Injektoren spezielle Leistungselektronik im entsprechenden Steuergerät, vergleiche Abbildung 6 rechte Seite.

### 2.3 Abgas-Turbo-Aufladung

Neben einer Anhebung des Hubvolumens, ergibt sich mittels Verdichtung der Ansaugluft ein weiterer Pfad die mechanische Leistung einer Verbrennungskraftmaschine zu steigern. Dabei ist es vor allem die Turbo-Aufladung, welche großflächigen Einzug in den Ottomotor fand. Der „Turbolader“ besteht aus einer Radialturbine und einem Radialverdichter, die über eine Welle verbunden sind. Getrieben durch die Enthalpie der Verbrennungsabgase, erzeugt die Turbine die nötige Antriebsleistung für den Verdichter auf der Ansaugseite. Für die strömungsmechanische Funktionsweise sei auf die weiterführende Fachliteratur verwiesen [25–27]. Weiter werden hier wichtige Zusammenhänge besonders für die ottomotorische Verwendung angeführt.

Über eine stellbare Klappe, das sogenannte Wastegate, kann Abgas an der Turbine vorbeigeführt und somit der Ladedruck auf der Einlassseite gesteuert werden. Es ist notwendig eine Abstimmung von Turbine, Verdichter und Ladungswechsel darzustellen, die in einem weiten Kennfeldbereich den Gesamtwirkungsgrad nicht unverhältnismäßig verschlechtert.

Eine weitere Randbedingung stellt das Low-End-Torque-Verhalten dar. Das maximale Drehmoment wird dabei schon bei niedrigeren Drehzahlen erreicht, um dem spontanen Anspringen eines Saugmotors näher zu kommen. Es kommt im ottomotorischen Einsatz daher meist zu Ausführungen mit kleiner Turbine, die bei niedrigen Drehzahlen ein hohes Drehmoment erzeugen. Durch enge Querschnitte in der Abgasführung können auch die Einzelimpulse der Zylinder genutzt werden, um ein schnelleres Anspringen der Turbine zu beschleunigen. Dadurch kommt es bei höheren Durchsätzen zu größeren Strömungsverlusten und der Wirkungsgrad der Aufladung sinkt. Es kommt zu mehr Abgasgegendruck bei gleicher Aufladung und somit zu erhöhter Ladungswechselerbeit.

Ein erhöhter Ansaugdruck, bzw. der daraus resultierende Druck bei Zündung, wirkt sich negativ auf die Klopfneigung aus. Eine Maßnahme, diese wieder zu verringern ist das Absenken des Verdichtungsverhältnisses. Dies führt somit zu einer Reduzierung des thermischen Wirkungsgrades. Die Abgastemperatur steigt dadurch an. Gepaart mit der

Erhöhung der Leistungsdichte werden somit Maßnahmen zum Bauteilschutz bei höheren Leistungen nötig. Dabei wird die Abgastemperatur-reduzierende Wirkung einer fetten Verbrennung ausgenutzt, um das Überschreiten der maximal zulässigen Temperatur zu verhindern. Dies wirkt sich besonders negativ auf den Kraftstoffverbrauch aus.

Diese Wirkzusammenhänge führen maßgeblich zu den hohen Verbräuchen von turboaufgeladenen Motoren bei hohen Leistungen und sind vor allem durch Maßnahmen, die die Klopfneigung reduzieren, in Griff zu bekommen.

## 2.4 Lastpunktverschiebung

In der Teillast zeigen Ottomotoren die höchsten Verbräuche. Maßgeblich dafür verantwortlich sind die Ladungswechselerarbeit und die Reibarbeit. Bei einem effektiven Mitteldruck von  $p_{me}=2\text{bar}$  werden mehr als ein Drittel des Kraftstoffs nur für die Überwindung dieser Verluste aufgewendet. Dieser Anteil steigt bei niedrigerer Last weiter an. Wenn das gleiche Antriebsmoment mit höheren Mitteldrücken erzeugt werden kann, sinkt der Kraftstoffverbrauch durch die Vermeidung der relativ hohen Verluste. Abbildung 7 verdeutlicht die Auswirkungen der Lastpunktverschiebung in einen Ausschnitt des spezifischen Verbrauchskennfelds eines Ottomotors. Zusätzlich sind zwei Kurven mit konstanter Leistung für verschiedene Hubvolumen dargestellt. Ausgehend von  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$  kann, durch eine Verringerung des Hubvolumens von 3l auf 2l, der Kraftstoffverbrauch um 13% verringert werden.

Eine Erhöhung der Achsübersetzung verschiebt den Lastpunkt auf der Kurve konstanter Leistung zu niedrigeren Drehzahlen und höheren Lasten und reduziert den Kraftstoffverbrauch um weitere 7,8%. Gesamthaft können in diesem Beispiel, durch die wirkende Lastpunktverschiebung, 19% des Kraftstoffverbrauchs vermieden werden.

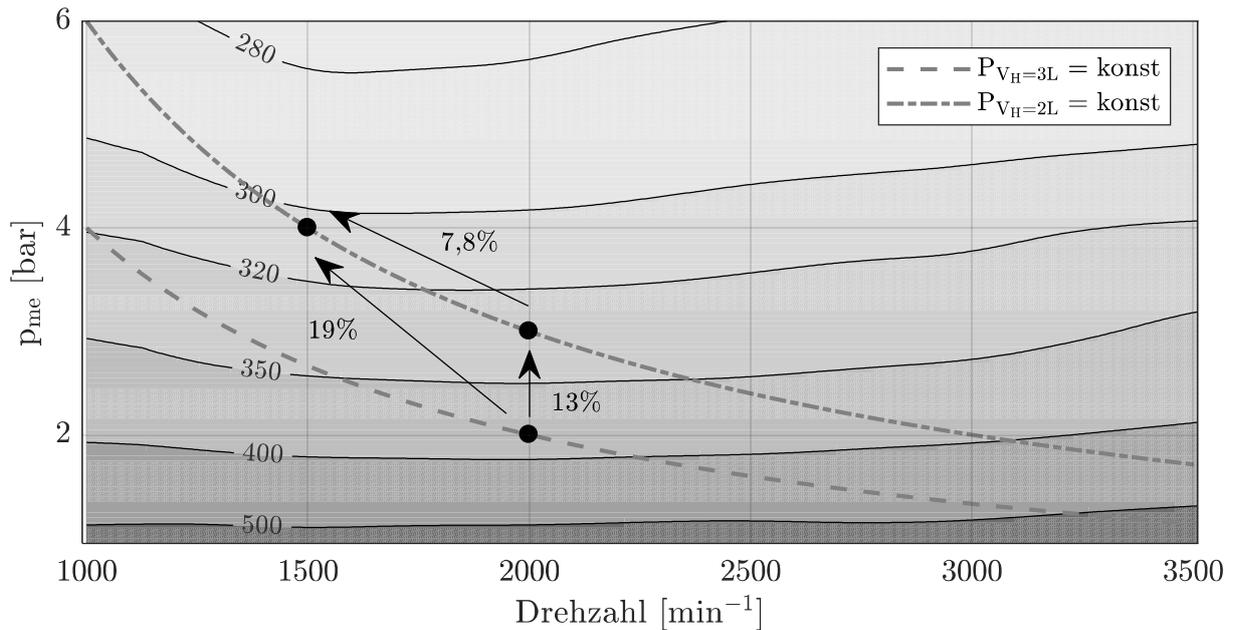


Abbildung 7: Ausschnitt des spez. Verbrauchskennfelds eines Ottomotors (eigene Darstellung)

#### 2.4.1 Downsizing

Unter Downsizing versteht man grundsätzlich die Reduktion des Gesamthubraums eines Motors. Dies bewirkt eine Lastpunktverschiebung. Bei stöchiometrischen Brennverfahren ist ein kleinerer Hubraum unweigerlich mit einer Drehmoment- und Leistungsminderung gleichzusetzen. Dass das Konzept des Downsizings jedoch so erfolgreich Einzug in die Entwicklung fand, ist zwei Schlüsseltechnologien zu verdanken, die allein für sich genommen vor allem einer Leistungssteigerung dienlich sind. Dabei handelt es sich um die Turboaufladung in Kombination mit der Direkteinspritzung. Aufgeladene Motoren mit Direkteinspritzung erreichen im NEFZ-Vergleichspunkt den Verbrauch von optimierten Saugmotoren nicht. Wird jedoch ein im Hubraum reduzierter Motor in ein vergleichbares Fahrzeug eingesetzt, zeigt sich die Erweiterung des NEFZ-Bereichs wie in Abbildung 8 dargestellt. Bei gleicher Ausprägung der Fahrwiderstandslinie, zeigt die Skalierung des effektiven Mitteldrucks auf der y-Achse die erhöhte Last. Hier kommt es zu einer Lastpunktverschiebung, sodass der NEFZ-Bereich zu besseren Verbräuchen verschoben wird [28–33]. Es ergibt sich ein neuer Vergleichspunkt, welcher jedoch stark abhängig von der gewählten Getriebeübersetzung und dem Grad des Downsizings ist. Wird ein Motor mit 2l Hubraum durch einen Motor mit 1,4l Hubraum ersetzt, ergibt sich durch eine simple Skalierung des NEFZ-Vergleichspunkt ( $n = 2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{me} =$

2bar, siehe Abbildung 1) über das Hubraumverhältnis<sup>3</sup> ein Lastpunkt von  $n = 2000\text{min}^{-1}$  und  $p_{\text{me}} = 3\text{bar}$ . Hieraus lässt sich der Trend zum Downsizing der vergangenen Jahre ableiten. Durch eine Verkleinerung der Motoren ergeben sich weitere Vorteile. Höhere Leitungsdichten verbessern das Warmlaufverhalten. Gepaart mit dem niedrigerem Reibungsniveau kleinerer Aggregate, zeigen solche Motoren im Gesamtkraftstoffverbrauch vor allem im NEFZ niedrigere Verbräuche als Saugmotoren, die in vergleichbaren Fahrzeugen zu finden sind.

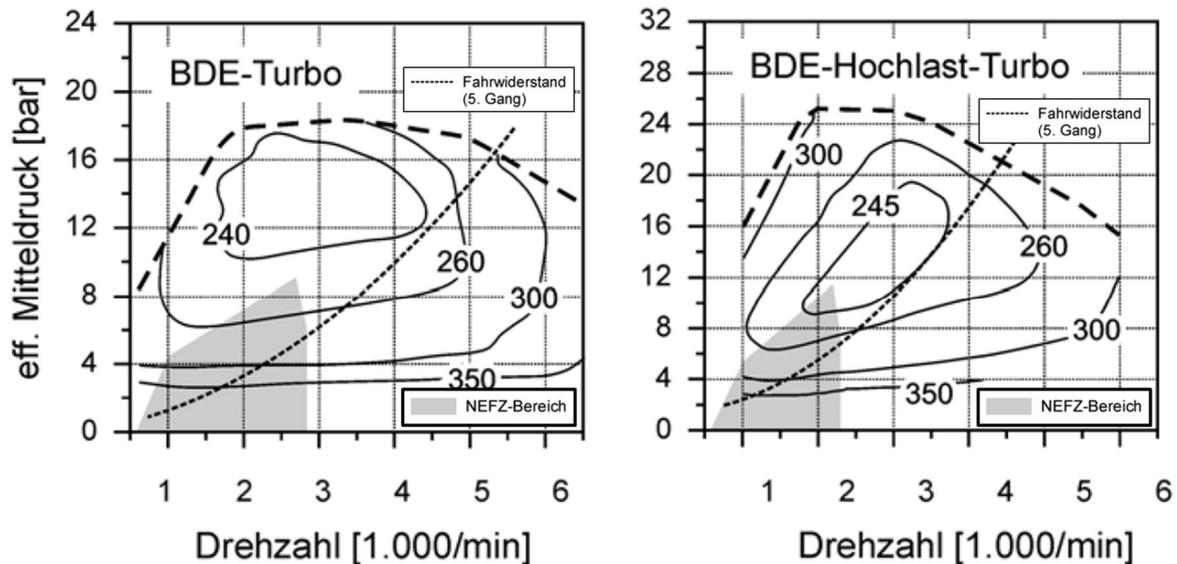


Abbildung 8: NEFZ-Bereiche mit verschiedenen Downsizing-Graden [34]

Bei relativ simplen Motoren mit Saugrohreinspritzung, ohne Variabilität im Ventiltrieb und einem optimierten Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon < 13$ ) sind im NEFZ-Vergleichspunkt Bestwerte von  $370 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  möglich. Aufgrund der erhöhten Klopfneigung haben aufgeladene Motoren mit Saugrohreinspritzung geringere Verdichtungsverhältnisse mit  $\epsilon < 9$  [35] und dadurch Nachteile im Wirkungsgrad im gesamten Kennfeld. Bei Motoren mit Direkteinspritzung verschlechtert sich dieser Wert weiter. Zum einen ist das höhere Reibniveau aufgrund der zusätzlichen Hochdruckpumpe dafür verantwortlich und zum anderen fehlt die entdrosselnde Wirkung des verdampften Kraftstoffes, welcher bei externer Gemischbildung mit angesaugt werden muss. Ein höherer Sammlerdruck wird nötig, um die gleiche Ladung darzustellen, welches die Ladungswechselerbeit verringert. Im Gegenzug vermag die Direkteinspritzung in Kombination mit einem

<sup>3</sup> Exakt ergibt sich eine Last von  $p_{\text{me}} = 2.86\text{bar}$  bei  $n = 2000\text{min}^{-1}$

Aufladungskonzept das Verdichtungsverhältnis wieder ein wenig anzuheben. Werte von  $\varepsilon = 9,5 - 10,5$  sind typisch [36–44]. Der dafür entscheidende Effekt ist die kühlende Wirkung des verdampfenden Kraftstoffs im Brennraum. Ein Temperaturunterschied von 20K nach dem Ansaugen erhöht das Verdichtungsverhältnis von  $\varepsilon = 9$  auf  $\varepsilon = 10,7$ , wenn nur die Verdichtungsendtemperatur als Kriterium herangezogen wird (siehe Kapitel 4.7)

Die Verbräuche zeigen weitere Nachteile durch die erhöhte Leistungsdichte an der Vollast. Die erhöhte Klopfneigung hat eine Spätverstellung der Verbrennung zur Folge, welches den Verbrennungswirkungsgrad absenkt. Turbolader-Auslegungen, die das maximale Drehmoment schon bei niedrigen Drehzahlen (Low-End-Torque) aufweisen, sind von Kundenseite bevorzugt. Solche Auslegungen sind nachteilig für den Abgasgegendruck der Turbine bei höheren Drehzahlen. Zusammen mit den hohen Leistungsdichten führt dies zu einem erhöhten Temperaturniveau und zu einer größeren Belastung der Bauteile im Abgassystem. Dies muss durch Bauteilschutzmaßnahmen, wie z. B. Anfetten, auf der maximal zulässigen Temperatur gehalten werden. Durch diese Maßnahmen steigt vor allem bei hoch aufgeladenen Motoren der Kraftstoffverbrauch erheblich in hohen Lastbereichen.

#### 2.4.2 Zylinderabschaltung

Eine weitere Möglichkeit die positiven Effekte der Lastpunktverschiebung im Teillastbereich auszunutzen stellt die Zylinderabschaltung (ZAS) dar. Die Nachteile einer weiteren Reduzierung des Gesamthubraums und die damit notwendige höhere Aufladung wird somit vermieden. Hier wird die Reduzierung des wirkenden Hubvolumens nicht durch eine Verringerung des Einzelzylindervolumens erreicht, sondern durch die Möglichkeit die Anzahl der zur effektiven Leistung beitragenden Zylinder in bestimmten Kennfeldbereichen zu reduzieren. Diese hat die größten Potentiale bei großvolumigen Saugmotoren. ZAS ist in der Automobilbranche in den frühen 1980 Jahren bei General Motors erstmalig in Erscheinung getreten, wurde jedoch in kürzester Zeit wieder vom Markt genommen. Danach hat erst im Jahr 2000 Mercedes-Benz einen 6l-V12 (5l-V8) mit Bankabschaltung [14, 45] ZAS für eine Generation in Serie gebracht. Weiter hat Honda 2003 einen 3,5l-V6-Motor auf den amerikanischen Markt platzieren können. DaimlerChrysler hat 2004 den 5,7l-V8- HEMI®-Motor [46] mit einer Abschaltvorrichtung für die Ventilbewegung in einem Saugmotor präsentiert. 2009 hat Bentley mit einem

6,75l-V8-Motor [47] und 2011 Mercedes-AMG einen weiteren Großvolumigen 5,5l-V8 Saugmotor mit ZAS in Serie gebracht [48].

Ein weiteres Beispiel eines Downsizingkonzepts mit Zylinderabschaltung stellt ein von VW in 2012 in großer Stückzahl in Serie gebrachter 1,4l R4-Zylindermotor [20] und Nachfolger [49] dar.

In Abbildung 9 ist hierzu das Verbrauchspotential im Abschaltbetrieb zu erkennen. Über 20% CO<sub>2</sub>-Einsparung sind bei unterster Teillast möglich. Die angedeuteten Fahrzeuggeschwindigkeiten auf den Ganglinien zeigen das große Potential im Stationärbetrieb, wie es zum Beispiel im NEFZ der Fall ist. Fahrten mit konstanter Geschwindigkeit in der Stadt und auf Landstraßen im Geschwindigkeitsbereich zwischen 50km/h und 100 km/h liegen im Abschaltbereich und zeigen mehr als 5% Verbrauchsvorteile gegenüber dem 4-Zylinder-Betrieb.

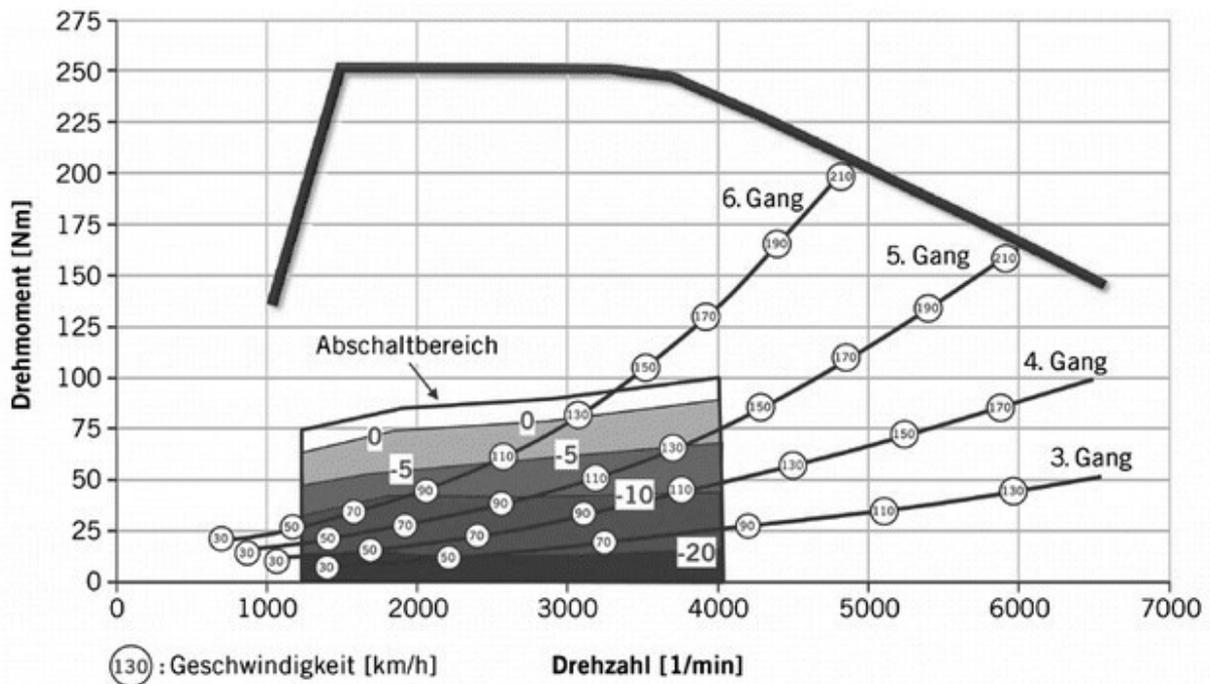


Abbildung 9: Verbrauchspotential im Zylinderabschaltbetrieb des VW 1,4l Vier-Zylindermotor mit Turboaufladung und Direkteinspritzung von 2012 [20]

In dieser Darstellung wird der begrenzte Abschaltbereich deutlich. Höhere Drehzahlen sind aufgrund des eingesetzten Umschaltmechanismus nicht möglich. Der 2-Zylinder-Betrieb ist aus Komfortgründen unter einer Drehzahl von  $1200\text{min}^{-1}$  als kritisch einzustufen und daher nicht vorgesehen. Die zeitlich weiter auseinander liegenden Zündungen verursachen eine große Amplitude im instationären Drehmoment- und

Drehzahlverlauf und es kommt zu merklicher Drehungleichförmigkeit für den Fahrer [50–52]. Der Leerlaufbetrieb ist nicht möglich. Als Folge wird eine Umschaltung der Betriebsarten immer nötig, wenn das Fahrzeug zum Stillstand gekommen ist bzw. wieder anfährt, wie es zum Beispiel im Stadtverkehr an Ampeln oder beim Abbiegen der Fall ist. Der Umschaltvorgang erfordert ein Angleichen der Betriebsarten und kostet pro Umschaltung Kraftstoffverbrauch [53]. Im NEFZ wird der Abschaltbereich 7,2-mal pro Kilometer verlassen. Bei 11km Länge sind das 80 Überschreitungen. Besonders bei Beschleunigungen (aber auch bei Steigung oder Mehrbeladung) verschieben sich die Ganglinien zu höheren Momenten und die Grenzen des Abschaltbereichs werden häufiger überschritten. Dies erhöht besonders im höherlastigen WLTP den CO<sub>2</sub>-Ausstoss mit über 240 Umschaltungen und verringert das Potential der gezeigten Zylinderabschaltung im neuen Zulassungsverfahren.

### 3 Ziel der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist es ein Verbrauchskonzept mit Zylinderabschaltung zu entwickeln, welches die Nachteile konventioneller Konzepte überwindet. Vor allem den begrenzten Abschaltbereich der Zweizylinderabschaltung soll erweitert werden, um sicherzustellen, dass relevante Lastbereiche des WLTPs ausreichend im Abschaltbereich liegen, um verbrauchsintensive Umschaltungen zu minimieren. Der aus Komfortgründen bei Zweizylinderabschaltung fehlende Leerlaufbetrieb soll ermöglicht werden. Verbrauchspotenziale durch Lastpunktverschiebung gilt es in die erschlossenen, zyklusrelevanten Kennfeldbereiche zu erweitern. Zugleich sollen durch weitere motorische Maßnahmen die Verbrauchspotenziale, die sich durch die Zylinderabschaltung ergeben, weiter ausgebaut werden. Die Gemeinsamkeit der angeführten Ziele kann daher als übergeordnetes Ziel definiert werden. Die Hauptbetriebsart des neuen Motorkonzepts ist der Zylinderabschaltbetrieb und nur bei Bedarf des maximalen Drehmoments werden alle Zylinder verwendet. Das Abschaltkonzept wird in ein Zuschaltkonzept überführt. Zusammengefasst ergibt sich ein Hauptziel, welches durch drei Unterziele detailliert werden kann:

Der Abschaltbetrieb stellt die Hauptbetriebsart dar, durch

- die Erweiterung des Abschaltbetriebs zu höheren Drehzahlen und Lasten,
- die weitere Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs im Abschaltbetrieb, und
- die Ermöglichung des Leerlaufbetriebs.

## 4 Theoretische Grundlagen

### 4.1 Vier-Takt-Prozess

Der Vier-Takt-Prozess besteht aus zwei Umdrehungen der Kurbelwelle. Diese zwei Umdrehungen beschreiben einen Verbrennungszyklus samt Ladungswechsel. Man unterteilt weiter in die folgenden vier Takte:

- Ansaugen
- Verdichten
- Expandieren
- Ausschieben

In Abbildung 10 ist dazu exemplarisch der Druckverlauf im Brennraum eines Zylinders zu sehen. Die unteren Totpunkte (UT) sowie die Zuordnung der oberen Totpunkte dem Ladungswechsel (LWOT) und der Zündung (ZOT) sind dargestellt.

Somit ergeben sich folgende Kurbelwinkel für die Totpunkte:

- $ZOT = 0^\circ KW$
- $UT = \pm 180^\circ KW$
- $LWOT = 360^\circ KW$

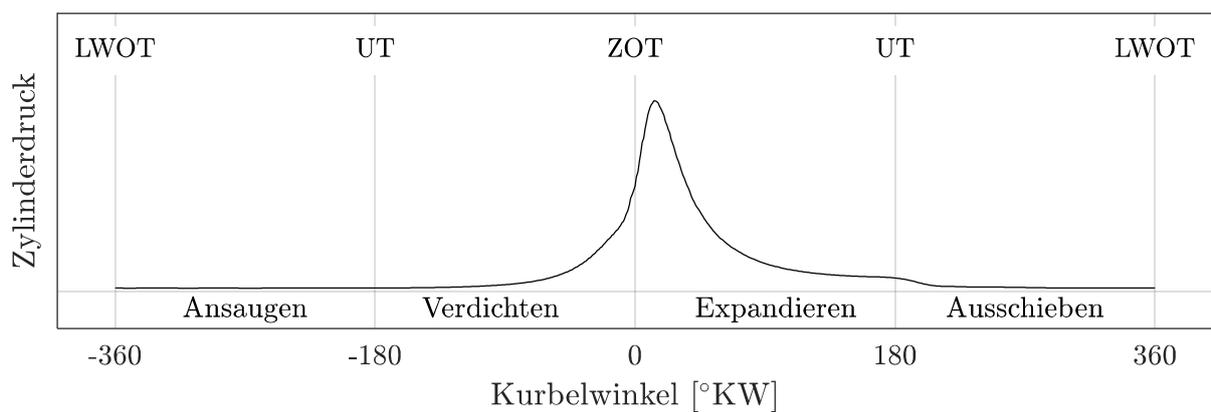


Abbildung 10: Vier-Takt-Prozess

### 4.2 Kenngrößen

Die wichtigsten Messgrößen am Motorenprüfstand und daraus abgeleitete Rechengrößen

werden im Folgenden eingeführt. Während des Betriebs ist es essentiell die eingebrachte Energie, die abgegebene Arbeit sowie die Zusammensetzung des Verbrennungsgemisches zu erfassen. Daraus ergeben sich die effektiven Messgrößen:

- Kraftstoffmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Kr}} \left[ \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
- Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda [-]$
- Drehzahl  $n \left[ \frac{1}{\text{s}} \right]$
- Motordrehmoment  $M_{\text{D}} [\text{Nm}]$
- Abgaskomponente  $\varphi_{\text{Komp}} [\text{Vol} - \%]$

Weiter sind für eine Bewertung der inneren Prozesse des Bilanzraum stationäre Temperaturen und Drücke notwendig. Detailliertere Aussagen können über hochaufgelöste Druckdaten im Brennraum sowie im Ein- und Auslasssystem geschehen. Der Begriff Indizierung hat sich für die kurbelwinkelaufgelöste Messtechnik etabliert. Jedem Kurbelwinkel  $\phi$  wird somit ein Druckwert  $p(\phi) = p_{\phi}$  zugewiesen.

Die Kenntnis des unteren Heizwerts  $H_{\text{u}}$  und des Mindestluftbedarfs  $L_{\text{min}}$  aus der Kraftstoffanalyse ist für Aussagen über Wirkungsgrad und Massenströme entscheidend. Die gemessenen Größen stehen für die folgenden Rechengrößen zu Verfügung.

### Effektive Arbeit

Die effektive Arbeit  $W_{\text{e}} [\text{J}]$  für Viertakt-Motoren (Anzahl Arbeitsspiele pro Umdrehung  $i=0,5$ ) ergibt sich durch:

$$W_{\text{e}} = \frac{2\pi M_{\text{D}}}{i} = 4\pi M_{\text{D}}$$

### Innere/indizierte Arbeit

Mit Hilfe der Hochdruckindizierung kann das Arbeitsintegral für einen Zylinder näherungsweise diskret gelöst werden. Man erhält die innere Arbeit  $W_{\text{i}} [\text{J}]$ . Die Begriffe innere Arbeit und indizierte Arbeit werden im Sprachgebrauch synonym verwendet. Es gilt folgender Zusammenhang:

$$W_{\text{i,real}} = \oint p dV \approx W_{\text{i}} = \sum_{\phi=0^{\circ}}^{\phi=720^{\circ}} p_{\phi} \Delta V_{\phi}$$

### Hochdruck- und Ladungswechselerbeit

Die vier Takte des Arbeitsprozesses kann man einteilen in Hochdruckprozess und

Ladungswechsel. Die anfallende Arbeit für das Verdichten und die geleistete Arbeit der Expansion nach Verbrennung werden der Hochdruckarbeit zugewiesen. Diese entspricht laut Definition 360°KW bzw. eine Umdrehung und beginnt im UT des Verdichtungstaktes. Der Rest wird dem Ladungswechsel zugeschrieben. Es ergibt sich der Zusammenhang

$$W_i = \sum_{\phi=0^\circ}^{\phi=720^\circ} p_\phi \Delta V_\phi = \underbrace{\sum_{\phi=-180^\circ}^{\phi=180^\circ} p_\phi \Delta V_\phi}_{\text{Hochdruckprozess}} + \underbrace{\sum_{\phi=180^\circ}^{\phi=540^\circ} p_\phi \Delta V_\phi}_{\text{Ladungswechsel}} = W_{\text{HD}} + W_{\text{LW}}$$

### Reibarbeit, effektive und innere Größen:

Der Unterschied zwischen der inneren und effektiven Arbeit besteht in der Reibung. Diese Reibarbeit ist demnach als Differenz dieser Größen definiert:

$$W_r = W_i - W_e = W_{\text{HD}} + W_{\text{LW}} - W_e$$

Alle folgenden Größen, welche sich auf eine Arbeit beziehen, können somit als effektive-, innere - oder Reibarbeit formuliert werden. Diese werden durch den gewählten Index „e“, „i“ und „r“ voneinander abgegrenzt. Die innere Arbeit kann man weiter aufteilen in die Ladungswechselarbeit mit dem Index „LW“ und den Hochdruckprozess „HD“.

### Leistung

Mit der Drehzahl wird aus der Arbeit die Leistung P [kW] errechnet:

$$P_e = 2\pi n M_d = W_e n \cdot i; \quad P_i = W_i n \cdot i; \quad P_r = P_i - P_e$$

### Spezifische Arbeit/ Mitteldruck

Bei gleicher Dichte des Arbeitsgases im Brennraum bedingt der Hubraum die abgegebene Arbeit. Demnach bietet es sich an, Lastpunkte (n, W) über eine hubraumbezogene Größe auszudrücken. Damit werden verschieden große Motoren im gleichen spezifischen Lastpunkt miteinander vergleichbar. Aus dieser Überlegung folgt die spezifische Arbeit  $w \left[ \frac{\text{J}}{\text{m}^3} \right] \cong \left[ \frac{\text{Nm}}{\text{m}^3} \right]$ . Die Einheit der spezifischen Arbeit stellt physikalisch einen Druck dar. Dies wird besonders aus der Definition der inneren Größe ersichtlich. Daher spricht man auch von einem Mitteldruck  $p_m \left[ \frac{\text{N}}{\text{m}^2} \right]$ . Üblicherweise wird die spez. Arbeit in [MPa] angegeben und der Mitteldruck in [bar]. Folgende Zusammenhänge ergeben sich:

$$w_e = p_{me} = \frac{W_e}{V_H}; \quad w_i = p_{me} = \frac{W_i}{V_H} = \frac{\sum_{\phi=0^\circ}^{\phi=720^\circ} p_\phi dV_\phi}{V_H}; \quad w_r = p_{mr} = w_i - w_e$$

$$w_i = w_{\text{LW}} + w_{\text{HD}} = p_{\text{LW}} + p_{\text{HD}}$$

Die anteilige Arbeit eines Zylinders bezogen auf das Einzelzylinderhubvolumen  $V_h$  zeigt,

bis auf Schwankungen der Arbeit unter den Zylindern, den gleichen inneren Lastpunkt wie der gesamte Motor. Die Verrechnung der zylinderspezifischer Mitteldrücke geschieht über den Umweg der absoluten Arbeit:

$$P_{m, \text{Mot}} = \sum_{n=1}^{n_{\text{Zyl}}} \frac{V_h}{V_H} \frac{W_{\text{Zyl}, n}}{V_h} = \sum_{i=1}^{n_{\text{Zyl}}} \frac{V_h}{V_H} P_{m, \text{Zyl} \# n}$$

### Wirkungsgrad

Aus der Bilanzierung des eingesetzten Kraftstoffs mit unterem Heizwert  $H_u$   $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$  eingesetzten und der abgegebenen Leistung kann der effektive Wirkungsgrad  $\eta_{\text{eff}}$  [%] errechnet werden:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{m}_{\text{Kr}} H_u}; \quad \eta_i = \frac{P_i}{\dot{m}_{\text{Kr}} H_u}; \quad \eta_r = \eta_i - \eta_e$$

### Spezifischer Kraftstoffverbrauch

Bezieht man den Kraftstoffverbrauch auf die Leistung erhält man den spezifischen Verbrauch  $b$   $\left[\frac{\text{g}}{\text{kWh}}\right]$ . Diese Rechengröße verhält sich antiproportional zum effektiven Wirkungsgrad und ist wie folgt definiert:

$$b_e = \frac{\dot{m}_{\text{Kr}}}{P_e} = \frac{1}{\eta_{\text{eff}} H_u}; \quad b_i = \frac{\dot{m}_{\text{Kr}}}{P_i} = \frac{1}{\eta_i H_u}$$

### Frischluf-/Abgasmassenstrom

Mit bekanntem Kraftstoffmassenstrom, Verbrennungsluftverhältnis und aus dem Mindestluftbedarf  $L_{\text{min}}$   $\left[\frac{\text{kg}_{\text{Luft}}}{\text{kg}_{\text{Kr}}}\right]$  kann der zugeführte Frischluftmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Frisch}}$   $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$  und weiter der Abgasmassenstrom  $\dot{m}_{\text{Abgas}}$   $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}}\right]$  errechnet werden.

$$\dot{m}_{\text{Frisch}} = \lambda L_{\text{min}} \dot{m}_{\text{Kr}}$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} = \dot{m}_{\text{Frisch}} + \dot{m}_{\text{Kr}} = \dot{m}_{\text{Kr}} (\lambda L_{\text{min}} + 1)$$

### Liefergrad, Luftaufwand und Fanggrad

Als Liefergrad  $\lambda_{\text{LG}}$  [-] wird das Verhältnis der Ladung nach Einlassventilschluss zur maximal möglichen Ladung bezeichnet. Diese maximale Ladung ergibt sich aus dem Hubraum und der Dichte die außerhalb des Brennraums herrscht.

$$\lambda_{\text{LG}} = \frac{m_{\text{Ladung}}}{V_h \rho_{\text{Ref}}}$$

Dabei gibt es verschiedene Möglichkeiten diese zu definieren. Zum einen kann auf den Zustand unmittelbar vor den Einlassventilen, sprich im Einlasssammler, referenziert

werden. Dies führt zu einem maximalen Wert von 1 für den Liefergrad. Zum anderen kann auf den Umgebungszustand beziehungsweise Standardbedingungen referenziert werden. Das heißt eine mögliche Aufladung kann Druck und Temperatur noch ändern. Daher können bei dieser Definition auch Werte größer 1 entstehen.

Im Gegensatz dazu ist der Luftaufwand  $\lambda_{LA}$  [-] das Integral des Massenstroms durch die Einlassventile über einen Zyklus, bezogen auf einen Referenzzustand.

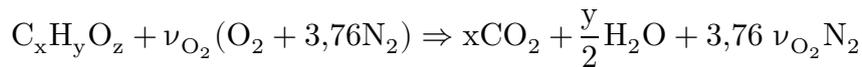
$$\lambda_{LA} = \frac{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} \dot{m}_{\text{ein}} d\varphi}{V_h \rho_{\text{Ref}}}$$

Das Verhältnis beider Größen ist der Fanggrad  $\lambda_F$  [-]:

$$\lambda_F = \frac{m_{\text{Ladung}}}{\int_{0^{\circ}}^{720^{\circ}} \dot{m}_{\text{ein}} d\varphi} = \frac{\lambda_{LG}}{\lambda_{LA}}$$

### Restgas

Restgas besteht aus den Produkten, also der rechten Seite, der allgemeinen Reaktionsgleichung:



Während des Ladungswechsel wird das Restgas durch den Ausschiettakt aus dem Brennraum befördert, um danach wieder mit Frischgas gefüllt zu werden. Dabei ergeben sich diverse Steuerstrategien, um Restgas komplett aus dem Brennraum auszuspülen, aber auch um einen gewünschten Anteil im Brennraum zu belassen. Man spricht von interner Restgassteuerung, wenn Restgas zykluskonform während des Ladungswechsels dem Brennraum zugeführt wird. Hierzu kann man unterscheiden zwischen a) Rückhalten b) Rücksaugen, c) Rückschieben oder d) eine Überlagerung aus Rücksaugen und Rückschieben. Beim Rückhalten wird das Auslassventil frühzeitig geschlossen, sodass die Abgase im Brennraum nicht weiter ausgeschoben werden und somit beim nächsten Ansaugvorgang bereits im Brennraum verbleiben.

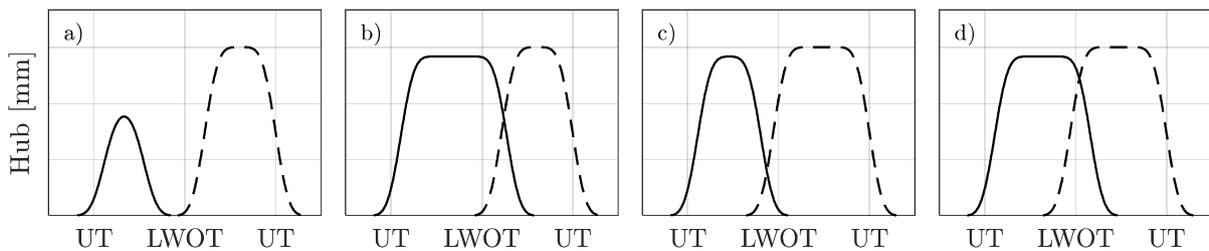


Abbildung 11 Strategien zur internen Restgassteuerung - Einlasshub (Volllinie); Auslasshub gestrichelte (Linie)

Hier wird in der Regel keine Konditionierung der Restgasmasse vorgenommen. Die rückgeführte Restgasmasse ist dementsprechend heiß. Was im Teillastgebiet der Gemischbildung dienlich ist und die Zündrandbedingungen verbessert, zeigt sich vor allem bei höheren Lasten als kritisch und verschlechtert die Klopfrandbedingungen. Daher stellt eine Restgasstrategie stets einen Kompromiss aus Teillast und Aufladebetrieb dar. Eine Aufgabe der eingesetzten Variabilität zur Steuerung des Ladungswechsels dient dabei diesen Zielkonflikt aufzulösen.

Bei konstantem Luftaufwand führt Restgas zur Reduzierung der Frischluftmenge und bietet somit im Umkehrschluss die Möglichkeit zur Entdrosselung, um die Dichte im UT anzuheben.

### Spezifischer Gemischheizwert

Für die Herleitung des spez. Gemischheizwert wird die Kenntnis der Zusammensetzung der im Brennraum befindlichen Gemischmasse  $m_{\text{Gesamt}}$  [kg] vorausgesetzt. Dazu gehört unter anderem der Restgasanteil  $x_{\text{res}}$   $\left[\frac{\text{kg}_{\text{Res}}}{\text{kg}_{\text{Gesamt}}}\right]$  und das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ .

Die folgenden Zusammenhänge bestehen:

$$\begin{aligned} m_{\text{Gesamt}} &= m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Kr}} + m_{\text{res}} = m_{\text{Kr}}(\lambda L_{\text{min}} + 1) + x_{\text{res}} m_{\text{Gesamt}} \\ \Rightarrow m_{\text{Gesamt}} &= m_{\text{Kr}} \frac{\lambda L_{\text{min}} + 1}{1 - x_{\text{res}}} \end{aligned}$$

Der spez. Gemischheizwert  $q_{\text{zu}}$   $\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}\right]$  beschreibt die pro Einheit Masse zugeführte chemisch gebundene Energie aus dem Kraftstoff und ist definiert durch:

$$q_{\text{zu}} = \frac{m_{\text{kr}}}{m_{\text{Gesamt}}} H_{\text{u}} = \frac{m_{\text{kr}}}{m_{\text{Kr}} \frac{\lambda L_{\text{min}} + 1}{1 - x_{\text{res}}}} H_{\text{u}} = \frac{1 - x_{\text{res}}}{\lambda L_{\text{min}} + 1} H_{\text{u}}$$

Zum einen besagt dieser Zusammenhang, dass bei stöchiometrischen Brennverfahren die spez. zugeführte Energie nicht vom Lastpunkt abhängt. Daraus lässt sich folgern, dass auch die Spitzentemperatur, bei sonst gleichbleibenden Randbedingungen nicht vom Lastpunkt abhängt. Zum anderen wird der Einfluss von Restgas deutlich. Restgasanteile größer Null führen zwangsweise zu einer Reduzierung der pro Einheit Masse zugeführten chemisch gebundenen Energie. Dies hat unter anderem Einfluss auf die Spitzentemperatur und auf den Fortschritt der Verbrennung. In Abbildung 12 sieht man hierzu eine graphische Darstellung in Abhängigkeit vom Restgas und Lambda. Zusätzlich stellt  $\Delta m_{\text{rel}}$  die Massenänderung dar, die sich bei konstantem Kraftstoffeinsatz bei verschiedenen Restgasgehalten bzw. Lambda einstellt. Bei einem Restgasgehalt von 50% liegt somit ein spez. Gemischheizwert von 1,4 kJ/kg vor und um die gleiche Energie im

Brennraum zu haben, erhöht sich die Gesamtmasse um 100%. Auch bei einer Erhöhung des Lambdas auf 2 liegt der Gemischheizwert bei 1,4 kJ/kg und die Gesamtmasse steigt auf 200%. Vernachlässigt man die kalorischen Eigenschaften von Luft und Restgas, erhält man somit einen Anschaulichen Zusammenhang zwischen einer Restgas- und Lambdaänderung.

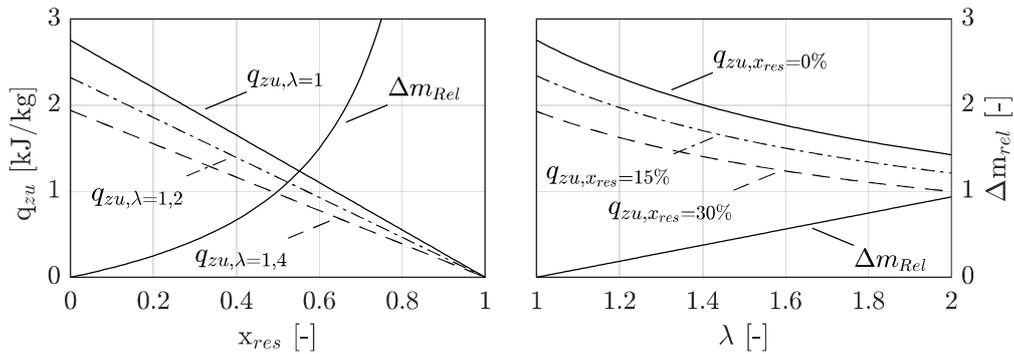


Abbildung 12 Vergleich Restgas- gegen Lambdaänderung

#### Variationskoeffizient:

Die ottomotorische Verbrennung ist behaftet durch Schwankungen von Verbrennung zu Verbrennung. Zu einem geringen Anteil sind es leichte Unterschiede in Füllung und Lambda zum Einlassventilschluss, welche sich in einer Abweichung um den zeitlichen Mittelwert niederschlägt. Zum größeren Anteil können diese durch mangelnde Gemischbildung, Ladungsbewegung oder der Gemischzusammensetzung verursacht werden. Diese Instabilitäten im Brennverfahren zeigen sich in großen Zyklusschwankungen. Als Indikator der Stabilität wird daher der Variationskoeffizient (COV<sup>4</sup>) eingeführt. Dieser stellt die auf den zeitlichen Mittelwert bezogene Standardabweichung einer Messgröße dar. Eine gängige Bewertung stellt überdies der COV des indizierten Mittelwerts dar:

$$\text{COV}_{\text{pmi}} = \frac{\sigma_{\text{pmi}}}{P_{\text{mi}}}$$

### 4.3 Vergleichsprozess

Bezieht man die nutzbare technische Arbeit  $W_t$ , welche in einem geschlossenen

<sup>4</sup> Coefficient of variation

Kreisprozess entsteht, auf die eingesetzte Energiemenge  $Q_{zu}$ , so erhält man eine Aussage über die Effizienz eines Prozesses. Dies ist die Definition des thermischen Wirkungsgrades und lautet.

$$\eta_{th} = \frac{W_t}{Q_{zu}}$$

Die Zusammenfassung der Abfolge von Zustandsänderungen, welche in erster Näherung den Prozess einer Hubkolbenmaschine mit Verbrennung beschreiben, bildet den Vergleichsprozess. Dieser ist geeignet, die thermodynamischen Abläufe im Grad der Komplexität herabzusetzen und somit eine vereinfachte Darstellungsweise und Interpretationsgrundlage zu ermöglichen. Der Gleichraumprozess stellt den Vergleichsprozess für einen Ottomotor dar. Folgende Vereinfachungen finden Verwendung:

- Als Arbeitsgas wird ein thermisch und kalorisch perfektes Gas angenommen
- Verdichtung und Expansion sind als isentrop zu sehen
- Verbrennung und Ladungswechsel werden durch eine isochore Wärmezufuhr/-abfuhr dargestellt

Die Abfolge der Zustandsänderungen setzt sich zusammen aus einer

- isentropen Verdichtung von unteren zu oberem Totpunkt,
- isochoren Wärmezufuhr im oberen Totpunkt,
- isentropen Expansion von oberen zu unterem Totpunkt und
- isochoren Wärmeabfuhr im unteren Totpunkt.

Weiter ist in Abbildung 13 diese Abfolge im pV- und im TS-Diagramm dargestellt:

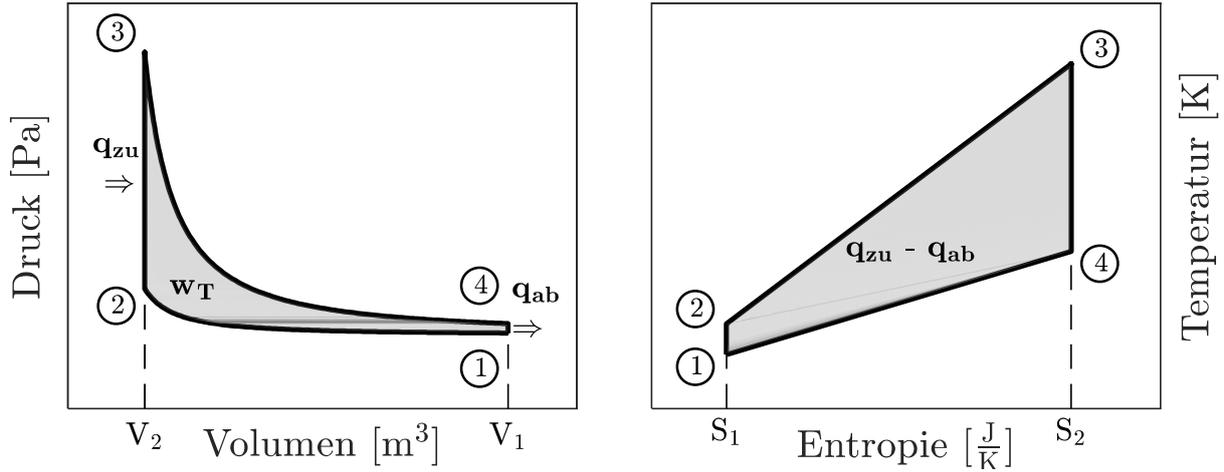


Abbildung 13: pV- und TS-Diagramm des Gleichraumprozesses

Daraus ergeben sich die Zustandspunkte (ZSP):

Tabelle 1: Eckpunkte des Gleichraumprozesses

ZSP	$V_i$	$p_i$	$S_i$	$T_i$
1	$V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$	$p_1$	1	$T_1$
2	$V_h \frac{1}{\varepsilon - 1}$	$p_1 \varepsilon^\kappa$	1	$T_1 \varepsilon^{\kappa-1}$
3	$V_h \frac{1}{\varepsilon - 1}$	$p_2 \frac{T_3}{T_2}$	1	$T_2 + \frac{q_{zu}}{c_v}$
4	$V_h \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}$	$\frac{p_3}{\varepsilon^\kappa}$	1	$\frac{T_3}{\varepsilon^{\kappa-1}}$

Die isochor zugeführte/abgeführte Wärmemenge ergibt sich demnach zu:

$$q_{zu} = c_v(T_3 - T_2) = c_v(T_4 \varepsilon^{\kappa-1} - T_1 \varepsilon^{\kappa-1}) = c_v \varepsilon^{\kappa-1}(T_4 - T_1)$$

$$q_{ab} = c_v(T_4 - T_1)$$

Für den thermischen Wirkungsgrad kann dadurch folgendes hergeleitet werden:

$$\eta_{th} = \frac{w_t}{q_{zu}} = \frac{q_{zu} - |q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{|q_{ab}|}{q_{zu}} = 1 - \frac{c_v(T_1 - T_4)}{c_v \varepsilon^{\kappa-1}(T_1 - T_4)}$$

$$= 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} = \eta_{GR}$$

In diesem vereinfachten Fall reduzieren sich die Abhängigkeiten des

Gleichraumwirkungsgrad  $\eta_{GR}$  auf das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  und den Isentropenexponent  $\kappa$ .

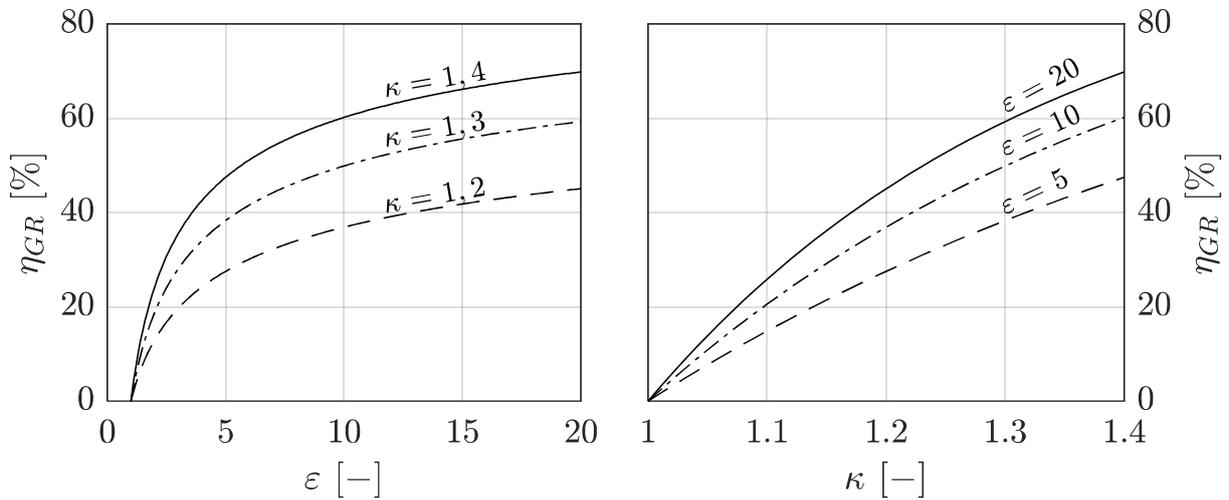


Abbildung 14: Gleichraumwirkungsgrad in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses und Isentropenexponent

In Abbildung 14 ist der Gleichraumwirkungsgrad über diese beiden Abhängigkeiten dargestellt. Durch die getroffenen Annahmen kann nun intuitiv argumentiert werden und Maßnahmen werden in erster Instanz bewertbar. So reduzieren sich die Parameter, die zur Wirkungsgraderhöhung zur Verfügung stehen auf zwei. Jedoch kann das Verdichtungsverhältnis in Realität nur begrenzt erhöht werden. Für den Isentropenexponent stellt ein Wert von 1,4 das Maximum dar, welches nur mit trockener Luft bei Umgebungsbedingungen erreicht werden kann. Da bei einer Temperaturerhöhung dieser Wert monoton fällt, stellt der Gleichraumwirkungsgrad mit  $\kappa = 1,4$  das Maximum bei gegebenem Verdichtungsverhältnis dar.

Findet die isochore Energiezufuhr zu früh bzw. zu spät statt, verringert sich der Wirkungsgrad. Dabei verhalten sich beide Fälle in der theoretischen Betrachtung ähnlich und liefern das gleiche Resultat. Ausgangspunkt für die Überlegung ist das Volumen  $V_{2'}$  in dem die versetzte Energiezufuhr stattfindet. Findet die Energiezufuhr vor ZOT statt, kommt es zur Temperatur- und Druckzunahme ausgehend von Zustand  $2'$  zu  $3'$ . Es folgt die isentrope Verdichtung bis in den ZOT und anschließend die isentrope Expansion zurück zum Zustand  $3'$ . Dabei wird keine Arbeit geleistet. Im anderen Fall gilt gleiche Logik, nur findet die isentrope Verdichtung und Expansion vor der Energiezufuhr statt. Der erreichte Zustand  $2'$  ist identisch zu dem Fall mit früher Energiezufuhr.  $V_{2'}$  ist das

neue Kompressionsvolumen und ein neues kleineres Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon'$  ergibt sich. Dementsprechend kommt eine Spätverstellung der Verbrennung ideal gesehen einer Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses gleich. Es wird effektiv der Wirkungsgrad verringert.

#### 4.4 Ladungswechsel

Als Ladungswechsel wird der Vorgang des Ausschlebens der verbrannten Gase und des darauffolgenden Ansaugens von Luft bei direkteinspritzenden Motoren oder Luft-Kraftstoff-Gemisch bei saugrohreinspritzenden Motoren beschrieben. In folgender Betrachtung werden grundlegende Überlegungen hinsichtlich des Ladungswechsels und der Beitrag der dabei aufzuwendenden Arbeit gezeigt und erläutert. Hierzu sind in Abbildung 15 der Ladungswechsel zweier Lastpunkte bei  $n = 2000\text{min}^{-1}$  im Detail dargestellt. Die linke Spalte zeigt einen Mitteldruck von  $p_{me} = 2\text{bar}$  und die rechte Spalte zeigt einen Mitteldruck von  $p_{me} = 7\text{bar}$ . Die obere Reihe zeigt den Zylinderdruck über Kurbelwinkel aufgetragen. Zusätzlich sind der Ein- und Auslassdruck der angrenzenden Kanäle dargestellt. Unten sieht man den Massenstrom über Kurbelwinkel in und aus dem Brennraum, durch jeweils eins der Ein- und Auslassventile. Zusätzlich ist jeweils das Steuerdiagramm hinterlegt. Da sich Drücke und Massenströme gegenseitig bedingen, ist es hier möglich diese Größen im Ladungswechsel in Relation zu betrachten.

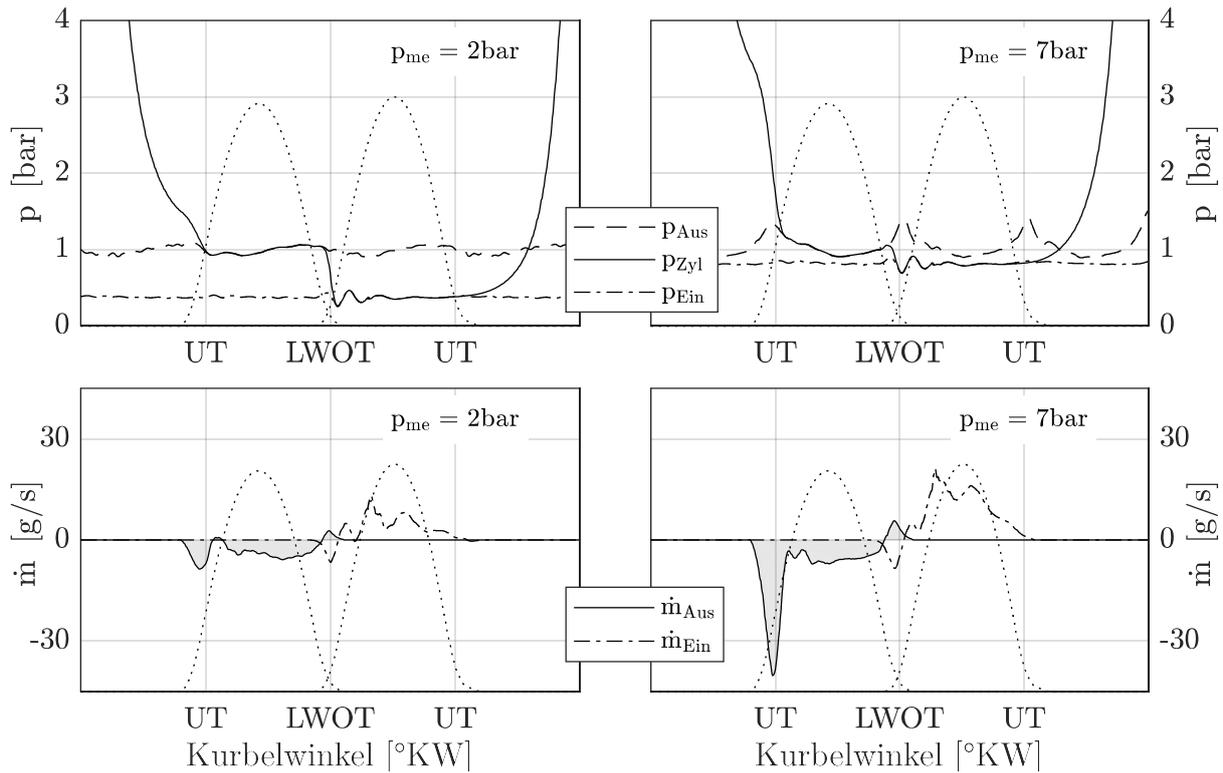


Abbildung 15: Ladungswechsel bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$  und  $p_{me}=7\text{bar}$ ; Ein- und Auslasshubkurven hinterlegt (gepunktete Linie); Druck im Zylinder und im Einlass- und Auslasssystem (oben), Massenströme durch die Ein- und Auslassventile (unten)

Ein Phänomen des realen Ladungswechsel ist der sogenannte Vorauslassstoß. Der Vorauslass beschreibt die erste Phase des Öffnungsvorgang des Auslassventils. Es kommt zu einem Druckausgleich von Brennraumdruck zu Auslassdruck unmittelbar nach Aö. Dies ist ein trägheitsbehafteter Vorgang, welcher durch den nur stetig größer werdenden Querschnitt des öffnenden Ventils weiter verzögert wird.

Bei niedriger Last stellt sich der Druckausgleich ohne signifikante Auswirkungen ein. Bei höherer Last überschreitet die Druckdifferenz das kritische Druckverhältnis und es kommt zu einer Strömung mit Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt. Dies macht sich durch eine Massenstromspitze im unteren Diagramm bemerkbar. Diese Spitze sorgt in diesem Beispiel für ca. 60% des gesamten Massenstroms durch das Auslassventil. Der hohe Impulseintrag auf die stehende Abgassäule erzeugt eine Druckwelle, welche sich mit Schallgeschwindigkeit in den Auslasskanal und die anliegenden Kanäle fortpflanzt. Im Auslassdrucksignal des hohen Lastpunkts ist dies durch vier Wellenberge des zugrunde liegenden Vierzylindermotors zu erkennen. Eine entscheidende Eigenschaft eines Vierzylinders ist die zeitliche Übereinstimmung der Vorauslassstöße mit der Überschneidung der in der Zündfolge folgenden Zylinder. Es entsteht eine negative

Druckdifferenz über den Zylinder hinweg, was Restgas in den Zylinder strömen lässt. Weiter zeigen die oberen Diagramme den Abfall des Zylinderdrucks auf den Einlassdruck während des Ansaugens. Ein ansteuerbares Drosselement (Drosselklappe) sorgt bei gegebenem Luftdurchsatz für den geringen Einlassdruck. Der entstehende Verlust kann in der Auftragung des Zylinderdrucks über das momentane Zylindervolumen geschehen. Das sogenannte pV-Diagramm ist in Abbildung 16 zu sehen.

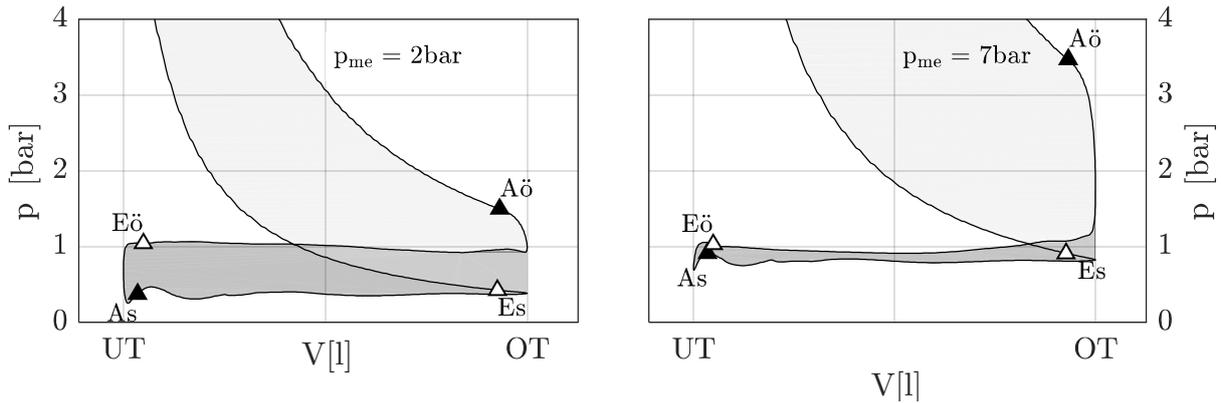


Abbildung 16: pV-Diagramm bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$  und  $p_{me}=7\text{bar}$ ; Hochdruckschleife hellgrau hinterlegt, Ladungswechselschleife dunkelgrau hinterlegt; Eö: Einlassventil öffnet, Es: Einlassventil schließt, Aö: Auslassventil öffnet, As: Auslassventil schließt

Der niedrige Lastpunkt weist einen stark ausgeprägten Ladungswechsel auf. Der hohe Lastpunkt dagegen ist weitestgehend entdrosselt. Im pV-Diagramm beschreibt die eingefärbte Fläche die geleistete Arbeit. Die dunkler eingefärbte Ladungswechselschleife von UT zu UT über den LWOT hinweg entspricht der Ladungswechselsarbeit. Beim niedrigen Lastpunkt ist mehr Arbeit nötig, um den Gasaustausch zu bewerkstelligen. Bezogen auf die effektive Arbeit, macht die Ladungswechselsarbeit demnach bei geringerer Last einen überproportional größeren Anteil an der Gesamtarbeit aus. Im gezeigten Beispiel beträgt dieser Wert 31% bei der niedrigen Last und im Gegensatz dazu 2% bei der hohen Last. Daher erweisen sich Maßnahmen, die die Ladungswechselsarbeit reduzieren, besonders bei niedriger Last als vorteilhaft. Wohingegen eine Reduzierung der Ladungswechselsverluste bei höherer Last weniger Einfluss auf die Gesamtarbeit haben. Das heißt, eine Lasterhöhung reduziert nicht nur die Ladungswechselsverluste, sondern verringert den relativen Beitrag dieser.

Um Aussagen für den Gesamtprozess zu verallgemeinern und eine Abschätzung des Beitrags der Ladungswechselsarbeit zu treffen, kann ein idealisierter Ladungswechsel hergeleitet werden. Die sich ergebene idealisierte Ladungswechselsarbeit kann wie folgt

erstellt werden:

- Die Integrationsgrenzen für den Ladungswechsel sind UT bis UT.
- Ausgeschoben und angesaugt wird jeweils auf konstantem Druck  $p_{\text{aus}}$  bzw.  $p_{\text{ein,UT}}$ .
- Die Öffnungs- und Schließzeitpunkte sind an den jeweiligen Totpunkten
- Strömungsvorgänge erfolgen instantan und ohne Verluste.

Für den Ladungswechselarbeit gilt:  $p_{\text{LW,ideal}} = p_{\text{ein}} - p_{\text{Aus}}$

Man beachte, dass die Arbeit hier rein als Mitteldruck vorliegt.  $p_{\text{ein}}$  und  $p_{\text{Aus}}$  wirken über den gesamten Kolbenhub und es gilt:  $p_{\text{LW,ideal}} V_h = W_{\text{LW,ideal}}$ . Durch die Bedingung, dass  $p_{\text{ein,UT}}$  im UT wirkt, ergibt sich die eingeschlossene Masse bei gegebener Temperatur im Zylinder. Um den Übergang zur realen Ladungswechselarbeit zu erreichen, kann ein Term  $p_{\text{real}}$  eingeführt werden, welcher zum idealisierten Ladungswechselmitteldruck addiert wird.

$$p_{\text{LW}} = p_{\text{LW,ideal}} + p_{\text{real}} = p_{\text{ein,U}} - p_{\text{Aus}} + p_{\text{real}}$$

$p_{\text{LW,ideal}}$  stellt bei den oben gegeben Randbedingungen den bestmöglichen Ladungswechsel dar, wenn alle Strömungsvorgänge als verlustfrei angenommen werden. Jedoch kann  $p_{\text{real}}$  die Ladungswechselarbeit im Betrag auch verringern, wenn z. B. vollvariable Ventiltriebe mit Es weit vor UT in der Berechnung berücksichtigt werden sollten.

Aus den nachfolgenden Zusammenhängen kann ein idealisierter Lastpunkt in Abhängigkeit des Zustands nach Ladungswechsel erzeugt werden. Hierzu setzt man (i. –iv.) in (v.) ein und formt nach  $p_{\text{me}}$  um.

$$\begin{aligned} \text{(i.) } p_{\text{HD}} &= \frac{\eta_{\text{HD}} Q_{\text{zu}}}{V_h}; & \text{(ii.) } Q_{\text{zu}} &= m_{\text{Ladung}} q_{\text{zu}}; & \text{(ii.) } m_{\text{Ladung}} &= \frac{p_{\text{ein,UT}} V_h}{RT_{\text{ein,UT}}} \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1}; \\ \text{(iv.) } p_{\text{me}} &= p_{\text{HD}} + p_{\text{LW}} + p_{\text{Reib}}; & \text{(v.) } \eta_e &= \frac{p_{\text{me}} V_h}{Q_{\text{zu}}}; & \text{(vi.) } q_{\text{zu}} &= \frac{1 - x_{\text{ses}}}{\lambda L_{\text{min}} + 1} H_u \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \eta_e &= \eta_{\text{HD}} + \left( 1 + \frac{p_{\text{real}} - p_{\text{Aus}} + p_{\text{Reib}}}{p_{\text{ein,U}}} \right) C \quad \text{mit } C = \frac{RT_{\text{ein,UT}} \varepsilon - 1}{q_{\text{zu}} \varepsilon} \\ \Rightarrow p_{\text{me}} &= \frac{\eta_e Q_{\text{zu}}}{V_h} = \frac{\eta_e p_{\text{ein,UT}}}{C} \end{aligned}$$

Nicht bekannte Werte werden in Anlehnung an Messdaten gewählt. Eine Kombination aus den folgenden Annahmen ist repräsentativ für den gewählten Bereich.

- Der Restgasgehalt skaliert linear zur Druckdifferenz über Zylinder von minimal  $x_{\text{res}} = 2\%$  bis maximal  $x_{\text{res}} = 20\%$ ,
- Der Hochdruckprozess verläuft linear zwischen einem Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{HD}} = 37,5\%$  bei  $x_{\text{res}} = 2\%$  und  $\eta_{\text{HD}} = 33\%$  bei  $x_{\text{res}} = 20\%$ .
- Die Frischluftmasse strömt bei konstanter Ansaugtemperatur  $T_{\text{Frisch}} = 90^\circ\text{C}$  in den Zylinder und erzeugt durch Mischung mit dem  $600^\circ\text{C}$  heißem Restgas die Mischungstemperatur  $T_{\text{ein,UT}}$ .
- Das Kraftstoff-Luftgemisch entspricht  $\lambda = 1$  im UT.
- Der Reibmitteldruck wird konstant zu  $p_{\text{Reib}} = 0,7\text{bar}$  angenommen.

Daraus ergeben sich die Kurven in Abbildung 17. Man sieht auf der linken Seite die Ladungswechselarbeit über den Lastpunkt aufgetragen und auf der rechten Seite zusätzlich relativ zum Lastpunkt. Weiter sind jeweils zwei Fälle mit konstantem Restgasgehalt als Berandung dargestellt.

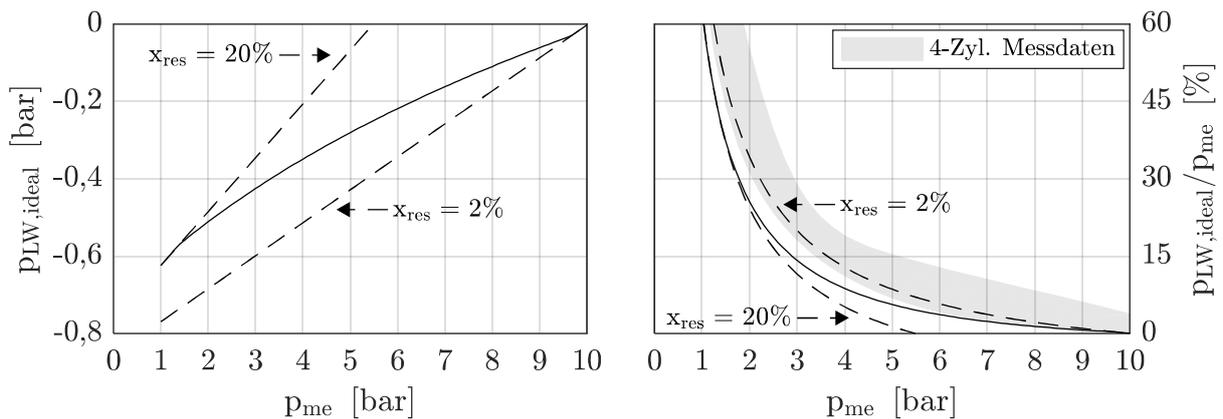


Abbildung 17: relativer Beitrag der Ladungswechselarbeit zur Gesamtarbeit

Der Einfluss von heißem Restgas auf die ideale Ladungswechselarbeit wird deutlich. Die Darstellung im rechten Diagramm zeigt den stark überproportionalen Anteil der Ladungswechselarbeit bei niedriger Last. Bei  $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$  nimmt der ideale Ladungswechselarbeit 25% der abgegebenen Gesamtarbeit an. Zusätzlich sind die Messdaten eines Vierzylindermotors als Streuband hinterlegt. Die nicht beachteten Strömungsverluste und Abweichungen in den Annahmen führen zu einem Versatz zu höheren Anteilen.

Dieser Ansatz erlaubt es, weitere Überlegungen hinsichtlich einer Lastpunktverschiebung mittels Zylinderabschaltung anzustellen. Hierzu zeigt Abbildung 18 die Ausprägung der Ladungswechselarbeit, wenn eine geringere Anzahl an Zylinder die effektive Last erzeugen

müssen. Das Diagramm zeigt die theoretische maximale Last, die mit einer bestimmten Anzahl an Zylinder ohne zusätzliche Aufladung erreichbar ist. Vier aktive Zylinder erzeugen 10bar effektive Last. Drei Zylinder generieren bei gegebenen Randbedingungen 7,5bar. Zwei Zylinder erzeugen saugmotorisch nur noch 4,5bar und liegt demnach unter 50% der erreichten Last von vier Zylinder. Mit einem aktiven Zylinder können maximal 2bar effektive Last erreicht werden, dies aber mit völlig endrosseltem Ladungswechsel. Die Reibung nimmt in den beide letzten Fällen die entscheidende Rolle ein.

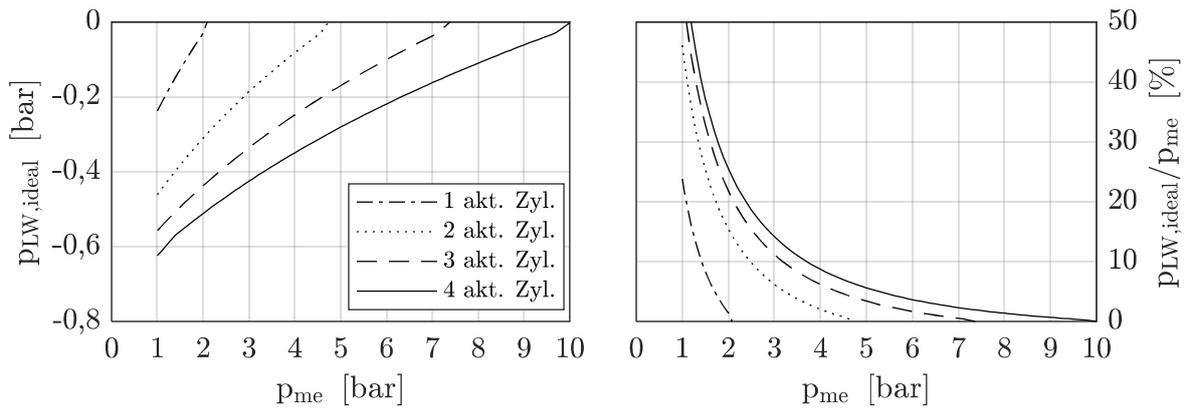


Abbildung 18: relativer Beitrag der Ladungswechselarbeit zur Gesamtarbeit mit unterschiedlicher Anzahl aktiver Zylinder

## 4.5 Verbrennung

Folgend werden Kenngrößen der Verbrennung definiert und der Einfluss dieser in einer theoretischen Betrachtung dargelegt. Die Verbrennung stellt die Wärmezufuhr dar, die durch die Oxidation des Kraftstoffs im Brennraum entsteht. Dies kann immer nur endlich schnell passieren. Daher kommt es zu einem zeitlichen Verlauf der Umsetzung und weicht von der isochoren Wärmezufuhr des Vergleichsprozesses ab. Rückschlüsse auf die Güte der Umsetzung sind anhand der normierten Form des kumulierten Verlaufs der Energiefreisetzung möglich. Dieser wird Brennverlauf genannt und stellt das folgende Integral der Brennrate  $\int \frac{dQ_B}{d\phi}$  dar. Wird dieses Integral auf die im Kraftstoff enthaltene Wärmemenge bezogen, erhält man den Umsatz bzw. die Umsatzrate:

$$X_U = \frac{Q_B(\phi)}{Q_K} = \frac{1}{Q_K} \int_{\phi_0}^{\phi} \frac{dQ_B}{\phi} d\bar{\phi}$$

Folgend werden Kenngrößen der Verbrennung eingeführt und näher betrachtet. In Abbildung 19 ist dazu ein idealisierter Brennverlauf herangezogen, um den Umsatz und die Umsatzrate zu zeigen.

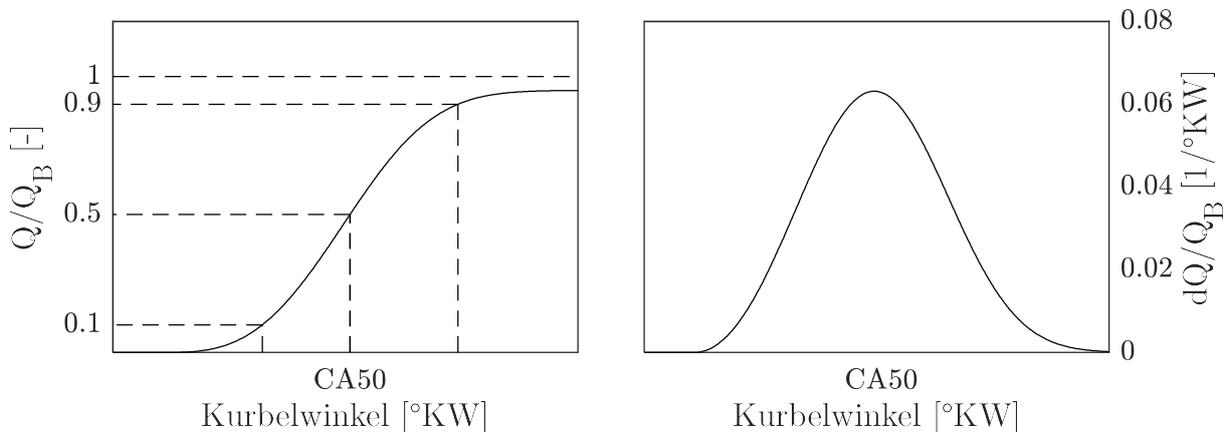


Abbildung 19: normierter Kraftstoffumsatz und Umsatzrate

Ein entscheidender Kennwert ist dabei der Zeitpunkt des 50% Umsatz (CA50  $[\text{°KW nZOT}]$ ). Dieser stellt die Schwerpunktlage der Verbrennung dar und bestimmt in erster Näherung die Güte der Verbrennung. Dabei sorgen theoretisch Schwerpunktlagen nahe des ZOT für höchste Wirkungsgrade. In Realität zeigt sich eine Schwerpunktlage um  $8\text{°KW}$  als optimal. Der Versatz des Umsatzes ist durch die Verstellung der Zündung zyklusgenau möglich.

Eine weitere wichtige Kenngröße stellt die Brenndauer dar. Dabei wird die Differenz der Kurbelwinkel zweier Bezugspunkte ausgewertet. In den häufigsten Fällen werden hier der

10%- und der 90%-Umsatzpunkt gewählt. Somit erhält man eine lineare Näherung des Mittelteils. Kurze Brenndauern sind von Nöten für einen effizienten Umsatz. Diese kann jedoch nur über das gesamte Brennverfahren beeinflusst werden. Dazu gehören u.a.:

- Erzeugung makroskopischer Ladungsstrukturen (Tumble-, Swirl) über Einlasskanalführung, Schließzeitpunkt der Einlassventile oder Asymmetrie der Ventilerhebung
- mikroskopische Ladungsbewegung (Turbulenz, Zerfall der makroskopischen Ladungsbewegung)
- Gemischaufbereitung
- Ladungszusammensetzung und -zustand
- Zündenergie
- Brennraumgeometrie.

Weiter sieht man in Abbildung 19, dass nicht die gesamte Kraftstoffenergie umgesetzt wird. Aufgrund unvollständiger und unvollkommener Verbrennung nimmt nicht der gesamte Kraftstoff an der Verbrennung teil und kann über die nicht vollständig oxidierten Komponenten im Abgas bestimmt werden. Diese Bilanzierung der zugeführten und abgeführten Wärmemengen entspricht dem Wirkungsgrad aufgrund unvollständiger Verbrennung.

$$\eta_{\text{Verb.Unvoll}} = \frac{\dot{m}_{\text{Kr}} H_u - \sum_i^n \dot{m}_i H_i}{\dot{m}_{\text{Kr}} H_u} = 1 - \frac{\sum_i^n \dot{m}_i H_i}{\dot{m}_{\text{Kr}} H_u} = 1 - \frac{\sum_i^n \varphi_i M_i \dot{m}_{\text{Abg}} H_i}{M_{\text{Abg}} \dot{m}_{\text{Kr}} H_u}$$

mit  $\dot{m}_i = \varphi_i \frac{M_i}{M_{\text{Abg}}} \dot{m}_{\text{Abg}}$

Mit  $n$  : Anzahl Abgaskomponenten  
 $\varphi_i$  : Volumenanteil aus der Abgasmessung  
 $M_i, M_{\text{Abg}}$  : Molare Masse der Abgaskomponente; Molare Masse des Abgases  
 $H_i, H_u$  : Unterer Heizwert der Abgaskomponente und des Kraftstoffs

Unter vollkommener Verbrennung versteht man einen Umsatz bis zum chemischen Gleichgewicht. Vor allem bei einem stöchiometrisch vorliegenden Gemisch bleiben Zwischenprodukte zum Ende der Verbrennung übrig, welche über dem chemischen Gleichgewicht liegen. Zu unvollständiger Verbrennung kommt es, wenn nicht genügend Luft für den vollständigen Umsatz zur Verfügung steht.

Der Bestimmung des Verlaufs des energetischen Umsatzes kommt daher entscheidende

Bedeutung bei der Vermessung zu. Das heißt, es muss während der Messung die Berechnung des Umsatzes geschehen. Dazu wird folgend eine Methode aufgezeigt, die mit wenig Rechenaufwand gelöst werden kann. Für ein geschlossenes System ergibt die Energiebilanz (1. Hauptsatz der Thermodynamik) folgende Zusammenhänge:

$$dU = dQ + dW + dH_{BB} = dQ_B + dQ_V - pdV + dH_{BB} = dQ_H - pdV$$

mit  $dQ_H = dQ_B + dQ_V + dH_{BB}$

Weiter wird zwischen Heizverlauf und Brennverlauf unterschieden. Dabei stellt der Heizverlauf  $Q_H$  die Wärmezufuhr durch den Brennverlauf  $Q_B$  samt aller Verlusten  $Q_V + dH_{BB}$  während der Verbrennung dar und ist damit die Größe der beobachtbaren Wärmezufuhr. Die hauptsächliche Differenz von Heizverlauf und Brennverlauf sind die instationären Wärmeverluste, wenn man die Verluste aufgrund eines Enthalpieverlust über den Bilanzraum vernachlässigt (Blow-By,  $dH_{BB}$ ). Mit der Hochdruckindizierung wird eine Echtzeitauswertung der beobachtbaren Wärmefreisetzung möglich. Dazu wird die Energiebilanz von einem Messpunkt zum nächsten aufgestellt. Es werden Vereinfachungen und Annahmen getroffen, sodass die zur Verfügung stehenden Messwerte ( $p_i, V_i$ ) für die Lösung ausreichen und in Echtzeit während der Messdatenerfassung berechnet werden können. Der sich ergebende Wert liefert somit den Wärmeeintrag durch den gemessenen Druckverlauf. Dieser enthält neben der Energiefreisetzung durch die Verbrennung auch alle Verluste und entspricht daher dem Heizverlauf. Der größte Anteil nimmt dabei der Wandwärmeverlust ein. Undichtigkeiten wie z. B. Blow-By an den Kolbenringen können weitere Verluste darstellen. Weiter sind hier noch jegliche Art von Messfehler zu erwähnen, wie Winkelfehler des OT-Abgleichs und Thermodrift des Drucksensors, die schon in kleiner Ausprägung nicht reale Verluste erzeugen.

In der Literatur gibt es verschiedenste Ansätze der Heizwerberechnung mit Abschätzung zur Genauigkeit bei gegebener Rechenintensivität [54, 55]. Eine simple und anschauliche Herleitung besteht aus der Aufteilung der Zustandsänderung, um von einem Messpunkt zum nächsten zu kommen. Dabei kann man erst von einer isochoren Wärmezufuhr ausgehen, um den gemessenen Druck zu erreichen, jedoch bei gleichbleibenden Volumen, mit folgender isobaren Wärmezufuhr, um bei gleichbleibendem Druck das Volumen des nächsten Zustandpunkts zu erreichen. Daraus erhält man folgende Gleichungen:

$$dQ_{v=\text{konst}} = mc_v dT_V = \frac{c_v}{R} V dp = \frac{1}{\kappa - 1} V dp$$

$$dQ_{p=\text{konst}} = mc_p dT_p = \frac{c_p}{R} p dV = \frac{\kappa}{\kappa - 1} p dV$$

$$dQ_H = dQ_{v=\text{konst}} + dQ_{p=\text{konst}} = \frac{1}{\kappa - 1} (Vdp + \kappa p dV)$$

$$\frac{\Delta Q_H}{\Delta \phi} = \frac{1}{\kappa - 1} \left( \kappa p \frac{\Delta V}{\Delta \phi} + V \frac{\Delta p}{\Delta \phi} \right)$$

Wählt man nun einen sinnvollen Wert für das  $\kappa$ , erhält man mit diesem Zusammenhang eine gute Näherung der realen Wärmezufuhr und damit Rückschlüsse auf die Brenndauer und auf den Verbrennungsschwerpunkt. Damit wird eine Beurteilung der thermodynamischen Prozesse während der Messung möglich.

Für die Prozesssimulation ist jedoch der Brennverlauf von Nöten. Eine Methode diesen zu erhalten, ist die Wahl eines Wandwärmemodells und eine iterative Annäherung an den gemessenen Zylinderdruck, bei Berücksichtigung aller messbaren Verluste. In dieser Arbeit wurde dafür das 0D/1D-Motorprozesssimulationstool GT-SUITE [56] verwendet.

## 4.6 Klopfen

Unter Klopfen versteht man eine abnormale Verbrennung, die charakterisiert wird durch hochfrequente Druckschwankungen im Zylinder. Es kommt zu einer Selbstentzündung des noch nicht von der Flamme erfassten Gemischs. Diese Selbstentflammung im Endgas führt dabei zu plötzlicher Freisetzung hoher Anteile chemischer Energie. Es kommt zu Druckwellen mit hoher Amplitude, welche einen starken Anstieg der Temperatur mit sich bringt. Die durch die Druckspitzen erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten erzeugen mit den überhöhten Temperaturen enorme lokale Wärmeinträge, die zu erhöhter Erosion und Aufschmelzungen der Brennraumwände führen. In Extremfällen kann es zu massiven mechanischen Versagen kommen und somit zu Komplettschäden des Motors [57].

Eine Reihe von Theorien, wie Klopfen entsteht, ist in [58] zu finden. Vor allem das Erreichen der lokalen Selbstzündungszustand wird dabei als ein entscheidender Faktor angeführt. Das Erreichen des Selbstzündungszustand wird vor allem durch das Fortschreiten der Vorreaktionen im Endgas bedingt. Dabei wirkt ein höherer Druck reduzierend auf die Zündverzugszeit und die Temperatur beschleunigt die Vorreaktionen. Es ergeben sich mehrere interne und externe Einflüsse auf die Klopfneigung [59–62].

Frühe Zündwinkel erzeugen hohe Druckgradienten und die Spitzentemperatur steigt. Vor allem im Endgas steigt die Temperatur und der Selbstzündungszustand wird dadurch lokal schneller erreicht. Daher ist eine Spätverstellung der Zündung das einfachste operative Mittel, um eine klopfende Verbrennung zu vermeiden, wenn auch auf Kosten

der effektiv nutzbaren Arbeit und damit auch auf den Wirkungsgrad.

Ein Kraftstoff mit hoher Oktanzahl oder Methanzahl liefert eine geringe Klopfneigung bzw. geringe Zündwilligkeit.

Höhere Verdichtungsverhältnisse wirken sich negativ auf die Klopfneigung aus, da bei gleicher Füllung das Temperaturniveau durch die Verdichtung steigt.

Niedrige Ansauglufttemperaturen, Abgasrückführung und gute Kühlung senken das Temperaturniveau bei Verdichtungsende. Ablagerungen verringern dabei den Wärmeübergang. Höhere Leistungsdichten, wie sie bei aufgeladenen Motoren vorkommen, erzeugen dabei heißere Brennraumwände, was sich vor allem auf die Temperatur im Endgas auswirkt und somit die Klopfneigung ansteigen lässt. Heißes Restgas kann die Verdichtungsendtemperatur erhöhen und somit die Zündwilligkeit erhöhen.

Weniger Zeit für die Vorreaktionen im Endgas reduziert die Klopfneigung. Hohe Strömungs- und Flammengeschwindigkeiten durch gezielte Ladungsbewegung vermögen dabei die Verbrennung zu beschleunigen und wirken somit klopfmindernd. Aus diesem Grund sinkt die Klopfneigung auch mit steigender Motordrehzahl. Auch kürzere Flammenwege durch kompakte Brennraumformen mit zentraler Zündkerze und optimierten Quetschspalte verkürzen die mögliche Zeit für Vorreaktionen.

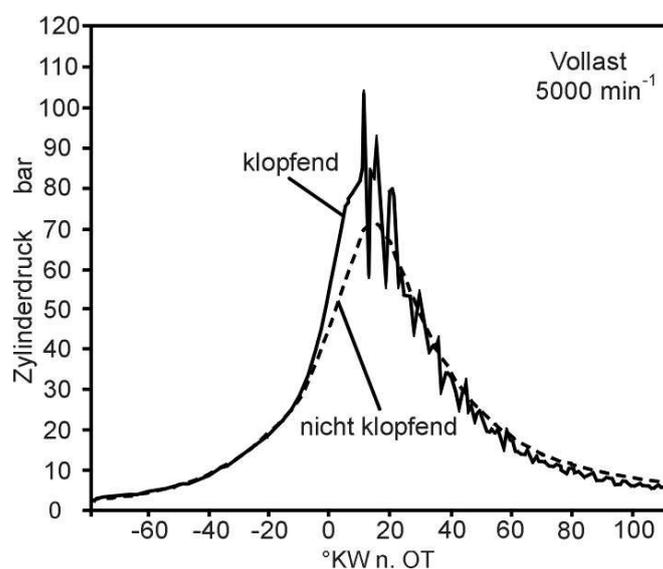


Abbildung 20: Zylinderdruckverlauf mit und ohne klopfende Verbrennung [57]

In Abbildung 20 sieht man hierzu einen Zylinderdruckverlauf mit und einen ohne klopfende Verbrennung. Im Drucksignal sind die hochfrequenten Anteile ( $>10\text{kHz}$ ) dem normalen Druckverlauf überlagert. Diese werden als klingelndes metallisches Geräusch

auch für den Menschen hörbar. Die hochfrequenten Schwingungen ergeben im Körperschall des Motorblocks ein charakteristisches Signal. Dieses Signal kann durch einen piezoelektrischen Klopfsensor erfasst und zylinder genau durch die Motorelektronik interpretiert werden. Der Zündwinkel wird bei erkanntem leichtem Klopfen nach spät verstellt und allmählich auf den Vorsteuerwert zurückgeführt. Somit kann sichergestellt werden, dass im Betrieb der frühestmögliche Zündzeitpunkt eingestellt wird und dabei nur leichtes Klopfen zugelassen wird, um so nah wie möglich an den wirkungsgradoptimalen Bereich zu kommen.

Laut Russ [63] benötigt man eine Erhöhung der Oktanzahl um einen Punkt, um bei gleicher Klopfstärke den Zündzeitpunkt um  $1^\circ\text{KW}$  nach früh zu verschieben. Darauf aufbauend ergeben sich weitere Sensitivitäten an einem Forschungsmotor, die als Richtwerte dienen können:

- Einlasstemperatur:  $1^\circ\text{KW}_{\text{ZZP}} / 7\text{K}$
- Einlassdruck:  $3\text{-}4^\circ\text{KW}_{\text{ZZP}} / 0,1\text{bar}$
- Verdichtung:  $6^\circ\text{KW}_{\text{ZZP}} / 1\varepsilon\text{-Einheit}$
- Abgasgegendruck:  $1^\circ\text{KW}_{\text{ZZP}} / 0,3\text{bar}$
- Luftverhältnis:  $1^\circ\text{KW}_{\text{ZZP}} / 0,07 \lambda \text{-Einheit}$   
(Maximum des Oktanzahlbedarfs bei  $\lambda = 0,95$  mit beidseitigem Abflachen des Bedarfs um, wie in Abbildung 21 dargestellt)

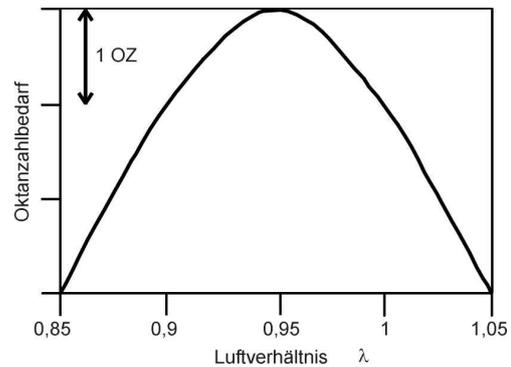


Abbildung 21: Oktanzahlbedarf über Lambda

Neben Klopfen gibt es noch weitere Verbrennungsanomalien, die zwar seltener auftreten, jedoch umso zerstörender für den Motor sind. Dazu gehört das Extremklopfen, welches durch höhere Amplituden gekennzeichnet ist und stochastisch auftritt. Eine weitere Verbrennungsanomalie ist die sogenannte Vorentflammung. Diese tritt bevorzugt bei niedrigen Drehzahlen und hohen Ladedrücken in Vollastnähe auf und beginnt, anders als bei Klopfen und Extremklopfen vor dem Zündzeitpunkt [64]. Die Vorentflammung tritt vermeintlich ohne Vorgeschichte auf und verhindert besonders bei hochaufgeladenen Ottomotoren eine weitere Leistungssteigerung [65]. Ein einziges Auftreten kann, im Gegensatz zum Klopfen, zu einem Zerstören des Motors führen. Weiter gibt es noch Glühzündungen, bei denen eine weitere Verbrennungszone durch überhitzte Oberflächen erzeugt wird. Dabei kann eine klopfende Verbrennung begleitend auftreten und der Zündzeitpunkt ist nicht weiter kontrollierbar [66]. Die Glühzündung kann dabei an der Zündkerze, dem Auslassventil, dem Kolbenboden sowie den Quetschkanten im

Zylinderkopf oder an Ablagerungen im Brennraum beginnen. Dabei handelt es sich um einen selbsterhaltenen Effekt, da durch die unkontrollierbare Verbrennung der Brennraum vom vorhergehenden Arbeitsspiel mit einer Glühzündung immer weiter aufgeheizt wird.

#### 4.7 Verlustanalyse

In der folgenden Betrachtung werden die getroffenen Vereinfachungen schrittweise mit den thermodynamischen Gesetzmäßigkeiten ersetzt und nach jedem Schritt ein Teilwirkungsgrad definiert. Nähert man sich so dem gemessenen Zylinderdruckverlauf, stellen die jeweiligen Differenzen der Teilwirkungsgrade die Verluste der einzelnen Vereinfachungen dar und vermeidbare Einzelverluste werden quantifizierbar. Die daraus entstehende Verlustanalyse ist in verschiedenen Quellen in diversen Variationen zu finden. Diese unterscheiden sich im Wesentlichen kaum und vermögen die qualitativ gleichen Aussagen zu treffen. Jedoch sind Verlustanalysen auf Basis des vollkommenen Motors nach DIN 1940, wie zum Beispiel in [67] beschrieben, stets ohne Berücksichtigung des Restgases. In [68] und [69] wird dies weiter thematisiert und das Restgas ist in die Verlustanalyse mit aufgenommen. Die in dieser Arbeit verwendete Verlustanalyse beruht auf der Methodik des verwendeten 0D/1D-Motorprozesssimulationstool GT-SUITE v2016 [70, 71]. Die Methodik beruht auf dem simulativen Abgleich eines Messpunktes in der Simulationsumgebung. Durch nachträgliche Simulationen können die gewünschten Verluste freigestellt werden. Dabei ist die Reihenfolge entscheidend, um eine sinnhafte Differenzierung der Verluste zu erhalten. Folgend werden diese Schritte aufgezeigt, erläutert und mit dem erhaltenen Verlust in Kontext gebracht:

1. Der erste zusätzliche Simulationszyklus wird mit der realen Zusammensetzung anstelle von Luft durchgeführt. Ansonsten finden alle Annahmen des Gleichraumprozesses Verwendung. Wird der sich ergebene Wirkungsgrad  $\eta_1 = \eta_{\text{Reale Ladung}}$  vom Gleichraumwirkungsgrad abgezogen, ergibt sich der Verlust  $\Delta\eta_{\text{Reale Ladung}}$ .
2. Eine weitere Simulation wird mit einer isochoren Energiezufuhr bei realem Verbrennungsschwerpunkt (CA50), durchgeführt. Ansonsten bleiben alle Annahmen gleich der ersten Zusatzsimulation. Man erhält den Wirkungsgrad  $\eta_2 = \eta_{\text{CA50}}$ . Es ergibt sich aus der Wirkungsgraddifferenz mit der vorhergehenden Simulation der Verlust  $\Delta\eta_2 = \Delta\eta_{\text{CA50}}$ .
3. Der Verlust  $\Delta\eta_3 = \Delta\eta_{\text{Verb. Unvoll}}$  stammt aus der dritten Simulation unter zusätzlicher

Berücksichtigung der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung, welche aus den gemessenen Emissionen berechnet wird. Hierzu wird wieder die Differenz  $\eta_3 = \eta_{\text{Verb,unvoll}}$  zu  $\eta_2$  errechnet.

4. In einer weiteren Simulation wird im Simulationszyklus der reale Brennverlauf verwendet. Der Wirkungsgrad  $\eta_4 = \eta_{\text{Verb.Verlauf}}$  erzeugt durch Subtraktion mit dem Wirkungsgrad aus vorheriger Simulation den Verlust  $\Delta\eta_4 = \Delta\eta_{\text{Verb.Verlauf}}$ .
5. In der fünften Zusatzsimulation werden die kalorischen Eigenschaften des Gemisches mitberücksichtigt. Das heißt alle Stoffdaten sind nun temperatur- und druckabhängig. Der sich ergebene Wirkungsgrad lautet  $\eta_5 = \eta_{\text{Realgas}}$  und der Verlust  $\Delta\eta_5 = \Delta\eta_{\text{Realgas}}$ .
6. In der sechsten Zusatzsimulation werden die Wandwärmeverluste aktiviert und man erhält den Wirkungsgrad  $\eta_6 = \eta_{\text{Wand}}$ . Nach Subtraktion mit vorherigem Wirkungsgrad  $\eta_5$  erhält man den Verlust  $\Delta\eta_6 = \Delta\eta_{\text{Wand}}$ .

Alle Verluste bis zu diesem Schritt beziehen sich ausschließlich auf die Hochdruckarbeit.

7. Im siebten Schritt wird keine weitere Simulation durchgeführt. Jedoch werden die Verluste des Ladungswechsels  $\Delta\eta_{\text{Ladungswechsel}}$ , des Kompressionsverlustes  $\Delta\eta_{\text{Komp}}$  und des Expansionsverlustes  $\Delta\eta_{\text{Exp}}$  aus dem realen Drucksignal der abgeglichenen Simulationsergebnisse, durch Subtraktion vom sechsten Simulationszyklus, errechnet. Es ergibt sich zusammengefasst der Verlust für den gesamtheitlichen Ladungswechsel  $\Delta\eta_7 = \Delta\eta_{\text{LW}}$ .

Die kumulierten Verluste aus den ersten sieben Schritten ergeben die Differenz aus Gleichraumwirkungsgrad und inneren Wirkungsgrad  $\eta_7 = \eta_{\text{in}}$ .

8. Im achten Schritt kann mittels der gemessenen Reibung in Form des Wirkungsgradverlusts  $\Delta\eta_8 = \Delta\eta_{\text{Reib}}$  auf den effektiven Wirkungsgrad  $\eta_8 = \eta_{\text{eff}}$  geschlossen werden.

Man erhält den Zusammenhang:

$$\eta_{\text{eff}} = \eta_{\text{GR}} - \sum_i \Delta\eta_i$$

$$= \eta_{GR} - [\Delta\eta_{\text{Reale Ladung}} + \Delta\eta_{CA50} + \Delta\eta_{\text{Verb. Unvoll}} + \Delta\eta_{\text{Verb. Verla}} + \Delta\eta_{\text{Realgas}} \\ + \Delta\eta_{\text{Wand}} + \Delta\eta_{\text{LW}} + \Delta\eta_{\text{Reib}}]$$

Die aus dieser Vorgehensweise gewonnenen Verluste können nun weiter in fünf Hauptverluste zusammengefasst werden. Diese sind:

- 1) Kalorik:  $\Delta\eta_{\text{Kalorik}} = \Delta\eta_{\text{Reale Ladung}} + \Delta\eta_{\text{Realgas}}$
- 2) Verbrennung:  $\Delta\eta_{\text{Verb}} = \Delta\eta_{CA50} + \Delta\eta_{\text{Verb. Unvoll}} + \Delta\eta_{\text{Verb. Verla}}$
- 3) Wandwärmeverluste:  $\Delta\eta_{\text{Wand}}$
- 4) Ladungswechsel:  $\Delta\eta_{\text{LW}} = \Delta\eta_{\text{Ladungswechsel}} + \Delta\eta_{\text{Komp}} + \Delta\eta_{\text{Exp}}$
- 5) Reibung:  $\Delta\eta_{\text{Reib}}$

### Kalorik:

Die Verluste aufgrund der realen Ladung und der realen Stoffdaten werden zweckmäßig zusammengefasst in der Kategorie Kalorik, auch wenn diese in der Abfolge mehrere Schritte auseinander liegen. Diese hier getroffene, willkürliche Definition wird aufgrund der Übersichtlichkeit in späteren Betrachtungen herangezogen. Obwohl in der ersten Simulation die Stoffdaten verändert werden, liegt in dieser der größere Schwerpunkt auf der Prozessführung und die Konsequenzen aus deren Definition. Beginn und Ende der ersten Simulation liegt jeweils im UT, eine Kurbelwellenumdrehung voneinander getrennt. Da die Anfangsbedingungen erst mit Es bekannt sind, kommt es zu einer isentropen Rück- beziehungsweise Vorausrechnung des Druckverlaufs von bzw. nach Es. Hierbei kommt es zu Verlusten, die eigentlich vom Ladungswechsel herrühren. Aufgrund der UT-UT Definition werden diese vermeintlichen Ladungswechselverluste, die durch Es nach UT entstehen dem Hochdruckprozess angerechnet. Im Umkehrschluss tauchen diese Verluste bei ES vor UT im Kompressionsverlust des Ladungswechsel auf. Daher muss bei Verlustanalysen mit vollvariablen Ventiltrieb oder bei Spreizungsstrategiewechsel, wie sie bei einem Brennverfahren mit spätem Es der Fall ist, zur Vorsicht geraten werden.

Die Aktivierung der realen Stoffdaten und somit die primäre Abhängigkeit dieser von der Temperatur (und sekundär vom Druck) kann erst nach Berücksichtigung der vorhergehenden Schritte geschehen, die Einfluss auf die Brennraumtemperatur haben. Diese sind die beiden Kategorien Verbrennung und Wandwärmeverluste.

In Abbildung 22 sind hierzu die Wärmekapazitäten und der Isentropenexponent relevanter Stoffe und Gemische über Temperatur dargestellt [72]. In den oberen Diagrammen sind die Verläufe von Luft, Restgas und einem stöchiometrischen Oktan-

Gemisch zu sehen. In den Diagrammen in der unteren Zeile sieht man die Verläufe der Einzelstoffe Methan ( $\text{CH}_4$ ), Methanol ( $\text{CH}_4\text{O}$ ), Ethanol ( $\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$ ), Oktan ( $\text{C}_8\text{H}_{18}$ ), Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ ), Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ ) und Kohlenmonoxid ( $\text{CO}$ ). Bei  $\text{CO}$  sei drauf hinzuweisen, dass  $\text{CO}$  und Luft sich nahezu identisch verhalten und man so eine Kopplung der Diagramme hat. Dies beruht auf den eingeschränkten Bewegungsfreiheitsgraden der zweiatomigen Moleküle  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$  und  $\text{CO}$ .  $\text{H}_2\text{O}$  und  $\text{CO}_2$  sind neben  $\text{N}_2$  die Hauptkomponenten von Restgas. Diese weisen schlechtere kalorischen Eigenschaften auf als reine Luft, jedoch immer bessere als ein stöchiometrisches Luft-Kraftstoff-Gemisch dank des  $\text{N}_2$ . Eine isentrope Verdichtung mit Restgas verläuft somit immer mit höherem  $\kappa$  ab. Bei gleichen Randbedingungen werden somit höhere Drücke und Temperaturen durch einen erhöhten Restgasanteil erzeugt. Dies fördert die Zündrandbedingungen und kompensiert zu einem Teil die einhergehende Ausdünnung des brennbaren Gemisches. In nicht klopfrestriktiven Kennfeldbereichen ist dies wünschenswert. Höheren spezifischen Wärmekapazitäten führen zu geringeren Temperaturzunahmen bei gleichartiger Energiezufuhr. Zusätzlich zur Ausdünnung und damit Reduzierung der zugeführten Energiemenge vermag dies die Spitztemperatur durch die Verbrennung zu reduzieren. Dabei ist es stark fallabhängig, ob nun die höhere Temperatur der Mischung im UT und nach Verdichten die Vorreaktionen im Endgas fördern oder durch das Absenken der Prozesstemperatur eine bessere Kühlung der Brennraumwände die Verbrennungsirregularitäten wie Klopfen reduzieren oder erhöhen. In Mengen bis 3% kann Restgas klopfmindern sein. Im Generellen überwiegt der Temperaturbeitrag von heißem Restgas bei höheren Restgasanteilen und eine klopfende Verbrennung wird wahrscheinlicher.

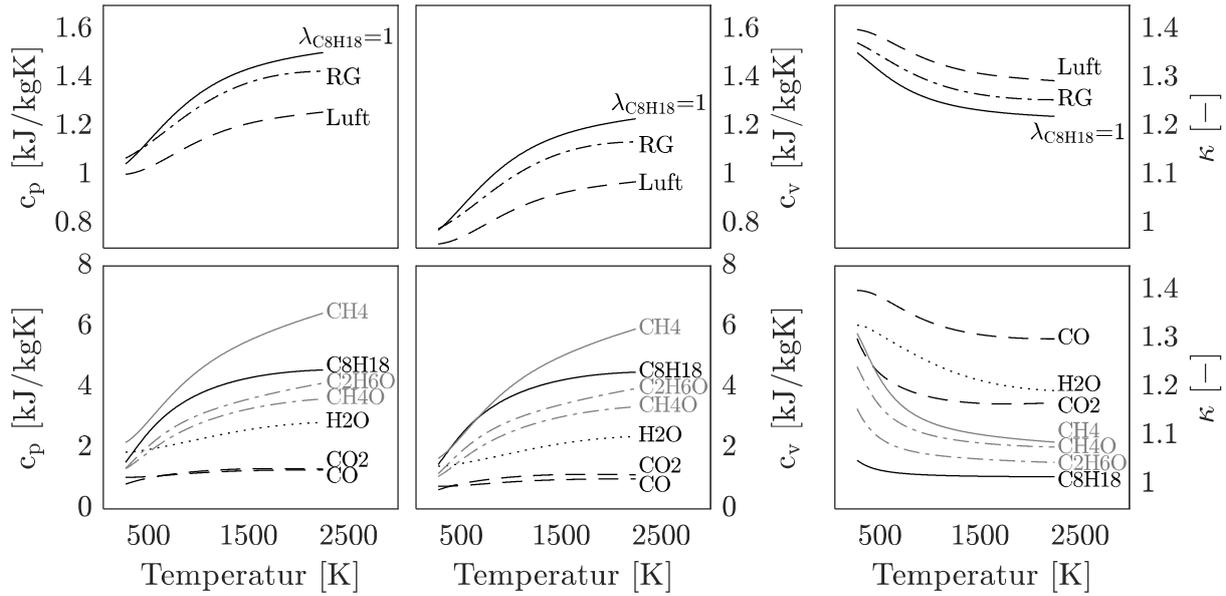


Abbildung 22: spez. isobare und isochore Wärmekapazität und Isentropenexponent von trockener Luft, Restgas und einem stöchiometrischen Luft-Oktan-Gemisch (eigene Darstellung, Daten aus [72])

Werden Bauteile im Abgastrakt zu hohen Temperaturen ausgesetzt, müssen diese vor Versagen geschützt werden. Dieser Bauteilschutz kann durch eine Anreicherung des Kraftstoff-Luft-Gemisches erreicht werden. Die kalorischen Eigenschaften spielen dabei eine entscheidende Rolle. Ein angereichertes Luft-Kraftstoff-Gemisch weist dabei ein niedrigeres  $\kappa$  auf und führt so zur Reduzierung der Verdichtungsendtemperatur. Dies kommt ebenso den Klopfbrandbedingungen zu Gute und hält sich bis zu einem gewissen Punkt die Waage mit der erhöhten Reaktionsfreudigkeit des Gemisches im Endgas [57]. Andererseits sorgt das entstehende CO im Abgas zur Erhöhung des  $\kappa$  während der Expansion. Somit wird von einer geringeren Ausgangstemperatur effizienter expandiert. Dies führt zu kälterem Abgas bei gleicher Leistung, jedoch erhöhtem Kraftstoffeinsatz. Effekte, die der erhöhten absoluten Verdampfungsenthalpie des gesteigerten Kraftstoffeinsatzes zugeschrieben werden, sind eher zweitrangig zu betrachten. Dies zeigt eine idealisierte Überlegung. Die bei einem direkteinspritzenden Motor vorhandene Kühlung durch das instantane Verdampfen des Kraftstoffs, ergibt bei konstanten kalorischen Eigenschaften folgende vereinfachten Zusammenhänge:

$$\text{mit } m_{\text{Kr}} \Delta h_{\text{V}} = m_{\text{Gesamt}} c_{\text{p,Gesamt}} \Delta T \text{ und } x_{\text{Kr}} = \frac{m_{\text{Kr}}}{m_{\text{Gesamt}}} = \frac{1 - x_{\text{Res}}}{\lambda L_{\text{min}} + 1}$$

$$\Rightarrow \Delta T = \frac{m_{\text{Kr}} \Delta h_{\text{V}}}{m_{\text{Gesamt}} c_{\text{p,Gesamt}}} = \frac{1 - x_{\text{Res}}}{\lambda L_{\text{min}} + 1} \frac{\Delta h_{\text{V}}}{c_{\text{p,Gesamt}}} \approx 20\text{K}$$

Daraus folgt aus dem Totalen Differential eine Sensitivität:

$$\Rightarrow \frac{\Delta T}{\Delta \lambda} = \frac{\partial(\Delta T)}{\partial \lambda} = - \frac{L_{\min}}{(\lambda L_{\min} + 1)^{-2}} \frac{(1 - x_{\text{Res}})\Delta h_V}{c_{p,\text{Gesamt}}} \Delta \lambda \approx 26K \Delta \lambda$$

Man erkennt, dass eine Steigerung des Kraftstoffeinsatz um 10% ( $\lambda = 0,9$ ) das Gemisch nur um 2,6K kühlen vermag. Dies wiederum erzeugt nach idealer Verdichtung mit einem  $\varepsilon = 10$  eine Differenz von ca. 6K. Durch diese idealisierte Überlegung erhält man somit den bestmöglichen Fall. In einer realeren Betrachtung kann diese Differenz nur geringer ausfallen und man erhält nur eine Aussage zur Größenordnung des Effekts.

### Verbrennung:

Die Einzelverluste, die aus dem Versatz, dem realen Verlauf und der Vollständigkeit der Verbrennung entstehen, ergeben kombiniert den gesamten Verlust aufgrund der Verbrennung. Dabei werden reale Einflüsse, welche aus der Gemischaufbereitung und Zusammensetzung der Ladung, sowie dem Strömungszustand bei Zündung und Verbrennung in einen bewertbaren Wirkungsgradverlust überführt. Zum Beispiel führt eine Gemischausdünnung zu schlechteren Zündrandbedingungen und ebenso zu längeren Brenndauern. Ein erhöhtes Turbulenzniveau aus dem gezielten Zerfall des Strömungszustand vermag die Verbrennung wieder zu beschleunigen. Dabei ergeben sich direkte Steuermöglichkeiten aus dem Ladungswechsel. [73, 74]

### Wandwärmeverluste:

Die Berechnung der Wandwärmeverluste wird nach WoschniGT [70] vorgenommen und stellt einen Ansatz nach Woschni [75, 76] dar, mit optimierten Übergangskoeffizienten für den Ladungswechsel. Der allgemeine Ansatz  $\dot{Q} = Ah_c(T_{\text{Gas,Mitte}} - T_{\text{Wand}})$  mit der Brennraumoberfläche  $A$ , Übergangskoeffizient  $h_c = 3,26 p^{0,8} w^{0,8} D_B^{-0,2} T^{-0,53}$ , dem Bohrungsdurchmesser  $D_B$  und der gemittelten Gasgeschwindigkeit im Zylinder  $w = C_1 \overline{S_P} + C_2 \frac{V_d T_r}{p_r V_r} (p - p_m)$  liefert dabei den instationären Wärmeübergang in das Kühlmittel. Dabei handelt es sich um einen phänomenologischen Ansatz. Die Koeffizienten  $C_1$  und  $C_2$  sind Abschnittsweise definiert und sind über viele historische Messkampanien und globalen Energiebilanzen immer weiter optimiert worden. Ein solcher Ansatz liefert nur gemittelte Wärmeübergänge und keinen lokalen. Im Vergleich zu weiteren Ansätzen (Hohenberg, Bargende, Kleinschmidt [67]) zeigen sich der instationäre Wärmeübergang und der Integralwert als unterschiedlich. Unterschiede im Wärmeverlust führen zu unterschiedlichen Brennverläufen. Daher ist es ratsam, über eine

Energiebilanz den Integralwert des Wärmeverlustes mit Messdaten einzustellen. Mit Kenntnis der thermischen Massen um den Zylinder und des Kühlmittelsystems, kann überdies eine gemittelte Brennraumwandtemperatur berechnet werden.

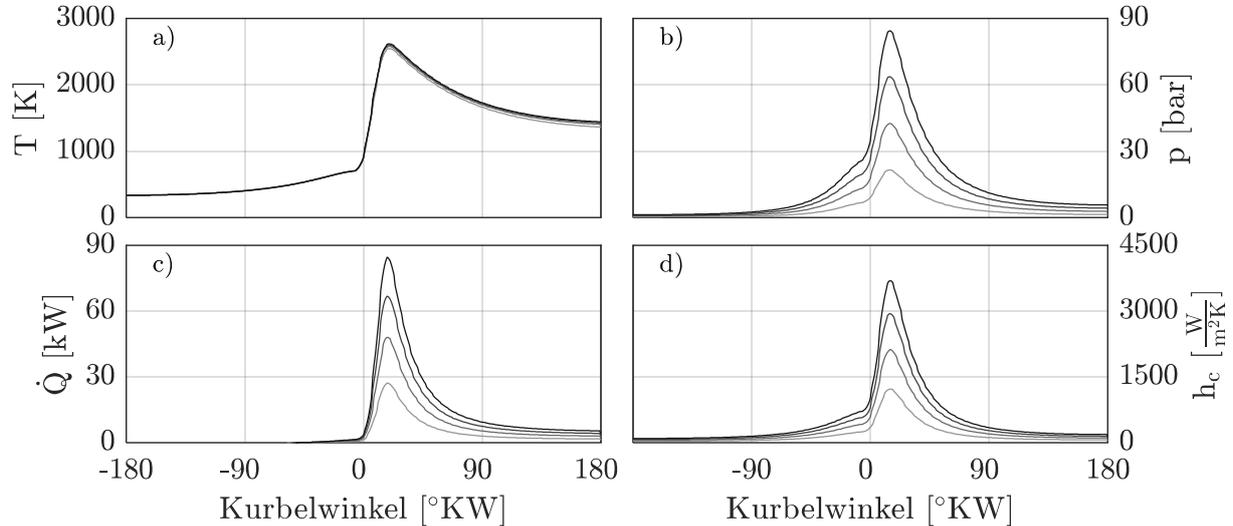


Abbildung 23: Einfluss der Last auf den Wandwärmeverlust bei  $n=2500\text{min}^{-1}$

Abbildung 23 zeigt hierzu eine Variation der Last bei  $n = 2500\text{min}^{-1}$ . Unter Verwendung einer idealisierten Simulation wird der Restgasgehalt und die Starttemperatur bei  $\lambda = 1$  gleichgehalten. Als Verbrennungsmodell dient ein prädiktiver Ansatz mit eingeregelterm Verbrennungsschwerpunkt von  $8^\circ\text{KW}$ , welcher mit der Last proportional skaliert und ähnliche Verbrennungsraten liefert. In Abbildung 23 a) sind hierzu die Temperaturverläufe dargestellt. Ein Einfluss der Last auf die gemittelte Brennraumtemperatur ist nicht zu erkennen. Der offensichtliche Einfluss der Last auf den Druckverlauf in Abbildung 23 b) ist trivial, dient aber zur Verdeutlichung, dass die Verläufe der Wärmeverlustleistung in c) und des Wärmeübergangskoeffizienten in d) überwiegend dem Druckverlauf folgen. Somit zeigt sich die unmittelbare Entkopplung der Temperatur von der Last aus der theoretischen Betrachtung bestätigt.

## 4.8 Emissionen

Den Emissionen kommt eine besondere Rolle in der Beurteilung des Brennverfahrens zu. Die schadhafte Komponenten unterliegen einer gesetzlichen Beschränkung. Zu diesen gehören CO (Kohlenstoffdioxid), NO<sub>x</sub> (Stickstoffoxide) und HC (Kohlenwasserstoffe). Zusätzlich müssen hier die Partikelemissionen erwähnt werden, welche durch die Einführung von Direkteinspritzer bei Ottomotoren ebenso eine Rolle spielen wie bei der Dieselerbrennung. Da man bei ordentlicher Katalysatorauslegung im warmen Zustand von vollständiger Konvertierung ausgehen kann und in den Messkampagnen immer nur Rohemissionen gemessen werden, ist dieser Aspekt in dieser Arbeit von geringerer Bedeutung. Entscheidender ist die Aussage über den thermodynamischen Prozess. Insbesondere ist der Energieanteil, welcher durch die nicht vollständig oxidierten Komponenten (CO, H<sub>2</sub> und HC) den Bilanzraum verlässt, von großem Interesse. Welchen Einfluss man auf den Kraftstoffverbrauch erwartet, kann mit folgendem Zusammenhang ermittelt werden. Eine gängige Kenngröße zur Bewertung der gasförmigen Emissionen ist die Darstellung dieser als spezifische Emission. Diese besteht aus dem auf die Leistung bezogenen Massenstrom der jeweiligen Komponente. Weiter kann man diese Größe über das Heizwertverhältnis energieäquivalent skalieren, sodass man die nun erhaltene Größe mit dem eingesetzten Kraftstoff verrechnen kann. Somit erhält man eine Aussage, wieviel Kraftstoff pro Leistung im Abgas den Bilanzraum verlässt. Weiter entspricht diese Formulierung der Definition des spez. Kraftstoffverbrauchs. Folgender Zusammenhang ergibt sich:

$$b_{\text{emi}} = \frac{H_{\text{emi}}}{H_{\text{U}}} \frac{\dot{m}_{\text{emi}}}{P_{\text{e}}} \quad \text{mit: } \dot{m}_{\text{emi}} = \varphi_i \frac{M_{\text{emi}}}{M_{\text{Abg}}} \dot{m}_{\text{Abg}} \quad \text{und} \quad \dot{m}_{\text{Abg}} = \dot{m}_{\text{Kr}} (\lambda L_{\text{min}} + 1)$$

$$\Rightarrow b_{\text{emi}} = \frac{H_{\text{emi}}}{H_{\text{U}}} \frac{\varphi_i \frac{M_{\text{emi}}}{M_{\text{Abg}}} (\lambda L_{\text{min}} + 1) \dot{m}_{\text{Kr}}}{P_{\text{e}}} = \varphi_{\text{emi}} \frac{M_{\text{emi}}}{M_{\text{Abg}}} \frac{H_{\text{emi}}}{H_{\text{U}}} (\lambda L_{\text{min}} + 1) b_{\text{e}}$$

Eine generalisierte Form wird erreicht indem man  $b_{\text{emi}}$  auf den eff. Kraftstoffverbrauch  $b_{\text{e}}$  bezieht und eine sinnhafte Einheit für die Konzentration  $\varphi_{\text{emi}}$  für die Abgaskomponente wählt:

$$\frac{b_{\text{emi}}}{b_{\text{e}}} = \varphi_{\text{emi}} \frac{M_{\text{emi}}}{M_{\text{Abg}}} \frac{H_{\text{emi}}}{H_{\text{U}}} (\lambda L_{\text{min}} + 1) \quad \text{mit } H_{\text{U}} = 41,5 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \quad \text{und } L_{\text{min}} = 14,1 \frac{\text{g}_{\text{Luft}}}{\text{g}_{\text{Kr}}}$$

Es ergeben sich die folgenden Zusammenhänge:

$$\text{CO: } \frac{b_{\text{CO}}}{b_{\text{e}}} = \varphi_{\text{CO}} \quad 3,55 \frac{\%}{\%_{\text{CO}}}, \quad \text{mit } H_{\text{CO}} = 10,103 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{H}_2: \frac{b_{\text{H}_2}}{b_{\text{e}}} = \varphi_{\text{H}_2} \quad 3,01 \frac{\%}{\%_{\text{H}_2}}, \quad \text{mit } H_{\text{H}_2} = 119,972 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

$$\text{C}_3\text{H}_8: \frac{b_{\text{C}_3\text{H}_8}}{b_{\text{e}}} = \varphi_{\text{C}_3\text{H}_8} \quad 2,56 \frac{\%}{\%_{\text{C}_3\text{H}_8}}, \quad \text{mit } H_{\text{C}_3\text{H}_8} = 46,354 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$$

Mit eingesetztem Kraftstoff dieser Arbeit ergibt sich somit für 1% CO im Abgas eine Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um 3,55%. Für 1% H<sub>2</sub> kommt es zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs um 3,01% und für 1‰ (1000ppm) C<sub>3</sub>H<sub>8</sub>-Äquivalent im Abgas, erhöht sich der Kraftstoffeinsatz um 2,56%. Auf eine Wasserstoffmessung im Abgas konnte in dieser Arbeit nicht zurückgegriffen werden. Für die Berechnung des Verbrennungswirkungsgrad  $\eta_{\text{Verb}}$  und der Brennverläufe aus Kapitel 4.5 wird daher für den Wasserstoffanteil 1/3 des CO-Anteils angenommen [70]. Dies stellt im leicht fetten Bereich von  $0,9 < \lambda < 1$  eine konservative Abschätzung dar und wird somit zu einem konstanten Fehler.

### Kohlenmonoxid

Als Hauptquelle der CO-Emissionen bei  $\lambda < 1$  ist die unvollständige Verbrennung zu nennen. CO stellt die erste Oxidationsstufe während der Reaktion zu CO<sub>2</sub> dar. Bei Luftmangel kann diese daher nicht vollständig geschehen und CO verbleibt im Abgas. Somit ist die CO-Konzentration im Abgas ein Indikator für eine fette Verbrennung.

Außerdem kommt es zu CO aus unvollkommener Verbrennung durch das „Einfrieren“ der Gemischzusammensetzung im Brennraum. Bei hohen Temperaturen des verbrannten Gemischs im Brennraum (ca. 2000K-2800K) laufen die Reaktionen bezüglich der CO- und CO<sub>2</sub>-Bildung um Größenordnungen schneller ab, als das Fortschreiten der Verbrennung. Somit stellt das chemische Gleichgewicht bei den vorliegenden Bedingungen eine sehr gute Annahme dar. Dieses liegt bei diesen Temperaturen auf der Produktseite (CO+H<sub>2</sub>) der Wassergasreaktion ( $K_p > 1$  für  $T > 1100\text{K}$  [67]). Kommt es nun zu einer stetigen Abkühlung durch die Expansion, fallen die Reaktionsgeschwindigkeiten exponentiell ab und die Konzentrationen ändern sich nur noch langsam. Der Gleichgewichtszustand „friert“ ab einer Temperatur von ca. 1700K ein [77]. Somit werden CO-Konzentrationen erzeugt, die auch bei stöchiometrischer Verbrennung über der Konzentration des chemischen Gleichgewicht bei Umgebungstemperatur liegen [75].

### Unverbrannte Kohlenwasserstoffe

Bei den HC-Emissionen ergibt sich ein komplexeres Bild. Dabei spielt das Brennverfahren eine wichtige Rolle. Saugrohreinspritzer oder Direkteinspritzer im Schichtbetrieb weisen z. B. anders gewichtete Quellen für unverbrannte Kohlenwasserstoffe im Abgas auf. In

dieser Arbeit fand ein konventionelles Ottobrennverfahren mit Direkteinspritzer und vorgemischter Verbrennung Verwendung. Daher wird hier nur auf die wichtigsten Quellen eingegangen und auf weiterführende Literatur verwiesen [67, 75, 77, 78]. Hinter der Flammenfront kommt es zu keiner messbaren HC-Konzentration [79]. Dies führt zu der vereinfachten Annahme, dass Kohlenwasserstoffe nur ins Abgas gelangen können, wenn diese nicht von der Flamme erfasst werden und an keiner Nachoxidation im heißen Abgas teilnehmen. Die Hauptquellen der HC-Emissionen ergeben sich daher zu:

- Gemisch, welches nicht von der Flamme erfasst wird und
- Zündaussetzer.

Die sogenannte Flammenlöschung entsteht durch hohe Temperaturgradienten in der Flammenausbreitungsrichtung. Der Flammenfortschritt wird unterbunden durch das Erreichen einer, in Relation, kalten Wand. Besonders Gemisch in Spalten wird somit nicht erfasst. Als Beispiele sind hier die Zylinderkopfdichtung, der Spalt zwischen Kolben und Brennraumwand, der Ventilsitz und die Düsenlöcher des Injektors zu nennen. Stark ausgeprägter Wandfilm auf dem Kolben oder an der Brennraumwand kann die Verbrennung und Nachoxidation überstehen und trägt nicht nur zur Erhöhung der HC-Konzentration im Abgas bei, sondern zusätzlich zur Partikelbildung. Daher spielt die Geometrie des Brennraums eine wichtige Rolle.

Weitere HC-Quellen ist das rasche Abkühlen der Flammenfront durch Expansion, was ebenso zum Erlöschen der Flamme führen kann. Weiter können zu geringe Ausbreitungsgeschwindigkeiten zu einem Erlöschen der Flamme führen. Dabei können lokal auftretende Inhomogenitäten, wie z. B. Kraftstoffausdünnung das Fortschreiten der Flamme unterbinden. Auch starke Auffaltung der Flammenfront und damit Abreißen mit Auslöschung dieser stellt eine potenzielle HC-Quelle dar. Weiter kann flüssiger Kraftstoff und dessen Phasenübergang eine zu große Wärmesenke darstellen. Dabei kommt es neben der potentieller HC-Bildung auch zu Partikelbildung, die auf lokal fetten Zonen basiert [80].

Bei starker Ausdünnung des Luft-Kraftstoffgemisches oder sehr großem Vorzündbedarf kann es zu Zündaussetzer kommen. Dabei reicht die eingebrachte Energie nicht aus, um einen Verbrennungsfortschritt zu gewährleisten. Somit können teilweise oder auch gänzliche Zylinderfüllungen unverbrannt ins Abgas gelangen [81, 82].

### Stickstoffoxide

Die Bezeichnung Stickstoffoxid, oder auch Stickoxid genannt, stellt den Überbegriff von Verbindungen aus Stickstoff und Sauerstoff dar. Die Wichtigsten in der motorischen Verbrennung sind dabei NO und NO<sub>2</sub>. Dabei entsteht während der Verbrennung größtenteils NO, welches dann nach längerer Verweilzeit unter atmosphärischen Bedingungen fast vollständig zu NO<sub>2</sub> umgewandelt wird. Die Bildungsmechanismen von NO können in vier Unterpfade aufgeteilt werden. Aus dem Luftstickstoff in der fetten Flammenfront entsteht das so genannte Prompt-NO schon bei Temperaturen ab 1000K nach dem Fenimore-Mechanismus. Bei magerer Verbrennung entsteht NO über den N<sub>2</sub>O-Pfad. Weiter besteht eine mögliche NO-Bildung durch Stickstoff, der im Kraftstoff gebunden ist, welches jedoch bei konventionellen Kraftstoffen nicht der Fall ist. Die wichtigste Quelle für eine stöchiometrische homogene Verbrennung stellt das thermische NO dar. Dabei läuft die NO-Bildung hinter der Flammenfront ab. Der Bildungsmechanismus wird durch den erweiterten Zeldovich-Mechanismus beschrieben [83, 84]. Dieser besteht aus den folgenden drei Reaktionen und den dazugehörigen Geschwindigkeitskoeffizienten der Hin- und Rückreaktionen laut [75]:

- 1)  $\text{O} + \text{N}_2 \xrightleftharpoons{k_1} \text{NO} + \text{N}$  mit  $k_1 = 7,6e13 e^{-\frac{38000}{T}}$  und  $k_{-1} = 1,6e13$
- 2)  $\text{N} + \text{O}_2 \xrightleftharpoons{k_2} \text{NO} + \text{O}$  mit  $k_2 = 6,4e9 T e^{-\frac{3150}{T}}$  und  $k_{-2} = 1,5e9 T e^{-\frac{19500}{T}}$
- 3)  $\text{N} + \text{OH} \xrightleftharpoons{k_3} \text{NO} + \text{H}$  mit  $k_3 = 4,1e13$  und  $k_{-3} = 2e14 e^{-\frac{23650}{T}}$

In [67] findet man eine genaue Beschreibung wie das Zeitgesetz und die Reaktionsordnung aus den Reaktionen abzuleiten ist. Daraus ergibt sich für die zeitliche Änderung der Konzentration [NO] folgender Zusammenhang:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = k_1[\text{O}][\text{N}_2] + k_2[\text{N}][\text{O}_2] + k_3[\text{N}][\text{OH}] - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] - k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] - k_{-3}[\text{NO}][\text{H}]$$

Die NO-Bildung wird durch die erste Reaktion bestimmt, da diese auf Grund der stabilen N<sub>2</sub>-Dreifachbindung die langsamste ist. Die Geschwindigkeitskoeffizienten der ersten Reaktion ist bis 3000K stets mindestens fünf Zehnerpotenzen geringer als die der beiden anderen. Dadurch wird der entstehende atomare Stickstoff aus der ersten Reaktion sofort in der zweiten und dritten Reaktion zu NO umgesetzt. Daher bleibt die Konzentration [N] nach einer kurzen Anlaufphase konstant [77]. Es gilt:

$$\begin{aligned} \frac{d[\text{N}]}{dt} \approx 0 = & k_1[\text{O}][\text{N}_2] - k_2[\text{N}][\text{O}_2] - k_3[\text{N}][\text{OH}] + k_{-2}[\text{NO}][\text{O}] + k_{-3}[\text{NO}][\text{H}] \\ & - k_{-1}[\text{NO}][\text{N}] \end{aligned}$$

Es ergibt sich folgende Vereinfachung:

$$\frac{d[\text{NO}]}{dt} = \frac{d[\text{NO}]}{dt} + \frac{d[\text{N}]}{dt} = 2k_1[\text{O}][\text{N}_2] - 2k_{-1}[\text{NO}][\text{N}]$$

Somit sieht man den Haupteinfluss des ersten Geschwindigkeitskoeffizienten. Die NO-Bildung hängt daher sehr an der Temperaturabhängigkeit dieses Geschwindigkeitskoeffizienten (daher thermisches NO) und an der Konzentration des atomaren Sauerstoffs [O]. Die N<sub>2</sub>-Konzentration ändert sich kaum und fällt daher nicht ins Gewicht.

Da Restgas die Spitzentemperatur und gleichzeitig das Sauerstoffniveau herabsetzt, kann man im Umkehrschluss über die NO<sub>x</sub>-Konzentration im Abgas auf den Restgasanteil während der Verbrennung schließen.

## 4.9 Kurbeltrieb

Die Auslegung hinsichtlich des dynamischen Verhaltens eines Kurbeltriebs setzt die Kenntnis der Massenkräfte an der Kurbelwelle und am Kurbelgehäuse voraus. Anders als in der Literatur wird ein eigener Ansatz auf Basis komplexer Kreisfunktionen für die Herleitung gewählt, um den Besonderheiten der, in dieser Arbeit verwendeten, Kurbelwelle gerecht zu werden. Die nötigen Zusammenhänge für die gesamte Bilanz der Massenkräfte und -momente mit rotatorischem Ausgleich und Ausgleichswellen werden im Anhang im Detail eingeführt und hergeleitet (siehe Kapitel 11.1). An dieser Stelle werden nur die Gleichungen der oszillierenden Massenkräfte und -momente für die gesamte Kurbelwelle angeführt, welche nötig sind, um Kurbelsterne konstruieren zu können:

$$\hat{F}_{\text{Osz,Mot}}(\phi) = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k e^{jk\phi}$$

$$\hat{M}_{\text{Osz,Mot}}(\phi) = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{M}_k e^{jk\phi}$$

Die grafische Lösung von  $\hat{F}_k$  und  $\hat{M}_k$  für  $k = 1$  und  $k = 2$  in der komplexen Ebene ergibt die Kurbelsterne für die erste und zweite Ordnung der Massenkräfte und -momente, wie aus der Literatur bekannt [76, 85, 86]. Abbildung 24 zeigt diese im Fall eines konventionellen Vierzylindermotors mit gängiger Zündfolge 1-3-4-2 und äquidistanten Zündabständen von  $180^\circ \text{KW}$ .

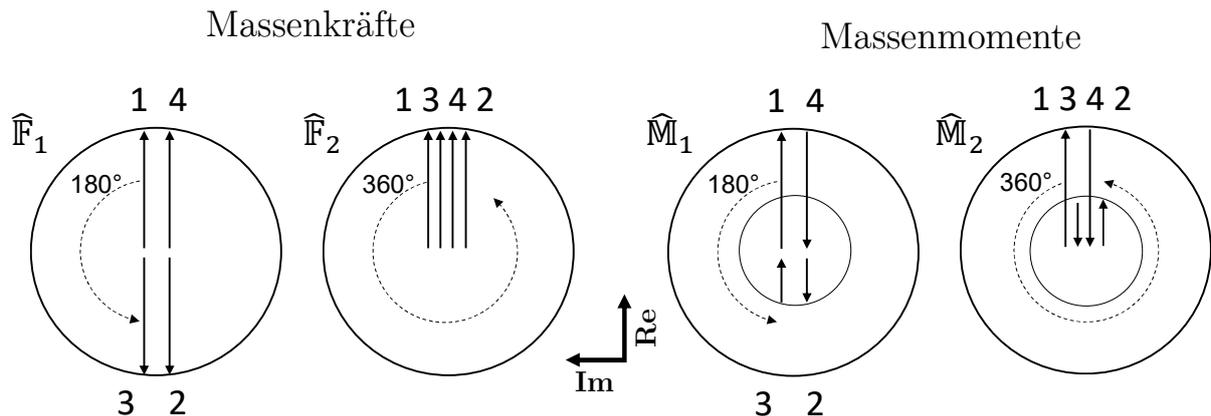


Abbildung 24: Kurbelsterne eines 4-Zylinder Motors erster und zweiter Ordnung der oszillierenden Massenkräfte und -momente

Da die Einzelkräfte  $\hat{F}_1^i$  genau um den Zündabstand verschoben sind, bekommt die grafische Lösung in der komplexen Ebene geometrische Bedeutung und entspricht der

Frontansicht der Kurbelwelle.

Ein rotatorischer Ausgleich muss in drei Dimensionen betrachtet werden. Die gesamte Bilanz der Massenkräfte und -momente ergibt sich zu:

$$\begin{aligned}\widehat{\mathbf{F}}_{\text{Mot}}(\phi) &= \widehat{\mathbf{F}}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} j^{x_{\text{Rot}}} \\ 1 - x_{\text{Rot}} \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=2}^{n_{\text{Ord}}} \widehat{\mathbf{F}}_k e^{jk} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \\ \widehat{\mathbf{M}}_{\text{Mot}}(\phi) &= \widehat{\mathbf{M}}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} 1 - x_{\text{Rot}} \\ j^{x_{\text{Rot}}} \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=2}^{n_{\text{Ord}}} \widehat{\mathbf{M}}_k e^{jk} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} e^{jk} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \widehat{\mathbf{M}}_{\text{KF},k} \end{pmatrix}\end{aligned}$$

## 4.10 Ventiltrieb

Der Ventiltrieb ist dafür verantwortlich, den Ladungswechsel im Zylinder zu ermöglichen. Hierzu gibt es Ein- und Auslassventile, welche zu festen Zeitpunkten öffnen und wieder schließen. Dazu wird über ein Kurvengetriebe, dem Nocken, aus einer Drehbewegung eine translative Bewegung erzeugt. Die Nocken befinden sich auf der zugehörigen Nockenwelle. Über eine Kopplung an die Kurbelwelle mittels halber Übersetzung bei einem Viertakt-Prozess, kann jeweils eine Erhebung pro zwei Kurbelwellenumdrehungen gesteuert werden. Daraus ergibt sich das Steuerzeitendiagramm. Die wichtigsten Kenngrößen sind in Abbildung 25 dargestellt.

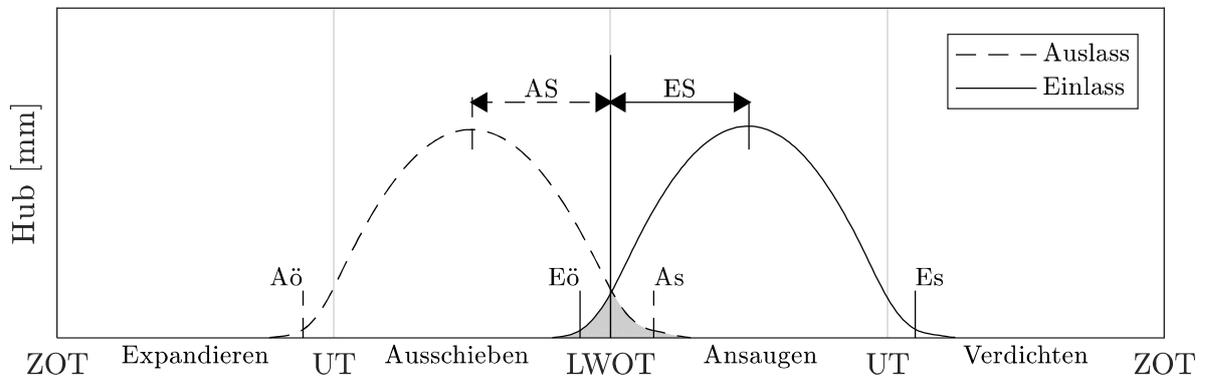


Abbildung 25: Steuerzeitendiagramm

Der zeitliche Abstand der Hübe in Kurbelwinkel zu einer Referenz aus dem Zyklus wird als Spreizung bezeichnet. Diese stellt immer eine relative Größe dar. Die Definition sieht das Hubmaximum hierbei als Referenzzeitpunkt der jeweiligen Kurve. In dieser Arbeit findet die Definition mit Abstand zum LWOT Verwendung. Dabei sind negative Spreizungen dem Auslasshub zuzuweisen und positive dem Einlasshub. Die sich ergebenden Kenngrößen sind:

- Auslassspreizung (AS)
- Einlassspreizung (ES)

Sind beide Ventile gleichzeitig geöffnet kommt es zu einem Kurzschluss von Ein- und Auslasssystem. Dies wird in Anlehnung an das Steuerdiagramm Überschneidung genannt, welche im Diagramm grau eingefärbt ist.

Die Auslegung der Hubkurven hat großen Einfluss auf die Güte des Ladungswechsels.

Ideal wären ein unendlich schnelles Öffnen und Schließen des Ventils, um das bestimmte Integral der Hubfunktion (Fülligkeit) zu maximieren. Jedoch unterliegen die Kurven in einem mechanischem Ventiltrieb technische Grenzen. Für die Auslegung benötigt man die Geschwindigkeit und die Beschleunigung des Ventils, um auf die wirkenden Kräfte zu schließen. Diese erhält man durch einfaches und zweifaches Differenzieren der Hubkurve  $h(t)$  nach der Zeit. Es ist sinnvoller mit der Hubkurve und deren Ableitungen, als bezogene Größen, aufgelöst über den Kurbelwinkel  $\phi$  bzw. über Nockenwellenwinkel  $\theta = \frac{\phi}{2}$ , zu arbeiten. Die folgenden Zusammenhänge ergeben sich für konstante Drehzahlen:

$$v_{\text{abs}} = \dot{h}_{\text{abs}} = \frac{dh}{dt} = \frac{dh_{\text{bez}}}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = h'_{\text{bez}} \dot{\phi} = h'_{\text{bez}} \omega = v_{\text{bez}} \omega \quad \text{mit } \dot{\phi} = \omega$$

$$a_{\text{abs}} = \ddot{h}_{\text{abs}} = \frac{d(h'_{\text{bez}} \dot{\phi})}{dt} = \frac{dh'_{\text{bez}}}{dt} \dot{\phi} + \frac{d\dot{\phi}}{dt} h'_{\text{bez}} = \frac{dh'_{\text{bez}}}{d\phi} \underbrace{\frac{d\phi}{dt}}_{\omega} \omega + \underbrace{\ddot{\phi}}_{=0} h'_{\text{bez}} = h''_{\text{bez}} \omega^2 = a_{\text{bez}} \omega^2$$

Man kann durch eine Momentenbilanz alle Massen, die für die Bewegung des Ventils mitbeschleunigt werden, auf eine Ersatzmasse  $m_{\text{red}}$  reduzieren. Diese Massen sind unter anderem Zwischenglieder der Betätigung, wie z. B. Hebel und Stangen, sowie das Ventil und ein Teil der Feder. Es ergibt sich die gegen die Bewegungsrichtung wirkende Massenkraft zu:

$$F_V = m_{\text{red}} a_{\text{abs}}$$

Ein typischer Hub und dessen Ableitungen, sind in Abbildung 26 zu sehen. Die wichtigsten Kennwerte sind in den Diagrammen gekennzeichnet und werden folgend erläutert:

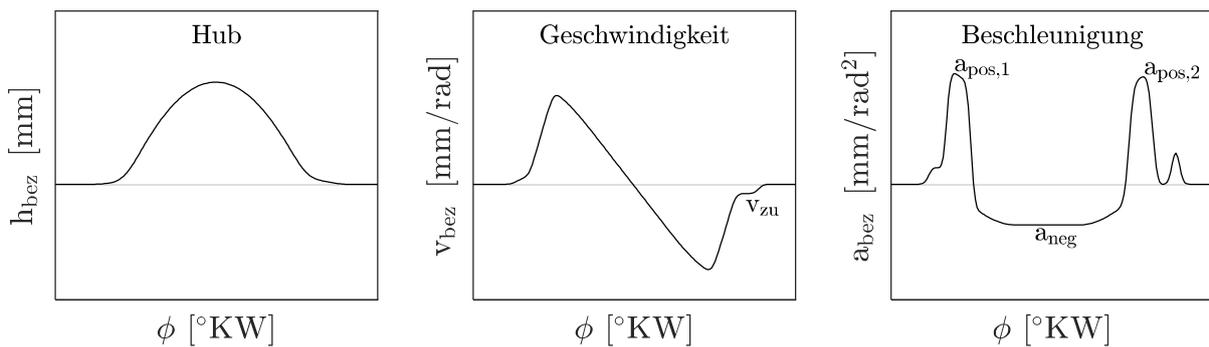


Abbildung 26: Ventilhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung

Es muss sichergestellt werden, dass der Kontakt zum Nocken und aller Übertragungselemente immer gegeben ist. Dafür ist es nötig, die Kontakte stets mit einer Kraft zu beaufschlagen. Die negative Beschleunigung  $a_{\text{neg}}$  erzeugt dabei die kritische Trägheitskraft, welche durch eine entgegenwirkende Federkraft so weit ausgeglichen

werden muss, dass eine definierte Mindestkraft verbleibt. Weiter muss das Ventil bei Nullhub im Ventilsitz gehalten werden. In konventionellen Ventiltrieben werden daher vorgespannte Rückstellfedern verwendet, die diesen Anforderungen gerecht werden. Aus der Betrachtung der Federkennlinie ergeben sich folgende Randbedingungen:

$$\begin{aligned} F(x=0) &= F_1 \\ F(x=h_{\max}) &= F_2 = a_{\text{neg}} m_{\text{red}} + F_{\min} \\ F(x) &= F_1 + \frac{F_2 - F_1}{h_{\max}} h = F_1 + c_F h \end{aligned}$$

Da die Federkraft das Reibniveau im Ventiltrieb bestimmt, ist eine unverhältnismäßig ausgelegte Feder zu vermeiden.

Eine sinnhafte Hubauslegung versucht zudem, die Fülligkeit des Hubs zu maximieren. Dazu ist es nötig, die beiden positiven Hauptbeschleunigungen  $a_{\text{pos},1}$  und  $a_{\text{pos},2}$  zu erhöhen. Damit das Ventil wieder zur Ruhe kommt muss das bestimmte Integral  $\int_0^{720^\circ} a_{\text{bez}} d\phi = 0$  sein. Daher bedingen sich positive und negative Beschleunigungen und skalieren gleich. Dies steht somit im Widerspruch zu einer verhältnismäßigen Federauslegung.

Bei hohen Drehzahlen kann der Impuls des Ventils beim Aufsetzen in den Ventilsitz so groß werden, dass es zu einer Bewegungsumkehr durch den Stoß kommt. Dabei muss ein weiteres Öffnen des Ventils, sogenannte Nachspringer, verhindert werden. Die Schließgeschwindigkeit bei maximaler Drehzahl darf einen bestimmten Grenzwert nicht überschreiten. Dies kann z. B. durch eine Rampe mit konstanter Geschwindigkeit  $v_{\text{zu}}$  erreicht werden.

In der dynamischen Betrachtung kommen noch die Biegesteifigkeiten und die dynamischen Eigenschaften der Übertragungsglieder dazu. Entscheidend für eine saubere Auslegung im gewünschten Drehzahlband ist vor allem die Beherrschung der Eigenschwingungen der Feder. Die erste kritische Eigenschwingung in Längsrichtung liegt je nach verwendeter Federdrahtgeometrie, Federsteifigkeit und Vorspannung zwischen 250-450Hz bei Nullhub und ca. 500-700Hz bei voller Auslenkung der Ventile. Wird durch die Ventilbetätigung diese Eigenfrequenz angeregt, führt dies zu einer starken Überhöhung (Resonanzkatastrophe) im Beschleunigungssignal. Verfügt diese Schwingung über genügend Energie kann sie bis in die Schließflanke des Ventilhubes wirken. Im kritischsten Fall wird die Kraft der Ventilfeeder soweit reduziert, sodass das Ventil nicht mehr dem Nocken folgt. Es setzt unkontrolliert im Ventilsitz auf. Der Verschleiß wird erhöht und vor allem sind die veränderten Schließzeitpunkte für den Ladungswechsel und

für das Brennverfahren kritisch.

Ein Campbell-Diagramm ist ein Hilfsmittel, um Anregungskatastrophen zu identifizieren. In diesem werden, bei steigender Drehzahl, die Frequenzanalysen der Ventilbeschleunigung aus Messung oder Simulation zusammengefügt. Die Ventilbeschleunigung beinhaltet dabei die Information der Kraftanregung des gekoppelten Systems „Feder-Ventil“. Im synthetischen Fall wird es durch Linien aus der Ordnungsanalyse des interessierenden Verlaufs konstruiert. Ein synthetisches Campbell-Diagramm und die zugrundeliegende Ordnungsanalyse des Beschleunigungsverlaufs einer Ventilhubauslegung sind in Abbildung 27 zu sehen.

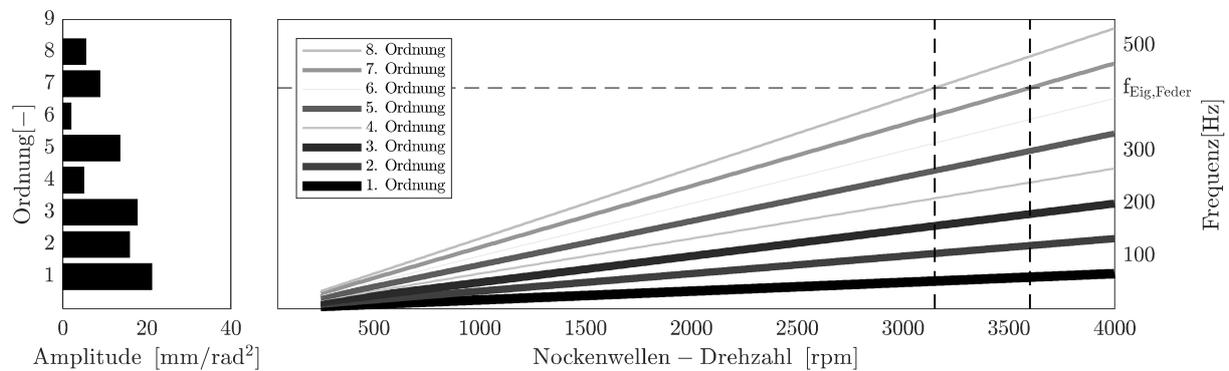


Abbildung 27: Ordnungsanalyse der Ventilbeschleunigung (links), synthetisches Campbell-Diagramm (rechts)

In dieser Darstellung erkennt man Ordnungen an einem linearen Verlauf. Die Ventulfeder schwingt bei ausreichender Anregung durch die Auslenkung mit ihren Eigenfrequenzen, welche sich im Beschleunigungssignal wiederfinden. Diese überlagerten Schwingungen weisen über das Drehzahlband konstante Frequenzen auf, und ergeben horizontale Linien. Zu einer Anregung mit Eigenfrequenz kommt es, wenn sich eine Ordnungsgerade und eine horizontale Linie kreuzen. In Abbildung 27 sieht man das beispielweise an der sieben und achten Ordnung bei 3150rpm und 3600rpm.

Kritische Ordnungen können identifiziert werden und gezielt Maßnahmen ergriffen werden. Zum Beispiel könnte man unerwünschte Ordnungen des Beschleunigungsverlaufs mittels Tiefpass- oder Bandpassfilter reduzieren. Jedoch würde dies nicht mehr den Randbedingungen einer sauberen Hubauslegung genügen.

Als Grundstein für weiterführende Überlegungen wird im Anhang (Kapitel 11.3) eine neuartige Methodik angeführt, wie man einen Beschleunigungsverlauf mittels Sprungfunktionen und weiterführend mit stetigen Übergangsfunktionen analytisch formulieren kann. Man erhält die Möglichkeit, einzelne Sprünge im dynamischen Beitrag

zu isolieren und zu modifizieren, ohne die Randbedingungen einer Hubauslegung zu verletzen.

## 5 Motorkonzept

Das in dieser Arbeit entwickelte Motorkonzept basiert auf dem Patent „Kurbelwelle für eine Vierzylinder-Brennkraftmaschine sowie eine Vierzylinder-Brennkraftmaschine“ von Prof. Dr.-Ing. Flierl, [87]. Erste Arbeiten an einem Dieselmotor mit einer Kurbelwelle, wie in dem Patent beschrieben, findet man bei Neugärtner [88] und Buitkamp [89].

Im Folgenden wird auf das Motorkonzept eingegangen, welches aus den Vorüberlegungen und der gesetzten Ziele umgesetzt wurde. Als Referenz wird in dieser Arbeit ein 1,4l Vierzylindermotor von VW der Generation EA-111 von 2005 verwendet. Der Originalmotor stammt aus der Motorgeneration vor der ZAS von VW von 2012 (EA-211). Da die geometrischen Hauptabmessungen im Generationssprung gleichblieben, ist eine Vergleichbarkeit zur ZAS von VW weiterhin gegeben. Die Zweizylinderabschaltung dient hier als Grundlage für weitere Überlegungen. Gleichteile Ein Abschaltbetrieb mit deaktiviertem Ladungswechsel wird als Prämisse angesehen. Direkteinspritzung und Turboaufladung werden vom Originalmotor übernommen. 90kW Nennleistung und 200Nm maximales Drehmoment dienen als Zielvorgabe und stammen vom Originalmotor. Es besteht die Prämisse, so wenig wie möglich zu verändern, um die Umsetzbarkeit hervorzuheben. Wie im Originalmotor werden daher keine Ausgleichswellen vorgesehen. Voruntersuchungen in Simulation und Messung werden angeführt und der Schritt zum letztendlichen umgesetzten Motorkonzept wird dargestellt. Nötige Anpassungen werden erläutert und der Zweck dieser aufgezeigt. Besondere Aufmerksamkeit findet in diesem Kapitel die Auslegung einer neuen Kurbelwelle und neuer Ventilsteuerzeiten. Dafür werden die erarbeiteten Methoden aus Kapitel 4.9 und 4.10 verwendet und der Entscheidungsprozess des verwendeten Designs diskutiert. Weitere Anpassungen, die durch die funktionale Änderung der Kurbelwelle bedingt sind, werden aufgezeigt und Maßnahmen, die diese Anpassungen weiter ausführen, erläutert. Zur Erreichung der in Kapitel 3 definierten Ziele ergeben die folgenden Lösungsansätze:

1. Die Erhöhung der Anzahl der aktiven Zylinder während des Abschaltbetriebs von zwei auf drei erweitert den Abschaltbereich.
2. Die Verwendung von drei aktiven Zylindern bewirkt eine Vergrößerung des Bereichs der Lastpunktverschiebung zu höheren Lasten und Absenkung der unteren Grenze des Abschaltbetriebs, sodass eine vertretbare Leerlaufdrehzahl

unterschritten wird.

3. Im Teillastbetrieb werden weitere Verbrauchspotentiale durch eine optimierte Restgasstrategie erschlossen.
4. Im Aufladebetrieb wird die Klopfneigung durch eine angepasste Betriebsstrategie verringert.

Um diese Lösungsansätze zu vereinen, bietet es sich an, das Konzept der Zylinderabschaltung in einem Vierzylindermotor zu einer Zylinderzuschaltung eines Dreizylindermotors zu überführen. Dies geschieht unter anderem durch, die Verwendung einer Dreizylinder-Zündfolge und die damit verbundene Verlängerung der Zündabstände von  $180^\circ\text{KW}$  auf  $240^\circ\text{KW}$ . Die Ähnlichkeit des Zündabstands von Vierzylindermotoren zu der Steuerzeit des Auslassventils führt zu einer Beeinflussung der, in der Zündfolge benachbarten, Zylinder über das verbundene Auslasssystem. Bei einer Dreizylinderzündfolge mit einem Zündabstand von  $240^\circ\text{KW}$  ergibt sich eine Entkopplung der Zylinder. Vor allem die für die Restgassteuerung wichtige Ventilüberschneidung profitiert durch diese Entkopplung und die Restgasstrategie in der Teillast hat weniger Einfluss auf die Klopfneigung im Aufladebetrieb. Die Steuerzeit von Auslass- und Einlassventilen wird verlängert. Die wichtigsten Kenngrößen des neuen Motorkonzepts sind folgend tabellarisch angeführt:

Tabelle 2: Übersicht Motorkonzept

	Einheit		
Hubraum	$\text{cm}^3$	1390	
Hub	mm	75.6mm	
Bohrung	mm	76.5mm	
Verdichtungsverhältnis	-	10:1	
	Einheit	Original	Modifiziert
Zündfolge	-	1-3-2-4	<b>1/4-2-3</b>
Zündabstände	-	180-180-180-180	<b>240-240-240</b>
Steuerzeit - Auslass	$^\circ\text{KW}$	224	<b>252</b>
Steuerzeit - Einlass	$^\circ\text{KW}$	220	<b>242</b>
Auslass öffnet - Aö	$^\circ\text{KW}$ n. ZOT	154	<b>140</b>
Auslass schließt - As	$^\circ\text{KW}$ n. ZOT	378	<b>392</b>
Einlass öffnet - Eö	$^\circ\text{KW}$ n. ZOT	334 - 374	<b>322 - 362</b>



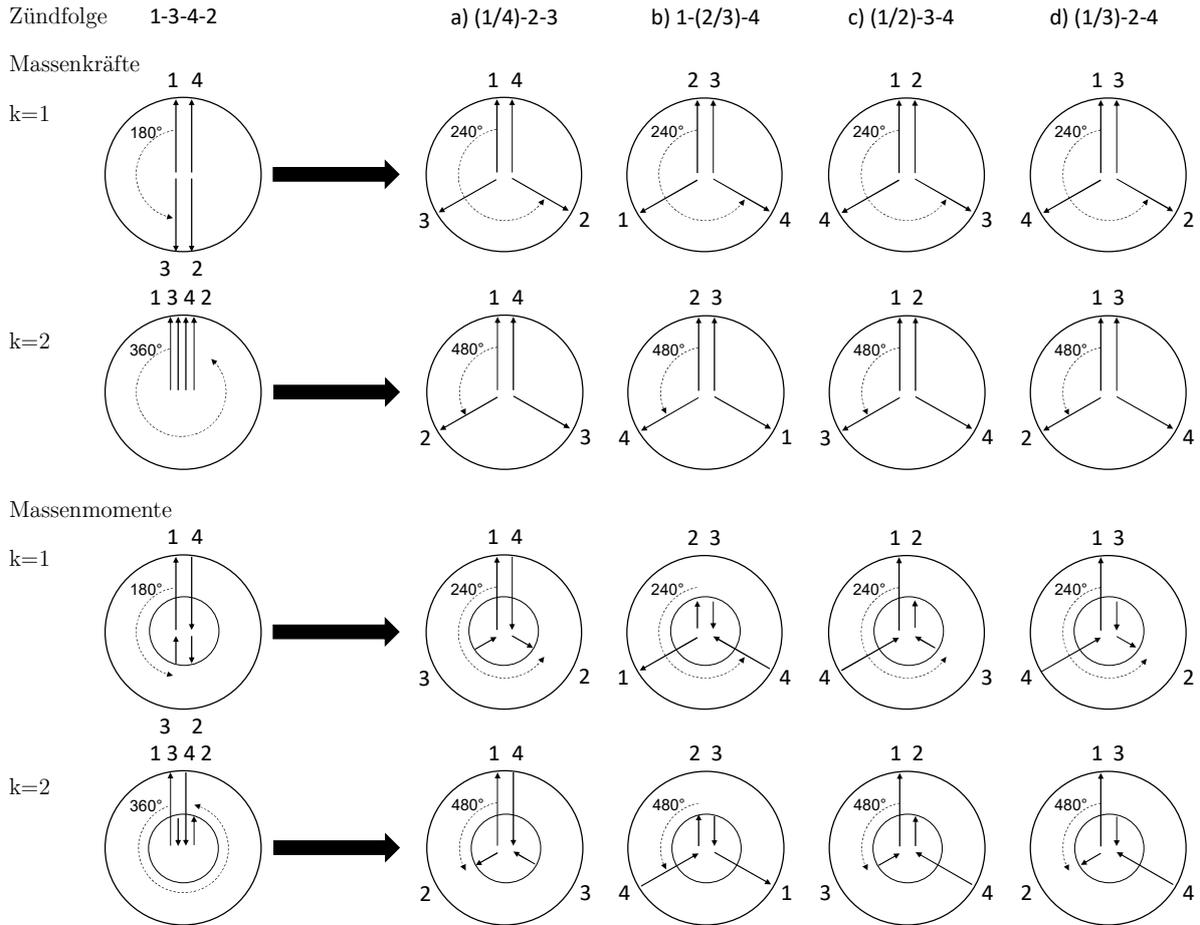


Abbildung 29: Kurbelsternvergleich des Originalmotors und des neuen Motorkonzepts

Mit  $240^\circ$  KW Zündabstand gestaltet sich eine analytische Herangehensweise (siehe Anhang, Kapitel 11.1) bei den freien Massenmomenten als zielführender. Diese Zündfolgenstudie ist in Abbildung 30 in einer Übersicht der freien Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse dargestellt. Die Kräfte in z-Richtung werden hier nicht weiter betrachtet, da in der idealisierten Auslegung keine oszillierenden Massenkräfte in diese Richtung auftreten. In der Übersicht ist immer der Vierzylinder ohne Ausgleichswellen als Referenz in schwarz zu sehen. Es ist erkennbar, dass dieser nur Massenkräfte zweiter Ordnung in y-Richtung und Massenmomente zweiter Ordnung um die z-Achse aufweist. Diese Momente entstehen aus dem Produkt der Kolbenseitenkraft und der Entfernung zur Drehachse, sprich dem Kolbenhub samt Pleuel. Durch das Produkt zweier sinusförmiger Kurven, erhöhen sich die Ordnungen. Somit verschwindet die erste Ordnung der Massenmomente um die z-Achse. Durch den Parallelbetrieb zweier Zylinder ist eine Überhöhung der in y-Richtung wirkenden, oszillierenden Massenkräfte in der ersten und zweiten Motorordnung in allen Varianten nicht vermeidbar. Diese liegen jedoch noch unter der vierfachen Überhöhung der zweiten Ordnung des Originalmotors.

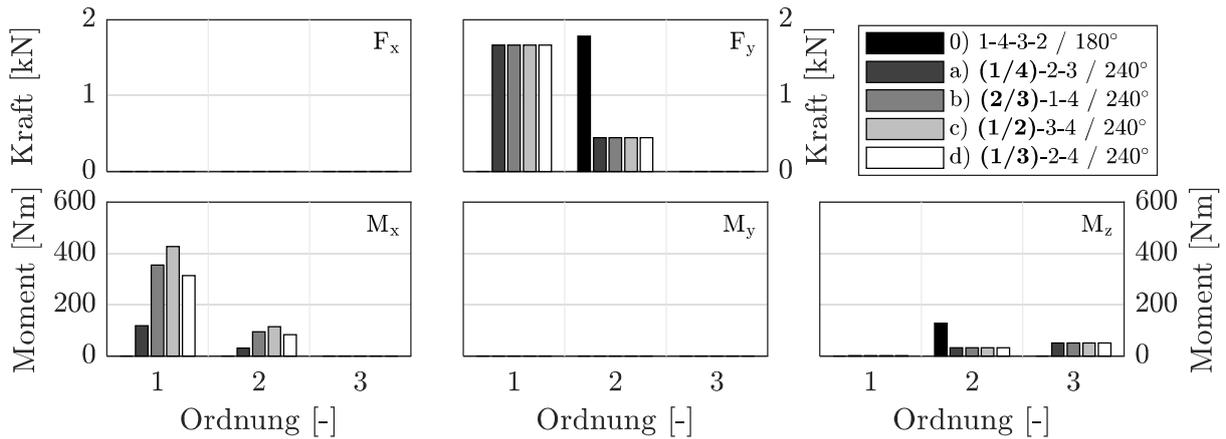


Abbildung 30: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei  $n=3000\text{min}^{-1}$  - Zündfolgenstudie

Erheblichen Einfluss hat die Wahl der Zündfolge auf die Ausprägung der freien Massenmomente. Daher zeigt sich Variante a) als beste Basis für weitere Überlegungen, da sich die äußeren Massenkräfte mit den größten Hebelarmen im Parallelbetrieb zu jeder Zeit ausgleichen. Weiter würde eine parallele Zündung der mittleren Zylinder zu einer Überhöhung der Belastung an den mittleren Zylinderkopfschrauben führen. Um einem Abheben des Zylinderkopfs zu verhindern müsste die Verschraubung neu ausgelegt werden. Dies ist kritisch zu bewerten, wenn die bereits abgesicherte Zylinderkopfverschraubung des Originalmotors zum Einsatz kommen soll. Erste Vorversuche wurden jedoch mit Variante b) durchgeführt. Die Überlegung bestand darin, dass man aus zwei Originalkurbelwellen eine modifizierte bauen kann. Es konnte die parallele Ausführung der mittleren Kurbelzapfen ausgenutzt werden und damit mussten nur die äußeren aufgetrennt und wieder verbunden werden. Die verwendeten Wellen-Naben-Verbindungen bestehen aus einer konischen Polygonverbindung. Diese gebaute Kurbelwelle überstand die Einrichtung des Prüfstands und alle Prinzipbestätigungsversuche.

Folgend werden weiterführende Überlegungen angeführt, die einer Neukonzipierung dienlich sind. Neben der rein oszillierenden Auslegung folgt der rotatorische Massenausgleich der ersten Ordnung. Hierzu zeigt Abbildung 31 die Konsequenz verschiedener Ausgleichgrade in der Übersicht der Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse.

Hier wird visuell verdeutlicht, was Gleichungen (9)(6) und (10) aussagen und stellt überdies eine simulative Bestätigung dieser dar (vgl. Anhang Kapitel 11.1). Dargestellt sind rotatorische Ausgleichsgrade von  $x_{\text{Ausgl.}} = 0\%$  bis  $100\%$  in äquidistanter Schrittweite von  $25\%$ . Dabei wird am jeweiligen Zylinder in entgegengesetzter

Kurbelzapfenrichtung eine Punktmasse verwendet. Man sieht, dass ein Ausgleich der Massenkräfte erster Ordnung in  $y$ -Richtung das Anwachsen der selbigen in  $x$ -Richtung bedingt. Kräfte in  $x$ -Richtung erzeugen dabei Momente um die  $y$ -Achse und Kräfte in  $y$ -Richtung erzeugen dabei Momente um die  $x$ -Achse. Der doppelwertige Ausgleich der äußeren Zylinder, welcher global dem inneren entgegenwirkt, stellt den globalen Ausgleich ein. Der äußere Ausgleich hat keinerlei Konsequenz auf die Massenmomente um die  $x$ -Achse, da die äußeren Zylinder und Kurbelwangen symmetrisch zur Schwereebene angeordnet sind.

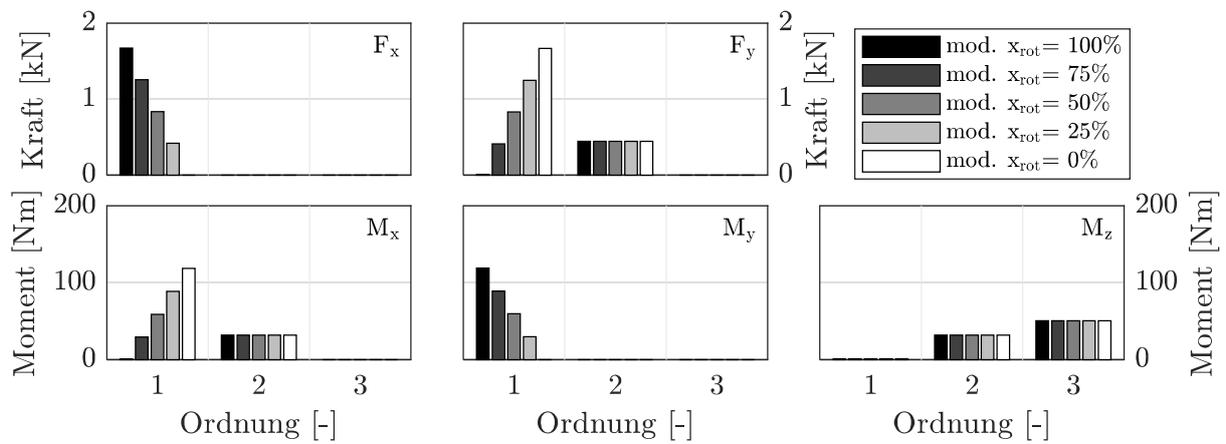


Abbildung 31: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei  $n=3000\text{min}^{-1}$  - Ausgleichsgradvergleich

In Abbildung 32 sind die Kurbelsterne für die Massenkräfte in  $x$ - und  $y$ -Richtung und für die Massenmomente um die  $x$ - und  $y$ -Achse dargestellt. Die oszillierenden Massenkräfte erzeugen die in grau gehaltenen bekannten Zeiger auf der linken Seite. Der entgegenwirkende rotatorische Ausgleich ist in schwarz dargestellt. Der rotatorische Ausgleich der äußeren Zylinder ist als variabel angedeutet. Der Phasenversatz von  $-90^\circ$  der rotatorischen Kraft wird in den Kurbelsternen der rechten Seite deutlich, sowie das Aufheben der rotatorischen Anteile der äußeren Zylinder der Massenmomente um die  $y$ -Achse.

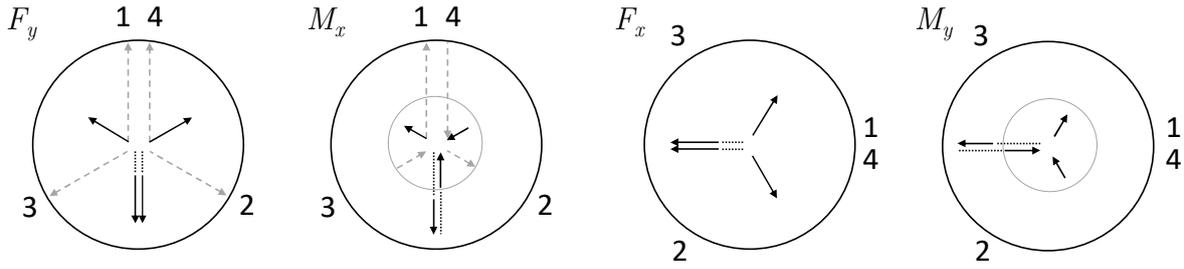


Abbildung 32: 50%-Ausgleichs der freien Momente mit variablem Ausgleich der freien Massenkräfte

Durch die besondere Zündfolge wird es somit möglich den 50% -Ausgleich der Massenmomente unabhängig vom Ausgleich der oszillierenden Massenkräfte zu bewerkstelligen. Durch diese Entkopplung kann auf einen 50%-Ausgleich der Kräfte verzichtet werden.

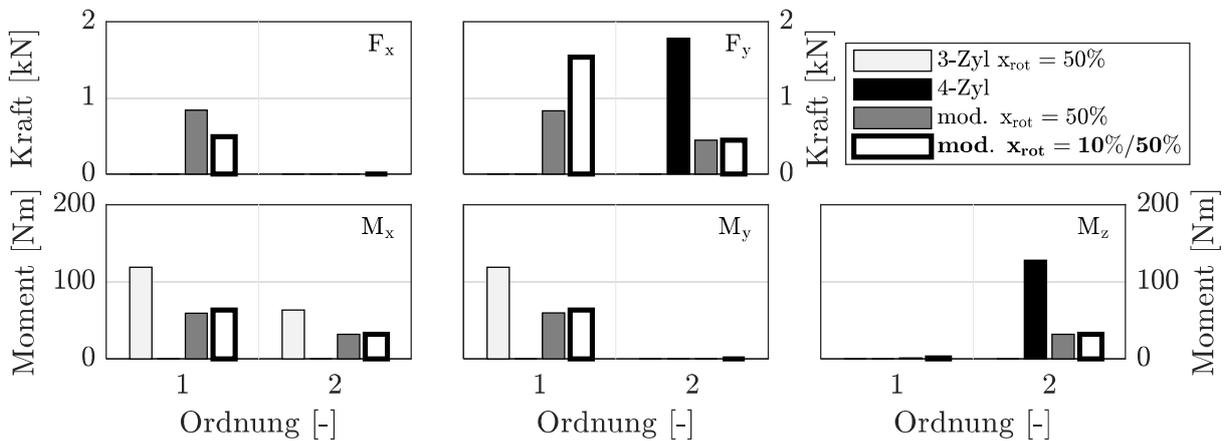


Abbildung 33: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei  $n=3000\text{min}^{-1}$  - Ausgleichsgradvergleich

Hierzu ist in Abbildung 33 eine Gegenüberstellung des Originalmotors, einem 50%-Ausgleich und der Ausgleich, der letztendlich verwendeten Kurbelwelle, gegenübergestellt. Bei voller Ausnutzung eines 50%-Massenausgleichs kann eine Halbierung der wirkenden Massenkräfte in den Grundlagern erreicht werden. In vollster Konsequenz wirkt dies positiv auf die Grundlagerauslegung und könnte durch die Reduzierung des Durchmessers dieser Lager einen Beitrag zur Reibungsreduktion liefern. Da jedoch der Anspruch auf Weiterverwendung bestehender Bauteile und Fertigungseinrichtungen liegt, wurde auf einen vollen 50%-Ausgleich der Massenkräfte und -momente verzichtet. Die letztendlich verwendete Kurbelwelle weist nur einen 10%-Ausgleich der Massenkräfte bei 50%-Ausgleich der Massenmomente auf und ist im Diagramm als weiße Balken mit dickem Rand hervorgehoben. Die Prototypenauslegung

verzichtet auf eine Überhöhung der rotatorischen Massenkräfte in x-Richtung. Der größere Teil wird in die Hauptkraftflussrichtung eingeleitet. Dies nutzt die gegebene Steifigkeit des Kurbelgehäuses in y-Richtung und stellt eine Auslegung mit ähnlichem Sicherheitsfaktor wie im Originalaggregat dar. Die neu gefertigte Kurbelwelle ist um 1,8% leichter und hat ein um 3,5% niedrigeres Massenträgheitsmoment um die Drehachse. Zusätzlich ist ein Dreizylindermotor mit gleichem Bohrungsdurchmesser wie der Originalmotor in Abbildung 33 dargestellt. Dank der Zündabstände gleichen sich Massenkräfte mit ganzzahliger Ordnung immer aus und nur Massenmomente erster und zweiter Ordnung verbleiben um die X-Achse. Bei einem 50%-Ausgleich der Massenmomente kann die erste Ordnung zur Hälfte reduziert werden mit dem gleichzeitigen Erhöhen um den gleichen Betrag um die y-Achse. Bei gleichem Bohrungsdurchmesser haben die wirkenden äußeren Zylinder einen größeren Hebelarm zur Schwereebene der Kurbelwelle und die sich einstellenden Massenmomente sind höher als im neuen Motorkonzept. Das heißt, in der Betrachtung der Massenmomente weist das neue Konzept ein niedrigeres Niveau auf als ein vergleichbarer Dreizylindermotor. Abbildung 34 zeigt die neu gefertigte Kurbelwelle im Vergleich zur Originalkurbelwelle.

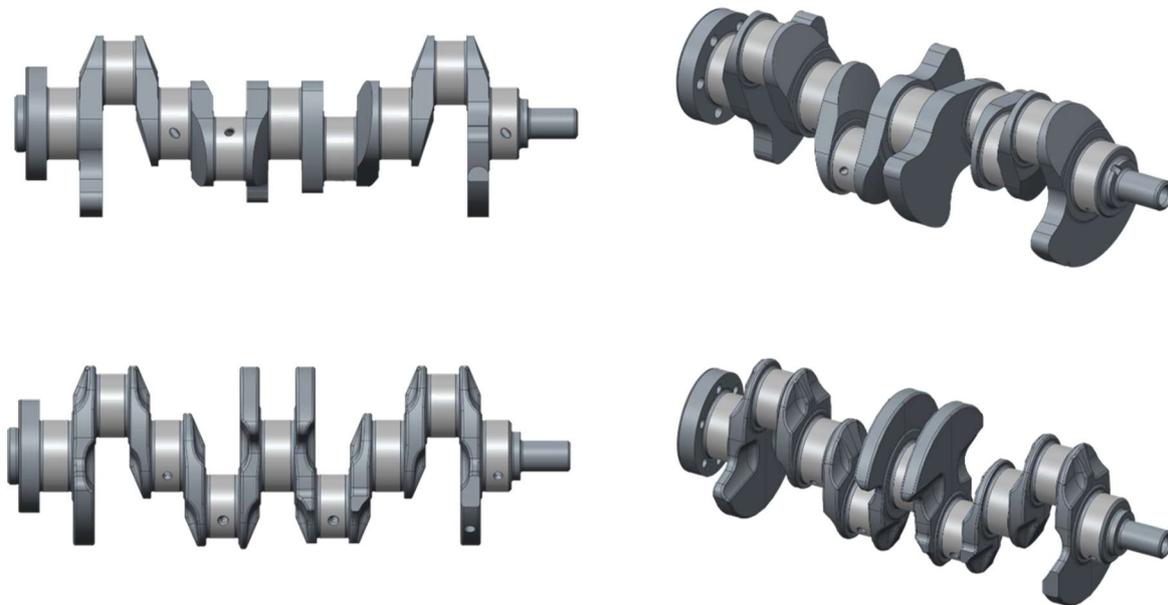


Abbildung 34: Neue Kurbelwelle (oben) im Vergleich zur Originalwelle (unten)

## 5.2 Nockenwellen

Die Änderung der Zündabstände und der Zündfolge spiegelt sich ebenso in einer Umgestaltung der Nockenwelle wider. Für den Aufbau des modifizierten Motors kommen speziell angefertigte Nockenwellen zum Einsatz. In diesem Schritt kommt es zu einer Neuauslegung der Ventilhubkurven. Weiter soll, bis auf die Nocken, soviel wie möglich von der Originalnockenwelle weiterbenutzt werden. Die Originalnockenwellen werden in einem Zylinderkopfmodul im Steckprinzip verbaut. Das heißt, dass die drei Lagerstellen größer im Durchmesser sind als die Nocken. Die Gestaltung der neuen Nockenwellen sieht daher vor, dass das mittlere Lager Teil der Grundwelle ist. Abbildung 35 zeigt die neue Auslass- und Einlassnockenwellen. Gesteckte Bauteile sind in einem helleren Grauton gekennzeichnet.

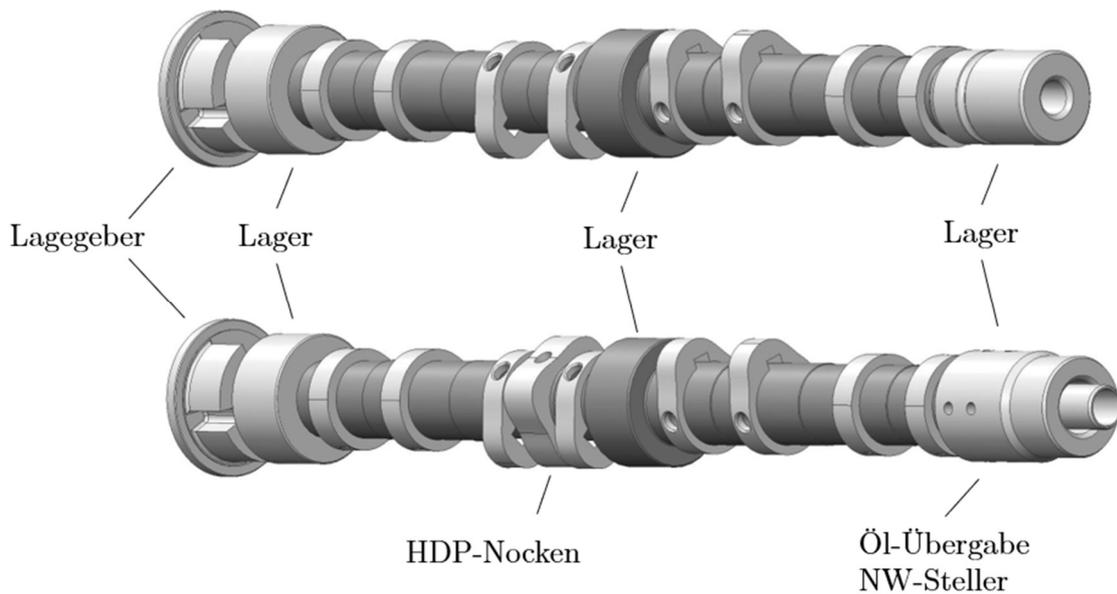


Abbildung 35: Neue Auslass- (oben) und Einlassnockenwelle (unten)

Von den Originalwellen stammen das hintere äußere Lager, das Nockenwellengeberrad für den Hallsensor zur Phasenbestimmung, sowie das vordere Lager, was auf der Einlassseite die Ölübergabe zum Phasensteller darstellt und auf der Auslassseite das Kettenrad vom Steuertrieb aufnimmt. Die Nocken für die Ventilbetätigung und für die Hochdruckpumpe sind per Drahterosion aus gehärteten 100Cr6 Platten gefertigt und weisen jeweils eine Stufe im Innendurchmesser auf. Die Nocken können mittels einer Spielpassung (H7/g6) ohne besondere Hilfsmittel und Kraftaufwendung auf die Nockenwelle gesteckt werden. Weiter ist eine Radialbohrung ( $\text{Ø}8,0 \text{ H7}$ ) im

Nullhubbereich des Nockens im Senkerosionsverfahren vorgesehen. Der Zündabstand ist auf die Grundwellen über radiale Passbohrungen ( $\text{Ø}8,0 \text{ H7}$ ) dargestellt. Zur Fixierung und Positionierung wird ein Passstift ( $\text{Ø}8,0 \text{ m6}$ ) verwendet, welcher über die korrespondierenden Bohrungen auf der Grundwelle die Verbindung herstellt. Der Stift ist radial durch den Mittelpunkt symmetrisch auf beiden Seiten mit der Grundwelle und dem Nocken verbunden. Die Übermaßpassung sorgt für ausreichende Klemmkraft. Durch die symmetrische Verbindung erfährt der Stift minimale radiale Kräfte und bleibt somit in Position. Überdies ist der Stift für die herrschenden Scherkräfte überdimensioniert und stellt daher keine kritische Verbindung dar.

## 5.3 Steuerzeiten

### 5.3.1 Überschneidung

Die verlängerten Zündabstände bringen eine wirkungsvolle Trennung der Auslassstöße mit sich. Im Aufladebetrieb wird daher bei jeder Drehzahl ein positives Spülgefälle von Einlass- zu Auslasssystem während der Überschneidungsphase eingestellt. Hierdurch wird es möglich, das heiße Restgas weitestgehend aus dem Kompressionsvolumen auszuspülen, um unter anderem die Gemischtemperatur bei Es zu senken und somit die Klopfbrandbedingungen bei hohen Lasten zu verbessern. Dies ermöglicht eine Anpassung der Restgasstrategie in der Teillast ohne Kompromisse für die Vollast einzugehen. Des Weiteren ergibt sich durch die Lastpunktverschiebung ein anderes Druckniveau im Saugrohr, wodurch sich bei gegebener Überschneidung und gleichem effektiven Lastpunkt ein anderer Restgasgehalt einstellt. Um dem entgegenzuwirken, wurde mit Hilfe von Ladungswechselsimulationen eine neue Restgasstrategie für die Teillast ermittelt.

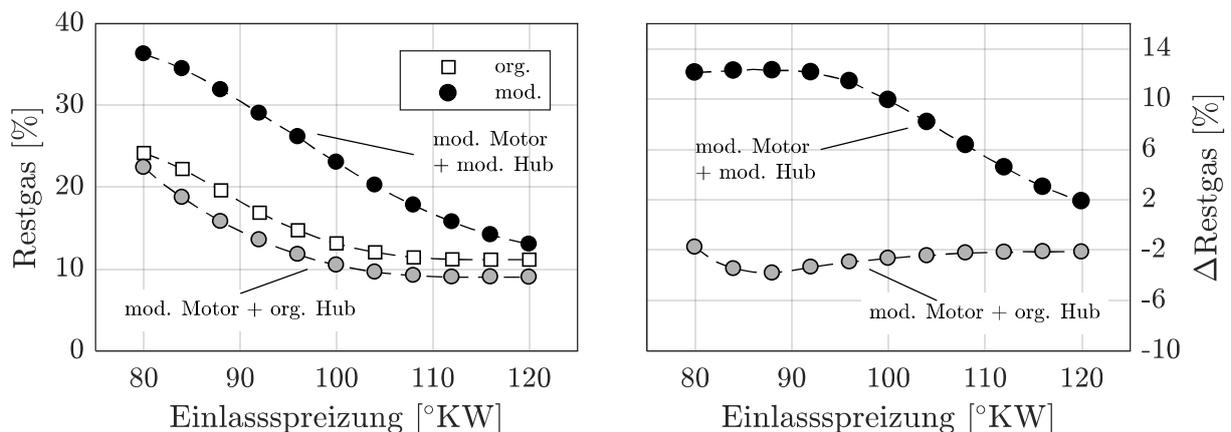


Abbildung 36: Restgasniveau über Einlassspreizung

Das Resultat ist in Abbildung 36 in einem repräsentativen Lastpunkt  $n = 1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{\text{eff.}} = 2\text{bar}$  zu sehen. Das Restgasniveau des Originalmotors beläuft sich in diesem Lastpunkt von 11% bis 24%. Kommen die Originalhubkurven im modifizierten Motor zum Einsatz, sorgt die Lastpunktverschiebung für eine Differenz im Mittel von  $-2\%$  und entspricht damit nicht dem Ziel, den Restgasbereich zu erweitern.

Mehrere Optimierungsschleifen führen zu einem neuen Öffnungszeitpunkt der Einlassventile und zu einem neuen Schließzeitpunkt der Auslassventile. Die Überschneidung wird um  $20^\circ\text{KW}$  verlängert und teilt sich gleichmäßig auf As und Eö auf. Dies ermöglicht eine Anhebung des Restgasniveau über den gesamten

Einlassspreizungsbereich mit einer linearen Charakteristik. Im Mittel liegt somit der Restgasgehalt 8% über dem des Originalmotors. Im rechten Diagramm von Abbildung 36 sieht man die Differenz zum Originalmotor über die Einlassspreizung. Bis  $ES = 95^\circ KW$  stellt sich eine konstante Differenz von 12% ein und zum späten Anschlag der Einlassspreizung nähert sich das Restgasniveau dem Originalmotor an. Bei höheren Lastpunkten wird das Niveau des Originalmotos sogar unterschritten. Somit erhält man einen vergrößerten Restgaseinstellbereich mit der Möglichkeit ähnliche Restgasanteile wie im Originalbetrieb und Lastpunktverschiebung einzustellen.

### 5.3.2 Einlassschließen

Der Einlassschließen-Zeitpunkt stellt einen weiteren wichtigen Hebel zur Minimierung der Verdichtungsendtemperatur und damit der Klopfbrandbedingung dar. Mittels Schließen der Einlassventile zu einem anderen Zeitpunkt, als im unteren Totpunkt, kann ein Gemisch auf einem niedrigerem Energieniveau eingestellt werden. Das geringere Einschlussvolumen muss durch höhere Aufladung ausgeglichen werden. Ist dabei die Ladeluftkühlung ausreichend dimensioniert, erhält man ein Gemisch bei gleichem Einschlussvolumen mit gleicher Dichte jedoch auf niedrigerem Temperaturniveau. Dies reduziert die Klopfwahrscheinlichkeit [90–94]. Man kann den Einlassschluss nach früh oder nach spät verändert, um in einer idealen Betrachtung den gleichen thermodynamischen Effekt zu erhalten. Jedoch zeigen sich in Realität weitere Abhängigkeiten. Aufladung und Ladeluftkühlung sind wirkungsgradbehaftet und funktionieren durchsatz- und lastpunktabhängig. Weiter sind mechanische Randbedingungen für die maximale und minimale Ventilbeschleunigung einzuhalten. Ein frühes Einlassschließen bedeutet eine Verkürzung der Öffnungsdauer, wenn die Überschneidung beibehalten werden soll. Die Ventilbeschleunigung steigt quadratisch um den Faktor der Verkürzung der Öffnungsdauer an. Wird die maximale Schließbeschleunigung als konstant vorausgesetzt, führt dies zu kleineren Hübten, was wiederum zu höherer Aufladung führt, welche in dieser Arbeit nicht angepasst wird. Weiter führen Schließzeiten vor UT zu einem geringeren Turbulenzniveau, da die erzeugte Strömungsstruktur mehr Zeit hat zu zerfallen. Dies wiederum steigert die Klopfwahrscheinlichkeit durch die resultierende, langsamere Verbrennung. Daher verlangen solche Konzepte aufwändige simulative Optimierungsschleifen hinsichtlich einer

Anpassungen der Einlasskanäle [92].

Die verlängerten Zündabstände und das damit einhergehende positive Spülgefälle während der Ventilüberschneidung, führt im Aufladebetrieb zu einem Durchspülen. Wird im Brennraum und in der globalen Betrachtung  $\lambda=1$  eingehalten, führt dies je nach Lastpunkt zu einer Verkürzung der Überschneidung. Das heißt, die Einlassphase wird tendenziell nach spät verstellt. Durch diesen Umstand in Kombination mit der Weiterverwendung des originalen Ventiltriebs, welcher sicher auf die gegebenen Ventilbeschleunigungen ausgelegt ist, erweist sich eine Strategie mit spätem Einlassschließen als zweckmäßiger. Das Turbulenzniveau sinkt und die Verbrennungsdauer bleibt auf einem ähnlichen Niveau wie bei einem Schließen bei UT. Hierzu wird der Einlasshub um weitere  $10^\circ\text{KW}$  verlängert. Zusammen mit der Spätverstellung der Einlassspreizung kann somit ein bis zu  $50^\circ\text{KW}$  späteres Einlassschließen dargestellt werden.

Mittels einer isentropen Expansion kann die maximale Temperaturdifferenz abgeschätzt werden, die sich ausgehen vom neuen und originalen Schließzeitpunkt ergeben.

$$\Delta T = T_{\text{Es,or}} (1 - \varepsilon^{\kappa-1}) = 31,5^\circ\text{C}$$

Man erhält bei  $T_{\text{Es,org.}} = 90^\circ\text{C}$  ein  $\Delta T$  von  $31,5^\circ\text{C}$ . Dies korrespondiert laut [63] mit einer Frühverstellung des Zündwinkel und somit von der Verbrennungsschwerpunktlage von  $4\text{-}5^\circ\text{KW}$ .

### 5.3.3 Auslassöffnen

Das Aö erzeugt bei überkritischen Druckverhältnissen einen so genannten Vorauslassstoß. Dieser sorgt für eine überhöhte Ausströmrate zu Beginn des Auslasshubs. Es entsteht eine Druckwelle die sich mit Schallgeschwindigkeit im Auslasssystem ausbreitet. Somit ist das Aö dafür verantwortlich, zu welchem Zeitpunkt das Maximum der Druckwelle mit der Überschneidung des in der Zündfolge benachbarten Zylinder übereintrifft. Ein früheres Aö führt bei Vierzylindermotoren mit  $180^\circ\text{KW}$  Zündabständen zu einer Beschränkung der Steuerzeit und vor allem zu einem früheren Aö [95]. Dabei ist ein früheres Aö vorteilhaft für den Verbrauch bei niedriger Last [96].

Ein wichtiges Ziel dieses Konzepts ist es den Abschaltbetrieb zu erweitern. Die saugmotorische Vollast mit nur drei Zylinder entspricht dabei in einer idealen Abschätzung nur 73% der saugmotorischen Vollast mit vier Zylinder. Das heißt, die

Aufladung muss bei geringeren Abgasmassenströmen höhere Ladedrücke liefern. Eine Anpassung des Turboladers ist nicht vorgesehen. Daher besteht das Ziel, der Turbine ein höheres Enthalpieniveau bereitzustellen, mittels früherem Aö. Dies führt zu einer Frühverschiebung des Aö um  $10^\circ\text{KW}$ .

#### 5.3.4 Ein- und Auslasshubauslegung

Die Neuauslegung der Hubkurven verwendet eine, eigens für diese Arbeit entwickelte, neue Methode auf Basis analytischer Hubfunktion. Die Zusammenhänge und Herleitung sind im Anhang dargestellt (Kapitel 11.3). Mit dieser Methodik sind Hübe mit gleichen Randbedingungen hinsichtlich Rampengestaltung und Hauptbeschleunigungen ausgelegt, welche die gewünschten verlängerte Steuerzeit aufweisen. In Abbildung 37 sind die Ein- und Auslasshubkurven des Originalmotors und der Neuauslegung gegenübergestellt. Man sieht die nicht geänderte, feste Auslassspreizung. Somit kann die Verbaulogik der positionsgebenden Sensoren der Auslassnockenwelle beibehalten werden. Auf der Einlassseite führt die Kombination der verlängerten Einlasssteuerzeit mit dem Einlassspreizungsbereich zu einer maximalen Spätverstellung von  $50^\circ\text{KW}$ , bei einer Strategie mit spätem Es. Man erkennt die merkliche Vergrößerung der Überschneidung.

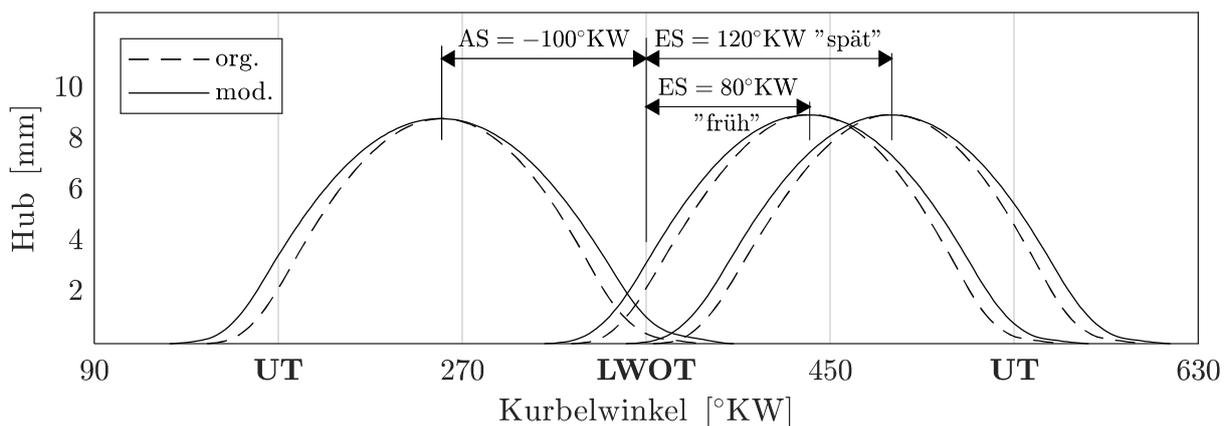


Abbildung 37: Steuerdiagramm mit der Neuauslegung der Hubkurven mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit

In Abbildung 38 sind die restlichen Verläufe der Neuauslegung zu sehen. Die kritischen Kenngrößen wurden dabei beibehalten. Darunter fallen die maximalen Schließbeschleunigungen und die Aufsetzgeschwindigkeiten. Weiter wurde darauf geachtet, dass die Kräftebilanz am Ventil den gleichen Sicherheitsfaktor bei maximaler

Drehzahl aufweist. Die Füllung konnte im Mittel um 13,5% durch die Verlängerung der Steuerzeit erhöht werden. Bezogen auf ein Rechteckprofil mit gleichem maximalem Hub beginnend ab 0.5mm Hubhöhe, konnte auslassseitig eine Steigerung der Fülligkeit von 1% und auf der Einlassseite um 3% erzielt werden.

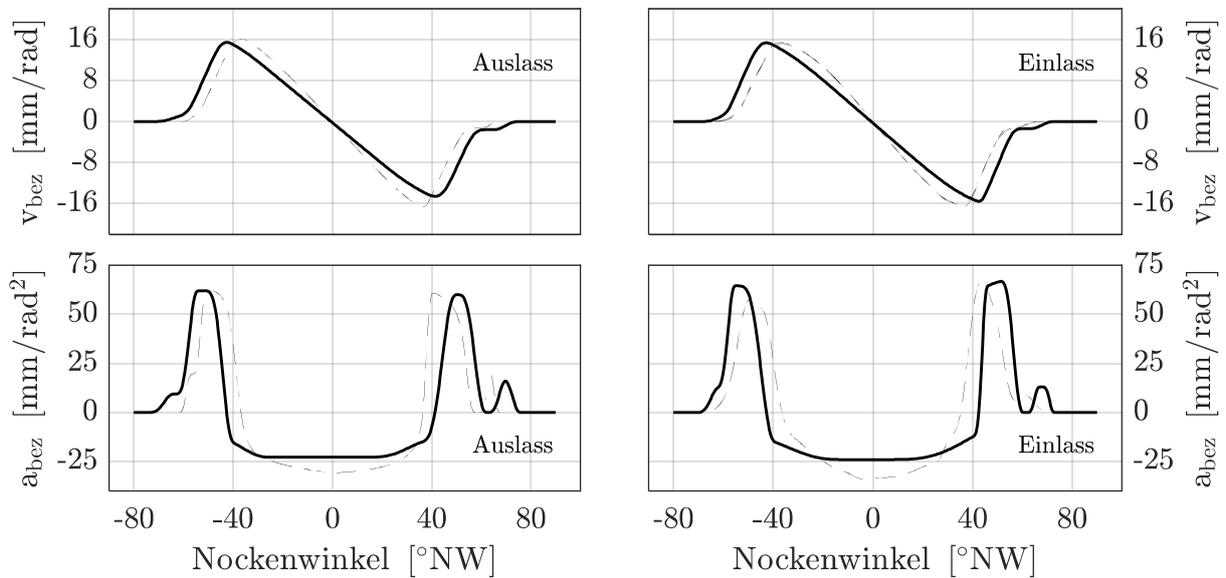


Abbildung 38: Neuauslegung der Hubkurven mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit - Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe (Volllinie); Originalkurven (Strichlinie)

## 6 Diskussion der Ergebnisse

Das in Kapitel 5 vorgestellte Motorkonzept wurde konstruktiv umgesetzt, gefertigt und auf dem Motorprüfstand vermessen. Zu Beginn wird der verwendete Versuchsaufbau gezeigt und auf die sich ergebenden Herausforderungen eingegangen. Anschließend werden ausgewählte Messkampagnen angeführt und diskutiert, gefolgt mit der Darstellung der Kennfeldvermessung und dem Verbrauchskennfeld. Abschließend wird der Übertrag zum Fahrzeugmodell gezeigt und die Potentiale in ausgewählten Zyklen angeführt.

### 6.1 Versuchsaufbau

Der verwendete Prüfstandaufbau ist dazu in Abbildung 39 dargestellt. Mit dem Prüfstandsteuergerät des Originalmotors ist es nicht möglich die Zündfolge anzupassen. Diese Funktionalität wird deshalb über ein zweites Steuergerät dargestellt. Dies führt zu einem parallelen Betrieb mit zwei Steuergeräten, wobei das Prüfstandsteuergerät alle Funktionen steuert, die nicht von der Zündfolge abhängig sind. Ein Motorsportsteuergerät dient als Sekundärsteuergerät (SSG), welches die Möglichkeit besitzt, die Zündfolge völlig frei zu variieren. Dementsprechend sind Einspritzung und Zündung auf das SSG ausgelagert.

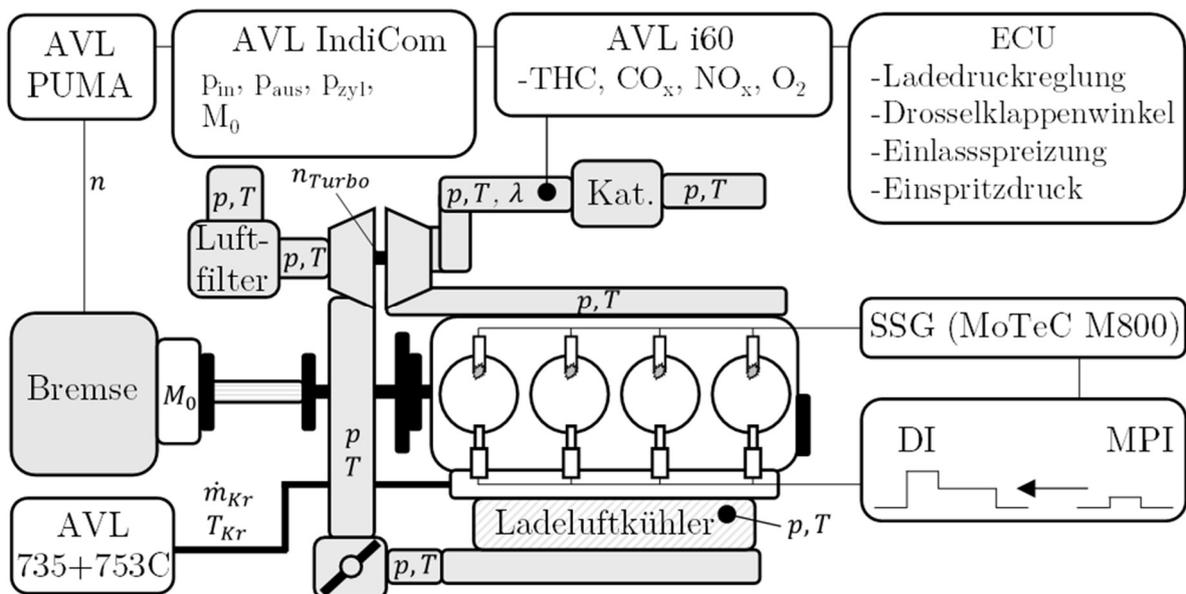


Abbildung 39: Prüfstandsaufbau 3/4-Zylinder

Jedoch besitzt das SSG keine Leistungsendstufen, um die Injektoren der Direkteinspritzung anzusteuern. Daher muss das digitale 5V Signal in ein Peak-and-Hold-Signal konvertiert werden und auf 60V (peak) respektive 30V (hold) hochtransformiert werden. Durch den Steuergeräteverbund wird es möglich, Stationärpunkte zu vermessen. Die gezeigten Messungen dienen dabei der genaueren Untersuchung der in den Zielen dieser Arbeit definierten Punkte. Dabei wird ein gesondertes Augenmerk auf den Teillastbetrieb gelegt. Die Effekte der Lastpunktverschiebung und der Restgaserhöhung werden isoliert in einer detaillierten Verlustanalyse diskutiert. Die Auswirkungen des spülenden Ladungswechsel im aufgeladenen Betrieb im Drei- und Vierzylinder-Modus werden genauer betrachtet und die Konsequenzen der Steuerzeitenanpassung bei niedrigen Drehzahlen aufgezeigt. Ein weiterer Fokus wird auf den Abschaltbetrieb gelegt und die Reibung in diesem simulativ betrachtet. Die gewonnenen Erkenntnisse werden in einer gesamtheitlichen Vermessung zusammengefasst und in Form von Kennfeldern präsentiert. Abschließend wird mit Hilfe einer simulativen Betrachtung das Potential im NEFZ, WLTP und einem RDE-konformen Zyklus aufgezeigt.

An dieser Stelle muss erwähnt werden, dass die gewählte Konvertierungsstufe für das Einspritzsignal ein Problem mit sich bringt. Das resultierende Peak-and-hold-Signal weist eine minimale Untergrenze des Peak-Anteils von 3ms auf. Das heißt, jedes Logiksignal unter dieser Grenze wird automatisch in ein Peak-Signal von 3ms konvertiert. Das führt dazu, dass kleinere Einspritzmengen nicht weiter über die Einspritzdauer eingestellt werden können, sondern nur noch durch eine Einspritzdruckreduktion.

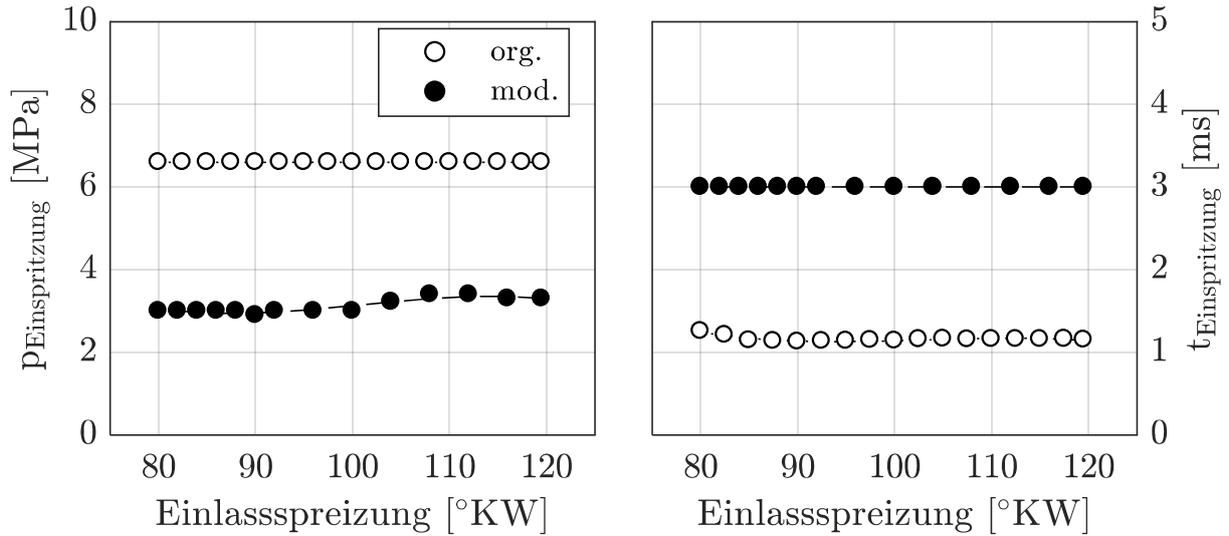


Abbildung 40 Messung - Einspritzdruck und -dauer über Einlassspreizung bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

In Abbildung 40 ist dies bei  $n = 1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 2\text{bar}$  exemplarisch aufgezeigt. Man erkennt, dass im Originalbetrieb der Einspritzdruck zwar abgesenkt ist, jedoch konstant bleibt und durch die Einspritzdauer die Last justiert wird. Umgekehrt verhält es sich im modifizierten Betrieb. Trotz der Lastpunktverschiebung und damit dem höheren Bedarf an einzuspritzender Kraftstoffmasse, muss der Einspritzdruck auf 3,5Mpa gesenkt werden. Dies stellt mehr als eine Halbierung im Vergleich zum Originalmotor dar. Zur feinen Lasteinstellung wird der Einspritzdruck verwendet. Der geringe Druck hat direkten Einfluss auf die Gemischbildung und somit auf die Verbrennungsstabilität.

Bei niedrigen Drehzahlen kommt die relativ lange Zeit von Einspritzung zur Zündung der Gemischaufbereitung zu Gute. Bei höheren Drehzahlen unterstützt die höhere Intensität der Zylinderinnenströmung und deren Zerfall in Turbulenz einerseits die Gemischaufbereitung und andererseits stabilisiert diese die Verbrennung. Daher können die Konsequenzen der schlechten Gemischbildung durch die Druckreduktion ab einer bestimmten Last überkompensiert werden. Jedoch zeigen sich die Auswirkungen auf Rohemissionen und Verbrauch besonders in den Kennfeldbereichen, wo die veränderte Restgasstrategie eine gute Gemischaufbereitung benötigt und stellt damit nur eine Kompromisslösung und nicht das Optimum dar.

## 6.2 Teillastbetrieb

Auf den Teillastbetrieb wirken zwei nicht unabhängige Effekte. Die Lastpunktverschiebung verringert die Ladungswechselarbeit und die Steuerzeitenanpassung erhöht zusätzlich das Restgasniveau. Diese beiden Effekte werden im hubraumangepassten NEFZ-Vergleichspunkt  $n = 2000\text{min}^{-1}$  und  $p_{\text{me}} = 3\text{bar}$  analysiert. In einem zweiten Lastpunkt,  $n = 1300\text{min}^{-1}$  und  $p_{\text{me}} = 2\text{bar}$ , wird die Grenze der stabilen Verbrennung ermittelt.

Die gezeigten Ergebnisse zeigen den Vergleich des Abschaltbetriebs mit drei aktiven Zylindern zum Originalmotor und stammen aus einer Testreihe, welche konstante Verbrennungsrandbedingungen aufweist. Für die Vergleichbarkeit wurde ein Verbrennungsschwerpunkt von  $CA50 = 10^\circ\text{KW}$  gewählt, sodass über die weiten Restgasbereiche der Verbrennungsschwerpunkt konstant gehalten werden kann. Weiter können so vermessene Lastpunkte besser miteinander verglichen werden. Eine Aussage des maximal möglichen Potentials ist somit nicht mehr möglich. Diese finden sich jedoch im Kennfeldvergleich in Kapitel 6.4 wieder.

### 6.2.1 Lastpunktverschiebung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{\text{me}}=3\text{bar}$

Die Reduktion der Ladungswechselperluste stellt einen großen Teil des Potentials dar, welches der Lastpunktverschiebung zu Grunde liegt. Die Ladungswechselperluste sind hauptsächlich vom herrschenden Druck im Einlasssammler abhängig. Weiter ist der Einlasssammlerdruck ein entscheidender Faktor für den erzielbaren Restgasgehalt. Während der Ventilüberschneidung sorgt eine negative Druckdifferenz von Einlass- zu Auslasssystem für das Rückspülen des verbrannten Arbeitsgases ins Einlasssystem. Die Dauer der Ventilüberschneidung ist daher ein Stellglied, um den Restgasgehalt einzustellen. Ohne Verstellmöglichkeit im Ventiltrieb auf der Auslassseite, variiert man die Ventilüberschneidung mittels Einlassphasenvariation und somit den Restgasgehalt. Das Restgas weist beim Ansaugvorgang einen gewissen Partialdruck auf (Entdrosselung durch Restgas). In Kombination mit der geringeren Dichte durch die erhöhte Mischungstemperatur (thermische Entdrosselung), führt zu einem höheren Einlassdruck, um die Luftmasse für den konstant gehaltenen Lastpunkt bereitzustellen. Damit sinkt die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslasssystem durch die Lastpunktverschiebung und damit auch das Restgaspotential. Durch die angepassten Steuerzeiten kann dem

entgegengewirkt werden. Bei gewähltem Lastpunkt,  $n = 2000\text{min}^{-1}$  und  $p_{me} = 3\text{bar}$ , verhält sich der Einlasssammlerdruck wie in Abbildung 41 - links, dargestellt. Über die gesamte Einlassphasenvariation erkennt man, dass der Einlassdruck des modifizierten Motors durch die Lastpunktverschiebung angehoben ist.

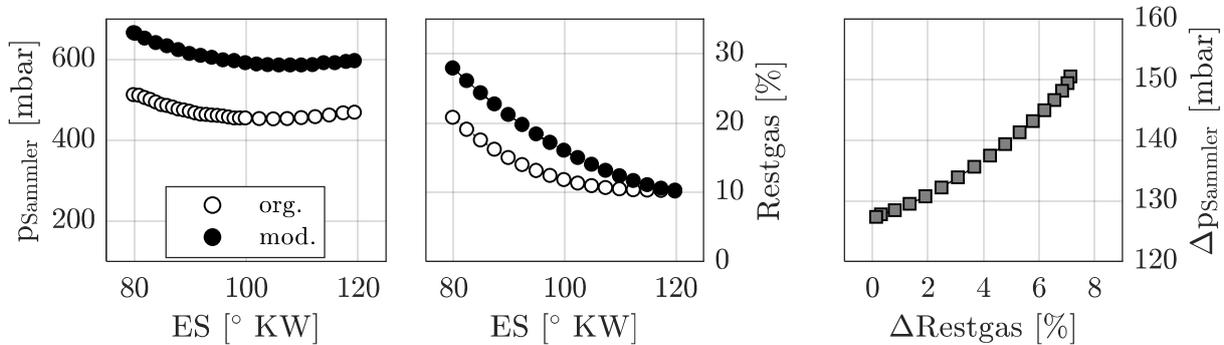


Abbildung 41 Messung - Einlasssammlerdruck und simulativer Restgasgehalt über Einlassspreizung und Differenzenbetrachtung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$

Betrachtet man nun die zugehörigen simulierten Restgasgehalte beider Motoren in Abbildung 41 - Mitte, sieht man, dass beim späten Endanschlag ein gleiches Niveau von 10% Restgas erzielt wird. Zu früheren Spreizungen steigt der Restgasgehalt des modifizierten Motors schneller an.

Im rechten Diagramm sind zusätzlich die Differenzen des Sammlerdrucks und die des Restgasniveaus gegeneinander aufgetragen. Dies stellt das maximale Potenzial für die Ladungswechselarbeit bei gleichen Randbedingungen (Einlassschließzeitpunkt und Sammlertemperatur) dar. Hier erkennt man, dass die Entdrosselung bei gleichem Restgasgehalt 128mbar beträgt und daher hauptsächlich der Lastpunktverschiebung zuzuordnen ist. Ein geringer Teil der Entdrosselung stammt weiter aus dem um 10°KW späteren Einlassschließen. Kommt es nun zu unterschiedlichen Restgasgehalten aufgrund der modifizierten Steuerzeiten, vergrößert sich der Wert der Entdrosselung auf über 150mbar.

Abbildung 42 zeigt den Effekt des modifizierten Motors auf den spezifischen Verbrauch. Im linken Diagramm ist der indizierte und im rechten der effektive spezifische Verbrauch dargestellt. Wie zu erwarten, treten die Bestverbräuche jeweils bei  $ES = 80^\circ\text{KW}$  auf. Hier sind die Einlassdruckniveaus am höchsten. Im Bestverbrauchspunkt zeigt der modifizierte Motor einen indizierten Verbrauchsvorteil von 9,4%, wobei der effektive Verbrauchsvorteil auf 8,8% zu beziffern ist. Wie sich das indizierte und effektive Potential

im Detail ergibt, wird im Folgenden betrachtet.

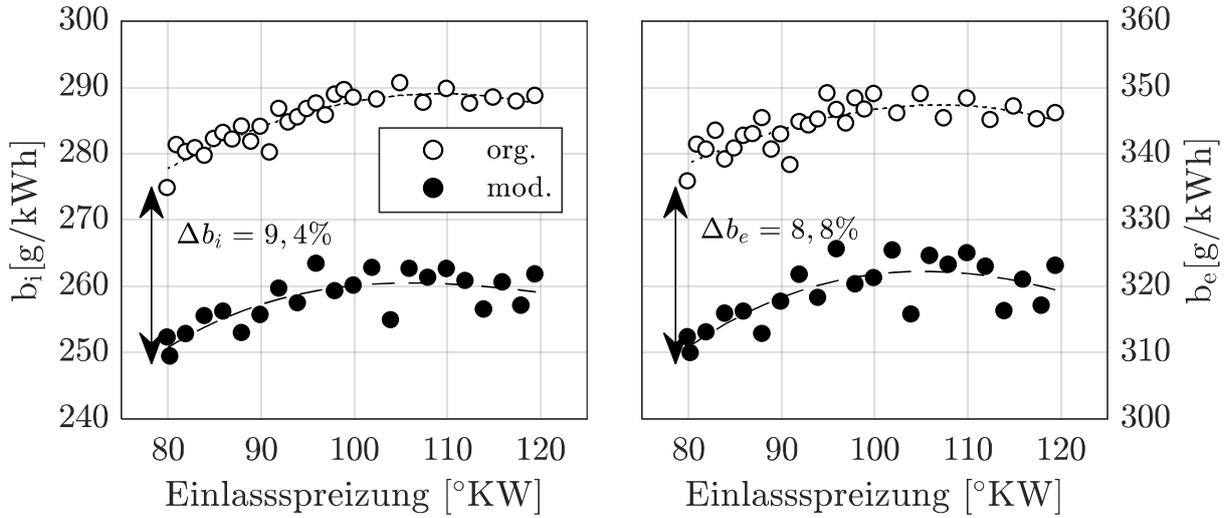


Abbildung 42 Messung - Effektiver und indizierter spezifischer Verbrauch über Einlassspannung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$

Welchen Einfluss der erhöhte Einlasssammlerdruck auf die Ladungswechselarbeit hat, ist in Abbildung 43 dargestellt. Das linke Diagramm zeigt die gemittelte Ladungswechselarbeit der aktiven Zylinder. Bei größter Entdrosselung, am frühen Anschlag der Einlassspannung, kann 0,1bar Ladungswechselarbeit pro Zylinder eingespart werden. Bezogen auf den effektiven Lastpunkt sind das 3,3% und kann somit nicht den beobachteten Verbrauchsvorteil erklären.

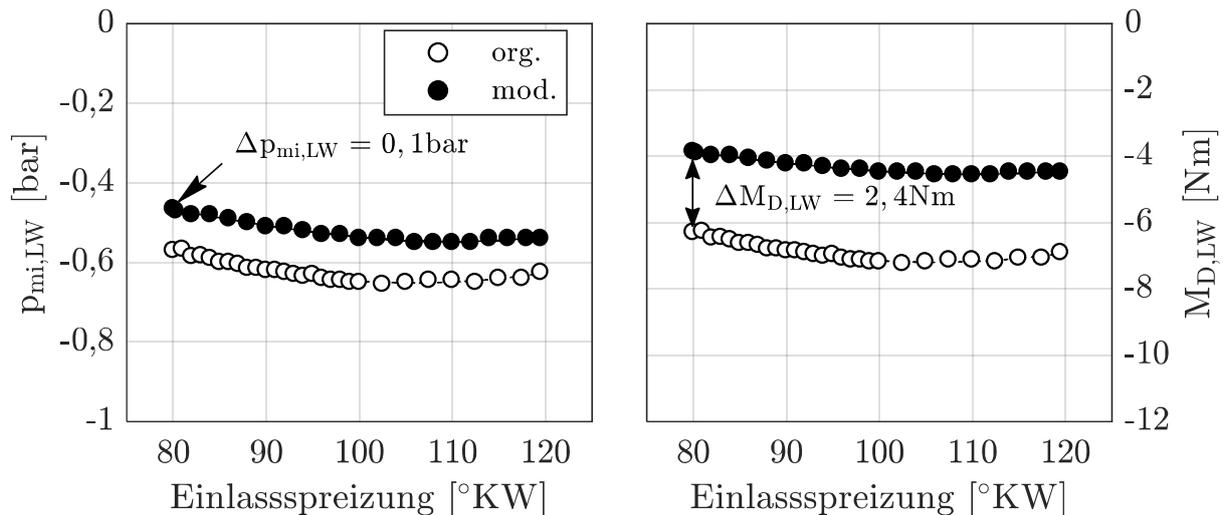


Abbildung 43 Messung - Ladungswechselarbeit eines Zylinders und des ganzen Motors über Einlassspannung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $M_D=33.3\text{Nm}$

Das rechte Diagramm zeigt zusätzlich die Ladungswechselarbeit des gesamten Motors.

Bei  $ES = 80^\circ KW$  ergibt sich eine Differenz von  $2,4 Nm$ . Somit reduziert sich nicht nur die Ladungswechsellarbeit eines Zylinders durch die Druckerhöhung im Einlasssammler, sondern das Gesamtniveau wird durch das Wegfallen eines Zylinders weiter gesenkt. Bezogen auf den effektiven Lastpunkt ist durch eine Einsparung der Ladungswechsellarbeit ein Potential von  $7,2\%$  beobachtbar. Neben der Ladungswechsellarbeit existieren deshalb noch weitere Faktoren, um auf das indizierte Potential von  $9,4\%$  zu kommen.

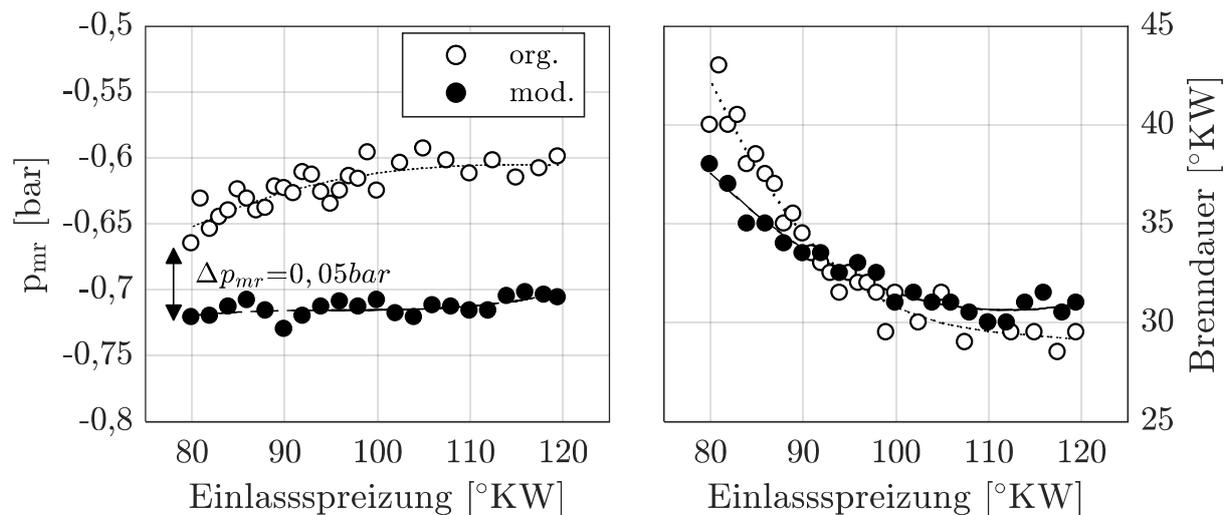


Abbildung 44 Messung - Spezifischer Reibmitteldruck und Brenndauer über Einlassspreizung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$

Neben der Ladungswechsellarbeit können daher noch zwei weitere Größen angeführt werden, die einen Einfluss auf das Gesamtpotential aufzeigen. In Abbildung 44 sind dazu der Reibmitteldruck und die Brenndauer über der Einlassspreizung dargestellt. Die Reibung des Originalmotors steigt mit früherer Spreizung, wohingegen das Niveau des modifizierten Motors konstant bleibt. Dieses Phänomen ist auf mehrere Effekte zurück zu führen. Der höhere Spitzendruck der lastpunktverschobenen Verbrennung sorgt für höhere Kräfte in den Kurbelwellenhauptlager und die Reibung des abgeschalteten Zylinders erhöhen das Grundreibniveau<sup>5</sup>. Die Zunahme der Reibung des Originalmotors bei früheren Spreizungen kann durch die Kräfte und Momente im Steuertrieb erklärt werden. Wird die Einlassspreizung nach früh verstellt, nähert sich der aufsummierte Wert der Ein- und Auslassspreizung dem Zündabstand an. Bei  $ES = 80^\circ KW$  und  $AS =$

<sup>5</sup> Die eigens gefertigte Kurbelwelle und Nockenwellen tragen zu dem beobachteten Reibniveau auf nicht weiter untersuchte Art und Weise bei

100°KW kommt es zum exakten Abstand entsprechend des Zündabstands von 180°KW. Somit überdecken sich die Einlasshübe mit den in der Zündfolge benachbarten Auslasshüben. Es kommt zu einer Überhöhung des Antriebsmoments im Steuertrieb. Bei verlängerten Zündabständen ist der Effekt geringer, jedoch wirkt sich die Parallelbetätigung der Ventile 1 und 4 negativ auf das maximale Moment im Steuertrieb aus und trägt somit zum allgemein höheren Reibungsniveau bei. Bezogen auf den effektiven Lastpunkt ergibt die Differenz von 0,05bar in den Reibniveaus den fehlenden Teil, um auf das Gesamtpotential zu kommen.

Weiter sieht man im rechten Diagramm die Auswirkung des höheren Restgasniveaus bei frühen Einlassspreizungen auf die Brenndauer. Die Verbrennung läuft trotz der geringeren spezifisch zugeführten Wärmemenge schneller ab, auf Grund der höheren Dichte, durch die Lastpunktverschiebung und auf Grund der höheren Mischungstemperatur, durch den höheren Restgasanteil.

### 6.2.2 Verlustteilung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$

Die Diskrepanz zwischen dem Potential aus dem Ladungswechsel und dem indizierten Verbrauch muss weiter beleuchtet werden. Im Folgenden werden die Potentiale im Detail aufgeführt und auf die gleiche Referenz bezogen. Hierfür bietet sich die Verlustanalyse an. Diese wird im Bestpunkt dieser Messkampagne beider Motoren durchgeführt.

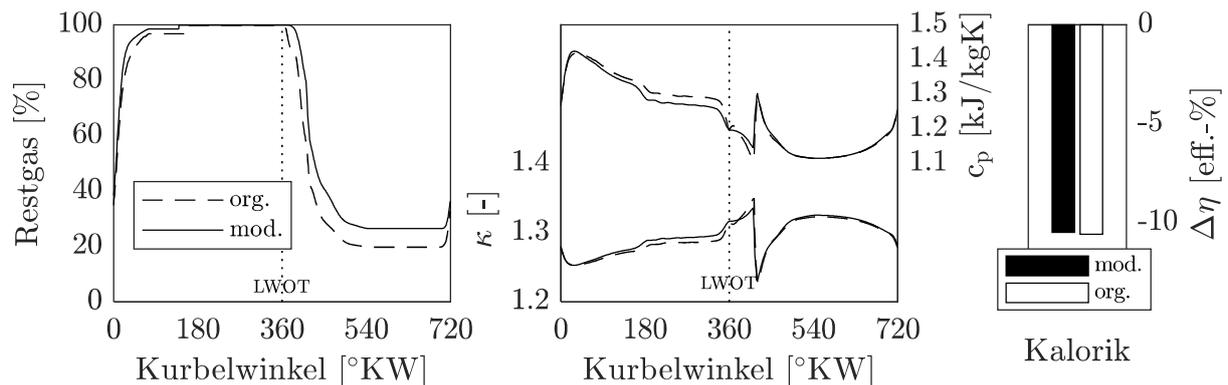


Abbildung 45 Restgasverlauf, momentaner Isentropenexponent und spez. Wärmekapazität im Zylinder bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

Abbildung 45 zeigt im ersten Schritt die Betrachtung der Kalorik des realen Gases. Hierzu ist der Restgasverlauf, die momentane spezifische Wärmekapazität  $c_p$  und der Verlauf des Isentropenexponent  $\kappa$  dargestellt. Der Restgasverlauf bestimmt die fehlende

Komponente, um auf die Zusammensetzung der Gasmasse im Zylinder zu schließen. Im Verlauf des modifizierten Motors ist der später eintretende Abfall des Restgasgehalts im Ladungswechsel deutlich zusehen. Das zurückgeschobene Abgas erzeugt ein größeres Restgasreservoir in den Einlasskanälen und führt somit zum gewünschten höheren Restgasniveau. Die spezifische Wärmekapazität  $c_p$  und der Isentropenexponent  $\kappa$  sind stark von der Zusammensetzung und der Temperatur abhängig. Die Einspritzung ist deutlich als Unstetigkeit während des Ansaugtakts in den Verläufen von  $c_p$  und  $\kappa$  erkennbar.

Den größten Einfluss auf die kalorischen Eigenschaften hat die Temperatur. Steigt diese, so steigen auch die Wärmekapazitäten  $c_v$  und  $c_p$ . Dies senkt die Verdichtungsendtemperatur im Vergleich zur idealen Prozessführung. Da jedoch die nicht dargestellte Wärmekapazität  $c_v$  stärker steigt als  $c_p$ , fällt  $\kappa$  auf unter 1,3 und verhält sich gegenläufig zu den Wärmekapazitäten. Der geringere spezifische Energieeintrag des modifizierten Motors führt zu einem geringeren Temperaturniveau durch die Verbrennung und somit zu einem höheren  $\kappa$ -Verlauf während der Expansion und vor allem beim Ausschleiben. Dies führt zu den Unterschieden in den Wirkungsgradverlusten, welche auf der rechten Seite als Säulen dargestellt sind. Von den maximal möglichen 61% Wirkungsgrad werden 10,7% Verlust im Originalbetrieb und 10,5% im modifizierten Motor subtrahiert. Somit ergibt die Berücksichtigung der realen Kalorik den größten Verlust in der Prozessführung.

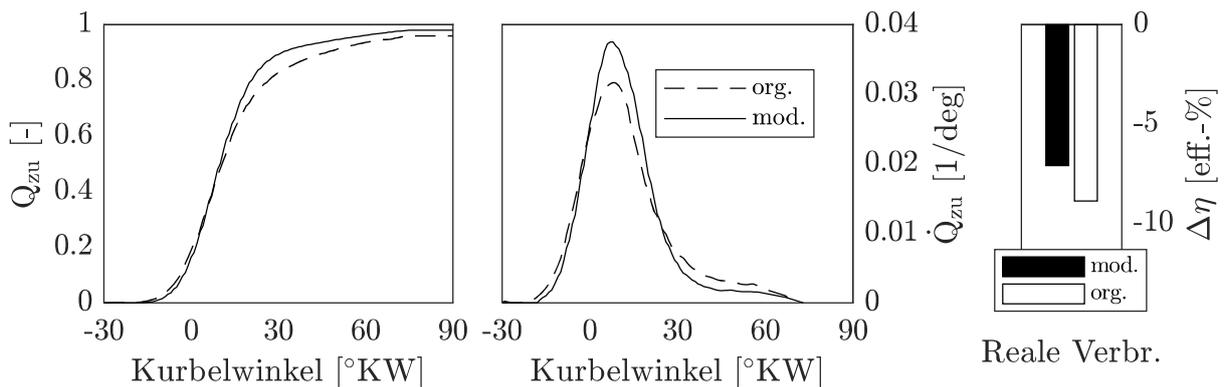


Abbildung 46 Kumulierter Brennverlauf und Umsatzrate bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

Im nächsten Schritt werden nun die Verluste aufgrund der realen Verbrennung aufgezeigt. In Abbildung 46 sind dazu jeweils die kumulierten Brennverläufe und Umsatzraten beider Motoren im Bestpunkt der Spreizungsvariation dargestellt. Die Verbrennung im Originalmotor ist im Vergleich bis zum konstant gehaltenem 50%-Umsatzpunkt sehr

ähnlich und benötigt nur  $1^\circ\text{KW}$  mehr Vorzündbedarf. Jedoch kommt es danach zu einem stärkeren Abflachen der Kurve. Im Verlauf der Umsatzraten, im mittleren Diagramm, liegt das Maximum des modifizierten Motors  $2^\circ\text{KW}$  früher und auf höherem Niveau. Die Verbrennung im modifizierten Motor erreicht im Mittel 2% mehr Gesamtumsatz pro Zylinder, was auf den gesamten Motor bezogen maßgeblich für die geringeren Verluste verantwortlich ist. Die Verluste aufgrund der realen Verbrennung liegen bei 8,9% der eingebrachten Energiemenge im Originalmotor und 7,1% im modifizierten Motor.

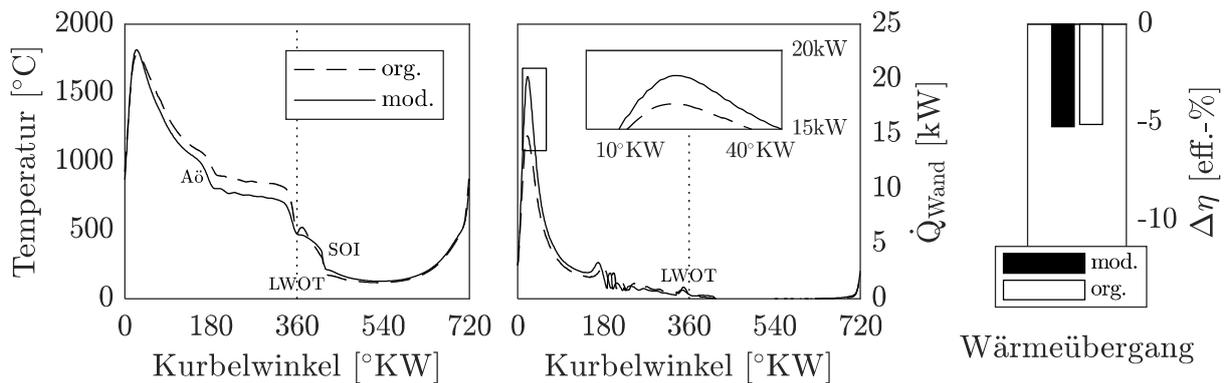


Abbildung 47 Temperatur im Zylinder und Wandwärmestrom bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

Die Wandwärmeverluste stellen den drittgrößten Verlust in diesem Vergleich dar. Hierzu ist in Abbildung 47 der Temperaturverlauf und der Wärmeübergang von Arbeitsgas zu Brennraumwand dargestellt. Im Temperaturverlauf sind die Events Aö, LWOT und die Einspritzung jeweils durch einen starken Abfall der Temperatur auszumachen. Die Spitzentemperatur beider Varianten weicht nur sehr gering voneinander ab. Bei der anschließenden Expansion wird der niedrigere Verlauf des modifizierten Motors ersichtlich. Hier wird der Einfluss der geringeren zugeführten spezifischen Energiemenge durch den Kraftstoff im modifizierten Motor deutlich. Durch diese Differenz in der Abgastemperatur ergibt sich die ersichtliche Temperaturrandbedingung nach Es und die Verdichtung läuft bei beiden Varianten ähnlich ab. Ein höherer Restgasgehalt bei geringerer Restgastemperatur ergibt eine Mischtemperatur die ähnlich zum Originalmotor ist. Hier erkennt man deutlich, dass die Temperatur nicht weiter vom inneren Lastpunkt abhängt, sondern viel stärker durch Anfangstemperatur, Gemischzusammensetzung und Verbrennungsverlauf geprägt ist.

Die Wandwärmeverluste sind im mittleren Diagramm zu sehen. Bis auf eine stärkere Überhöhung nach ZOT verläuft der modifizierte Motor während der Expansion leicht

über dem Originalmotor. Die Temperaturdifferenz zur Wand ist in diesem Zeitpunkt bei beiden Varianten gleich. Da der Übergangkoeffizient überwiegend dem Druckverlauf folgt, ergibt sich die beobachtete Überhöhung des Wärmeübergangs bei Spitzendruck. Der niedrigere Temperaturverlauf im modifizierten Motor kompensiert während der Expansion den erhöhten Übergangskoeffizient zu einem gewissen Teil. Im Mittel liegt der modifizierte Motor somit 10% höher als der Originalmotor. Jedoch bezieht sich dies nur auf einen Zylinder. Betrachtet man alle vier Zylinder, gleicht sich der gesamte relative Wärmeverlust an. Bezogen auf den eingesetzten Kraftstoff aller Zylinder ergibt sich das dargestellte Säulendiagramm. Der modifizierte Motor zeigt insgesamt 0,2% mehr Verlust aufgrund des Wandwärmeverlusts und liegt bei 5,1% Gesamtwärmeverlust. Im absoluten Vergleich zeigt der modifizierte Motor jedoch ein geringeres Niveau, da weniger Kraftstoff für die gleiche Leistung nötig ist.

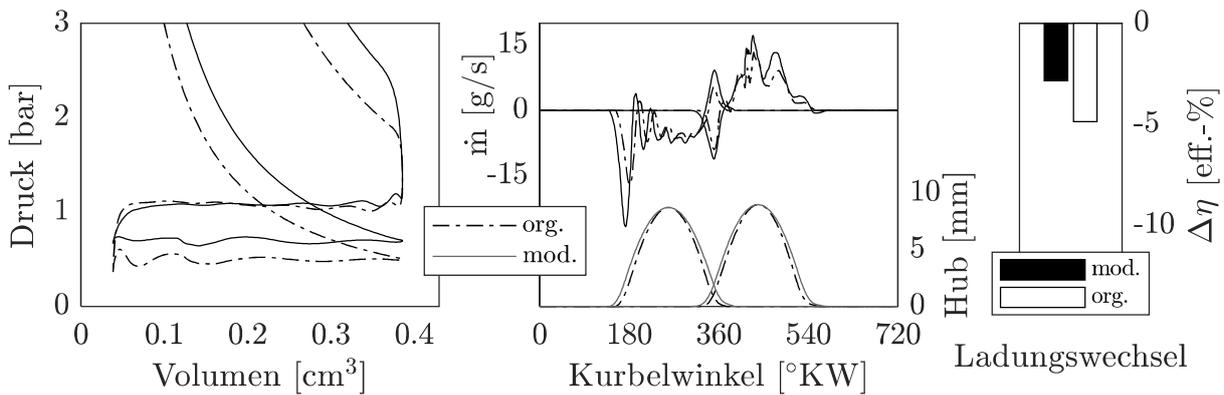


Abbildung 48  $p$ - $V$ -Diagramm und Massenströme durch die Ventile bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

Im letzten Schritt werden die Ladungswechselperluste ebenfalls auf den Gesamtkraftstoffeinsatz bezogen und in die Verlustteilung mit aufgenommen. Hierzu sind in Abbildung 48 das  $p$ - $V$ -Diagramm des Ladungswechsels und die dazugehörigen Massenströme dargestellt. Im Unterschied des Flächeninhalts der Ladungswechselschleifen wird die Lastpunktverschiebung deutlich. Zusätzlich zum Integral von UT-UT wird die Expansions- und Kompressionsarbeit dem Ladungswechselverlust in dieser Analyse angerechnet. Die Kompressionsverluste fallen durch die konventionellen Einlasssteuerzeiten beider Varianten, mit  $ES$  in der Nähe von UT, nicht weiter ins Gewicht. Durch das frühere  $A\ddot{o}$  kommt es im modifizierten Motor zu einem größeren Expansionsverlust. Dieser bezieht sich auf unter 0,1%, bezogen auf den Kraftstoffeinsatz und ist somit vergleichsweise gering. Der Vorauslassstoß setzt früher

ein und ist dadurch auf einem höheren Druckniveau. Dazu kommt noch das erhöhte Druckniveau durch die Lastpunktverschiebung. Dies führt zu einem intensiveren Vorauslassstoß und vermag somit mehr Masse aus dem Zylinder zu befördern. Trotz der unterschiedlichen Füllungen verlaufen die Kurven des Auslassmassenstroms beider Varianten während des Ausschleiben auf gleichem Niveau. Die Ausschleibarbeit wird nicht negativ beeinflusst. Das führt zu 2,9% Kraftstoffeinsatz im modifizierten Motor für den Ladungswechsel. Im Originalmotor sind es 5,1%.

Zusammenfassend sind alle Verluste in Abbildung 49 dargestellt. Zusätzlich wird die gemessene Reibung in die Verlustteilung mit aufgenommen, um auf den effektiven Wirkungsgrad zu schließen. Wie man erkennen kann, zeigt der modifizierte Motor nur in zwei Kategorien geringfügig höhere Verluste. Der Wärmeübergang liegt leicht über dem des Originalmotors, da die Verbrennung besser abläuft. Weiter zeigt der modifizierte Motor ein höheres Reibniveau. An dieser Stelle ist der Prototypenstatus von Kurbelwelle und Nockenwelle zu nennen. Somit ist die Reibung auf einem vertretbaren Niveau.

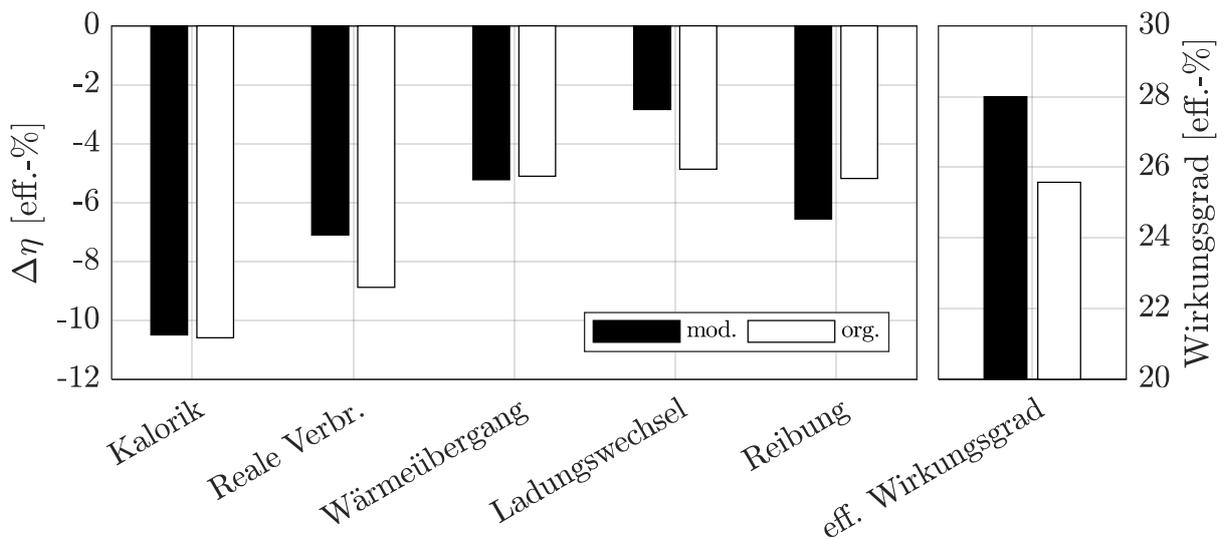


Abbildung 49 Verlustteilung über den gesamten Motor bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=3\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

### 6.2.3 Restgasverträglichkeit bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$

Die Effekte der Druckdifferenz über Zylinder auf das einstellbare Restgasniveau und der Einfluss des Restgases auf die Verbrennung sind in Kapitel 6.2.1 weitestgehend beschrieben. Erhöht man das Niveau nun weiter und verschlechtert gleichzeitig die Zündrandbedingungen, so kommt es zu Verbrennungsirregularitäten, wie zum Beispiel Zündaussetzer und instabiler Durchbrand.

Analog zu der Messreihe von Kapitel 6.2.1 wird im Folgenden bei einem Lastpunkt von  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$  die Auswirkung der kritischen Zündrandbedingungen diskutiert. Abbildung 50 zeigt das Druckniveau im Einlasssammler beider Motoren und den simulierten Restgasgehalt über Einlassspreizung. Die Entdrosselung durch die Lastpunktverschiebung ist in diesem Lastpunkt höher als in Kapitel 6.2.1. Der Bereich in dem das Restgas variiert werden kann ist ebenfalls größer. Das steuerbare Restgasniveau des Originalmotors beträgt 10% bis 28%, wohingegen der modifizierte Betrieb bis 39% Abgas zurückführen kann.

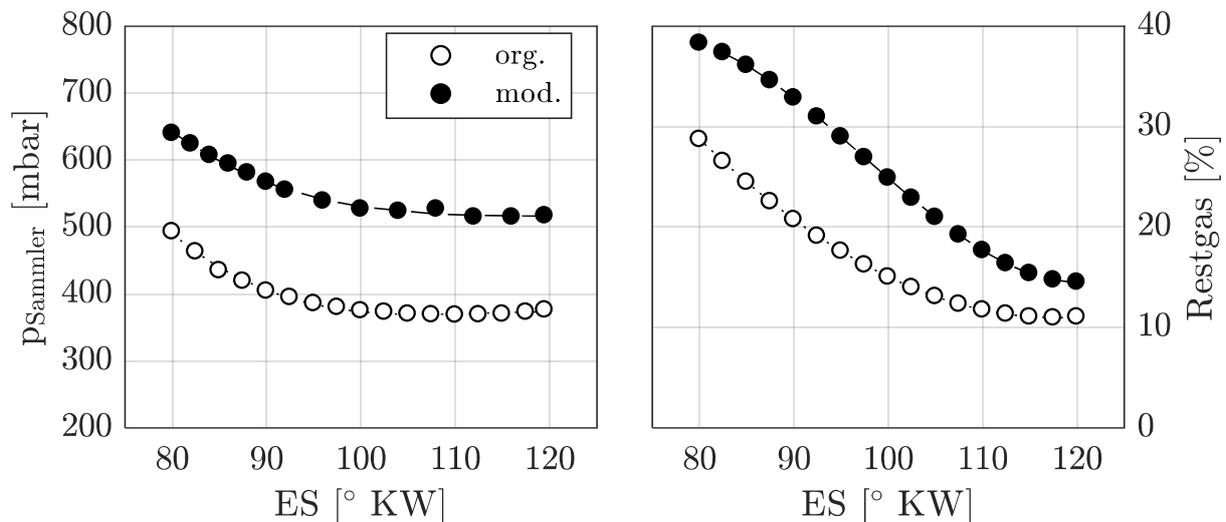


Abbildung 50 Messung - Einlasssammlerdruck und Restgasgehalt über Einlassspreizung bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

Weiter ist der Einfluss des erhöhten Restgasgehalts in Kombination mit der niedrigeren Füllung und der geringen Drehzahl auf die Verbrennung in Abbildung 51 dargestellt. Die Brenndauer ist links und der Verbrennungsschwerpunkt rechts zu sehen. Die Brenndauer folgt dem Restgasgehalt im Originalbetrieb. Im Fall des modifizierten Motors sieht man, dass bei späteren Einlassspreizungen die Verbrennung längere Brenndauern bedingt. Jedoch wird die Brenndauer mit höherem Restgasgehalt, zu früheren Einlassspreizungen

hin, erst kürzer und steigt dann wieder an bis das Niveau mit wenig Restgasanteil erreicht wird. Die ansteigende Gemischtemperatur mit hohem Restgasanteil unterstützt die Verbrennung bis zu einem Punkt, ab dem wieder die Effekte des Restgases dominieren.

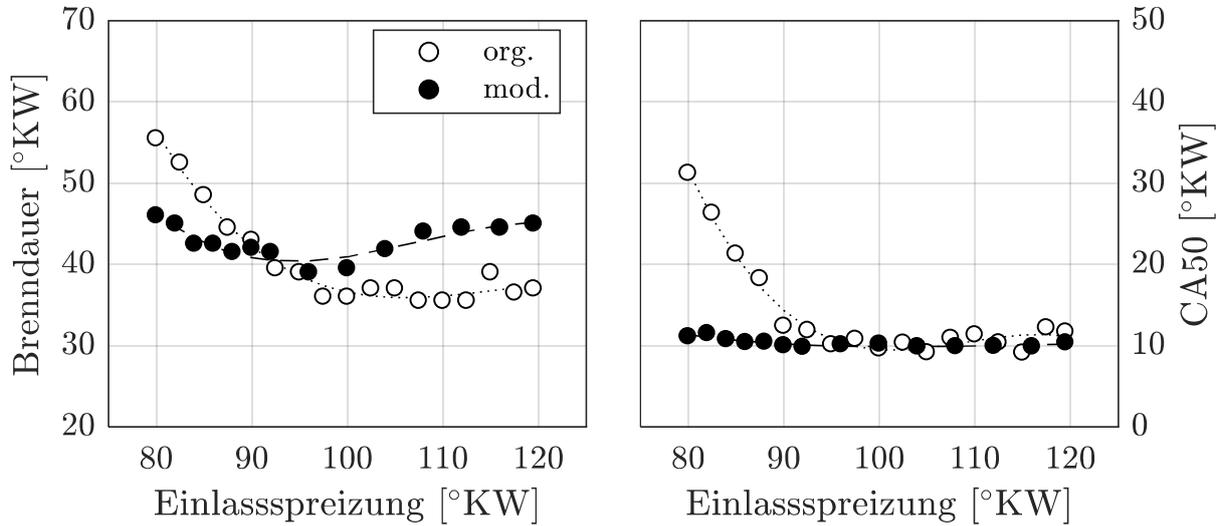


Abbildung 51 Messung - Brenndauer und Verbrennungsschwerpunkt über Einlassspreizung bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

Das rechte Diagramm zeigt, dass der Verbrennungsschwerpunkt im Originalbetrieb nicht mehr konstant auf  $10^\circ\text{KW}$  gehalten werden kann. Der Vorzündbedarf überschreitet im Originalbetrieb die Zündrandbedingungen und somit kommt es zu einer Verschleppung des Verbrennungsschwerpunkts. Im Gegensatz dazu ist es im modifizierten Betrieb weiterhin möglich den Verbrennungsschwerpunkt konstant zu halten.

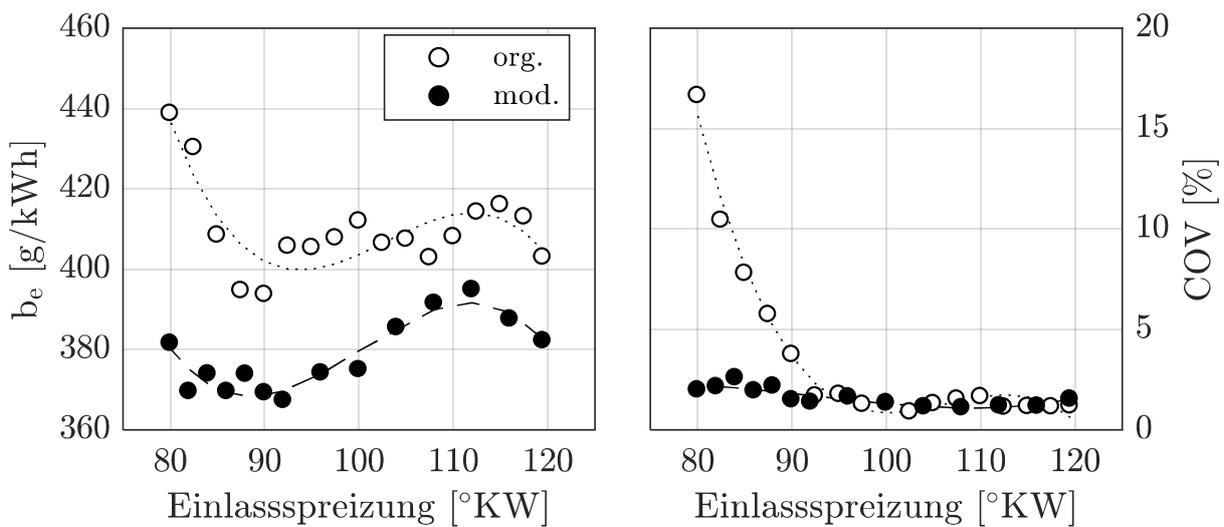


Abbildung 52 Messung - effektiver spezifischer Verbrauch und Variationskoeffizient über Einlassspreizung bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

In Abbildung 52 sieht man den spezifischen Verbrauch und den Variationskoeffizienten dargestellt. Eine Abnahme des Verbrauchs zu frühen Einlassspreizungen hin ist in beiden Fällen ersichtlich. Am frühen Endanschlag steigt der Verbrauch in beiden Fällen, im Originalbetrieb sogar auf ein Maximum. Im Originalbetrieb sieht man zudem eine drastische Verschlechterung der Stabilität bei Spreizungen kleiner  $ES = 90^\circ KW$ , wohingegen der modifizierte Motor hinsichtlich Stabilität keine Auffälligkeiten zeigt.

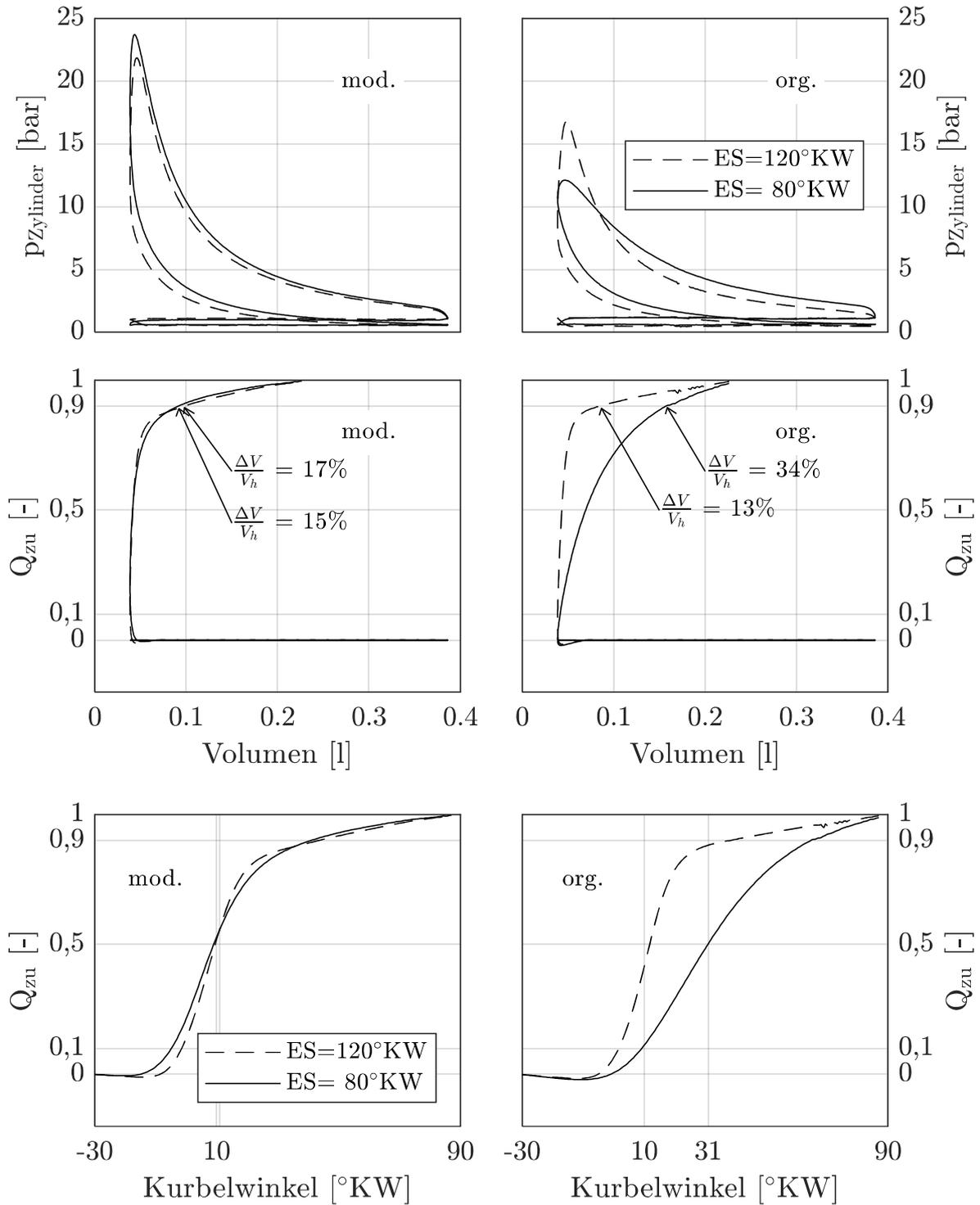


Abbildung 53 Messung - Druck- und Summenheizverläufe mit minimalem und maximalem Restgasanteil bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

Eine detaillierte Verlustteilung ist in Abbildung 54 dargestellt. Es ist jeweils die früheste Spreizung mit dem größten Restgasanteil dargestellt und im direkten Vergleich der Verbrauchsbestpunkt der jeweiligen Messreihe.

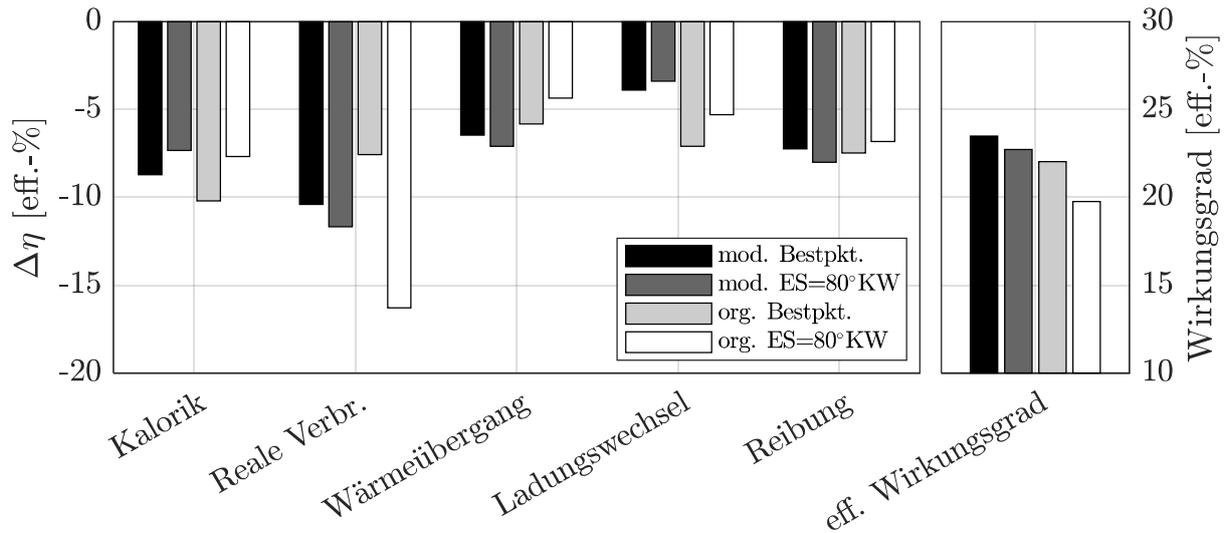


Abbildung 54 Verlustteilung über den gesamten Motor bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

Auffallend zeigt sich die instabile Verbrennung im Originalmotor. Mit über 16% Wirkungsgradverlust ist sie der Haupttreiber für den niedrigen Wirkungsgrad von 19%. Die Wandwärmeverluste bei  $ES = 80^\circ\text{KW}$  profitieren durch die verschleppte Verbrennung. Der Druckverlauf ist stark abgeflacht und durch den hohen Restgasgehalt erreicht die Spitzentemperatur ein um 300K geringeres Temperaturmaximum. Beides reduziert den Wärmeübergang. Der maßgeblich von der Temperatur getriebene Verlust durch die Kalorik fällt geringer aus, als es noch bei höherer Last in Kapitel 6.2.1 der Fall war.

Im modifizierten Motor stellt der Verlust durch die reale Verbrennung ebenfalls den größten Anteil der Verluste dar. Die Ladungswechselverluste werden durch die Lastpunktverschiebung und die Entdrosselung durch die höheren Restgasgehalte mehr als halbiert im Vergleich zum jeweiligen Vergleichspunkt des Originalmotors.

Obwohl ein relativ stabiler Brennverlauf im modifizierten Betrieb auszumachen ist, ergeben sich die Verluste durch die Verbrennung als sehr hoch. Die einzelnen Anteile, welche zum Verlust durch reale Verbrennung führen, sind dazu in Abbildung 55 zu sehen. Dargestellt sind die drei Komponenten, tatsächlicher Brennverlauf, Verbrennungsschwerpunkt und unvollständige Verbrennung über der Einlassspreizung. Im Fall des modifizierten Motors stellt die unvollständige Verbrennung den größten Anteil dar. Vor allem bei  $ES = 80^\circ\text{KW}$  macht diese über 60% des Gesamtverbrennungsverlust aus. Im Fall des Originalmotors zeigt sich der sehr späte Verbrennungsschwerpunkt als Hauptverlust. Die instabile Verbrennung und der frühe Vorzündbedarf führen zu überhöhter Unvollständigkeit der Verbrennung.

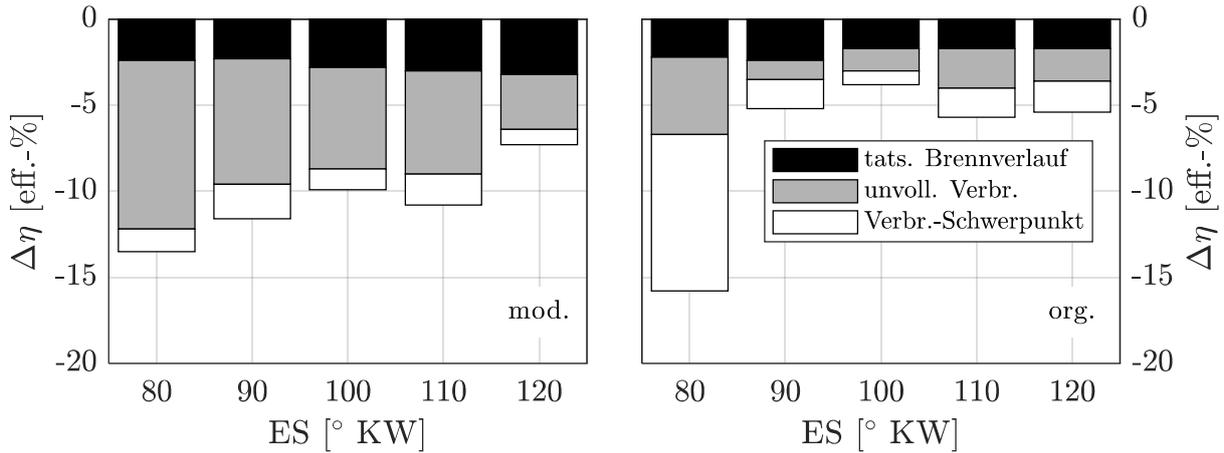


Abbildung 55 Verbrennungsverluste über den gesamten Motor bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

Eine nähere Betrachtung zur Vollständigkeit der Verbrennung zeigt Abbildung 56. Hier wird eine Darstellung der beiden Abgaskomponenten mit dem höchsten Heizwert gewählt. Dabei sind die Abgasmassenströme auf Benzinäquivalent umgerechnet, um eine Größe zu erhalten, welche mit dem spezifischen Verbrauch verrechenbar ist. Als unterer Heizwert wird für CO  $H_{u,\text{CO}} = 10,1 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$  und für HC  $H_{u,\text{Propan}} = 46,4 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$  angenommen, [72]. Durch die instabile Verbrennung des Originalmotors kommt es zu einem starken Anstieg bei  $ES = 80^\circ\text{KW}$ .

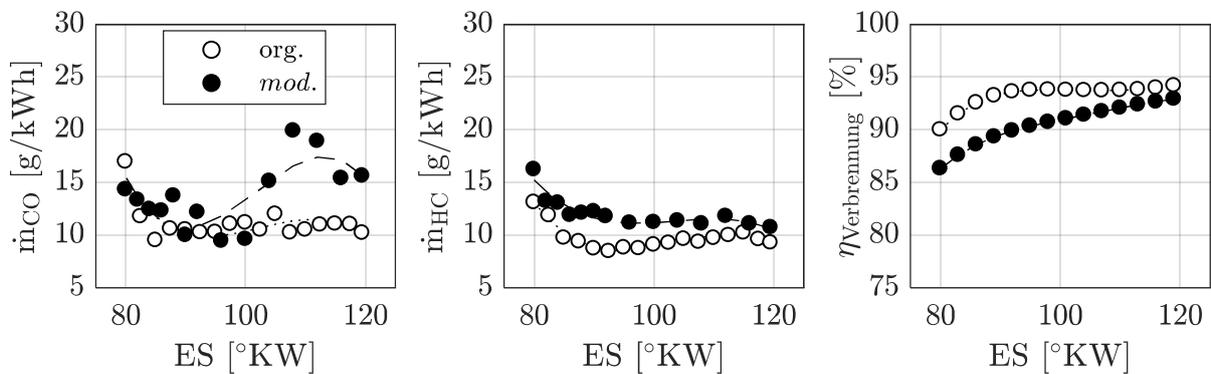


Abbildung 56 Messung - Spez. CO- und HC-Emissionen und Verbrennungswirkungsgrad über Einlasspreizung bei  $n=1300\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2\text{bar}$

Sehr auffällig zeigt sich jedoch das recht hohe Niveau im modifizierten Motor. Dies gilt sowohl für die CO- als auch für die HC-Emissionen. Dies lässt sich durch die schlechte Gemischbildung erklären. Ursache ist der stark herabgesetzten Einspritzdruck, der aufgrund der Probleme mit dem Injektor-Treiber reduziert werden musste (siehe Kapitel 6.1, Abbildung 40). Die äquivalente Kraftstoffmasse, die durch das Abgas den Bilanzraum verlässt, beträgt maximal Fall mehr als  $32 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  und macht somit mehr als 9% im

Kraftstoffverbrauch aus.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Restgasverträglichkeit durch die Lastpunktverschiebung ausgeweitet werden kann. In diesem Vergleichspunkt kann eine stabile Verbrennung mit einer Verdoppelung des Restgasgehalts gewährleistet werden. 6,7% beträgt der Verbrauchsvorteil zum Bestpunkt im Originalbetrieb in dieser Messreihe. Dies ist weniger als in Kapitel 6.2.1 bei  $p_{me} = 3\text{bar}$  und  $n=2000\text{min}^{-1}$ . Das Potential, welches durch die Einsparung der Ladungswechselverluste erzielt wird, wird durch die schlechtere Gemischbildung wieder aufgebraucht und stellt somit nicht das Optimum dar.

## 6.3 Aufladebetrieb

Es folgt eine Betrachtung des Betriebs mit aktiver Aufladung. Hier werden Effekte diskutiert, welche aufgrund der Besonderheiten der Aggregatsanpassungen entstehen. Die Dreizylinderzündfolge, gepaart mit den verlängerten Steuerzeiten, sind dabei entscheidend für eine abweichende Betriebsstrategie verantwortlich. Es wird ein Fokus auf den spülenden Betrieb gelegt und auf die Verbrauchpotenziale eingegangen, die sich zusammen mit der sich ergebenden Lastpunktverschiebung zeigen. Ebenso wird aufgezeigt in welchen Kennfeldregionen durch die gewählte Steuerzeitverlängerung Verbrauchpotenziale nicht nutzbar sind.

### 6.3.1 Spülender Betrieb

#### 6.3.1.1 Überschneidungsphase

Bei höheren Lasten, mit aktiver Aufladung, birgt internes heißes Restgas immer die Gefahr die Klopfbrandbedingungen zu verschlechtern. Hier ist vor allem der Zündabstand von  $180^\circ\text{KW}$  eines Vierzylinders von entscheidender Bedeutung. Das mit überkritischem Druckverhältnis ausströmende Abgas erzeugt im Auslasssystem einen Druckstoß, welcher den in der Zündfolge nachfolgenden Zylinder zum Zeitpunkt der Überschneidungsphase passiert. Hierzu sind in Abbildung 57 die Druckverläufe der Einlassseite, Auslassseite und im Zylinder des Originalmotors zu sehen. Zusätzlich ist der Einlass- und Auslasshub dargestellt. Weiter ist die Überschneidungsphase der Hübe grau unterlegt. Eine Hubhöhe von 0,3mm beschreibt Öffnen und Schließen der Ventile. Bei gegebener Einlassspreizung ergeben sich durch die 1,42bar Einlassdruck 16bar indiziertem Mitteldruck. Der Impuls im Auslassdruck zu Beginn der Überschneidung führt zu einem negativen Spülgefälle. Die Fortpflanzung des Vorauslassstoßes ist im Einlass- und im Zylinderdrucksignal zu erkennen. Eine deutliche Drucküberhöhung des Auslasssignals scheint hier dem Druckimpuls des Zylinderdrucks nach zu folgen. Hier spiegelt sich die räumliche Entfernung der Drucksensoren wider. Mit gemessenen Werten für Temperatur und der Zusammensetzung ergibt sich ein Offset, welcher bei  $n = 2000\text{min}^{-1}$  und einem Abstand von 0,25m des Drucksensors eine Differenz von ca.  $5^\circ\text{KW}$  ergibt, die der Zylinderdruck dem Auslassdruck vorausseilt. Heißes Restgas kann somit nicht ausgespült werden und das Kompressionsvolumen wird mit erhöhtem Druck beaufschlagt, beziehungsweise strömt das Abgas in den Sammler und wird beim Ansaugen wieder zurückgesaugt. Dies

hat negativen Einfluss auf die Klopfbrandbedingung. Ein Spätverstellen der Zündung wird somit nötig, um der Klopfneigung entgegen zu wirken. Die Serienapplikation sieht einen Umsatzschwerpunkt von  $21,5^\circ\text{KW}$  nach OT vor und der Verbrauch ist demnach nicht optimal mit  $b_e = 255 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$ . Mittels der höheren Oktanzahl von  $\text{ROZ} = 98$  des eingesetzten Kraftstoffs im Vergleich zu  $\text{ROZ} = 95$ , kann der Zündwinkel soweit vorgezogen werden, dass der 50%-Umsatzpunkt bei  $17^\circ\text{KW}$  nach OT liegt. Ein weiteres Frühverstellen ruft das Eingreifen der Klopfregelung hervor. Mit dieser Schwerpunktlage kann der Kraftstoffverbrauch auf  $248 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  gesenkt werden.

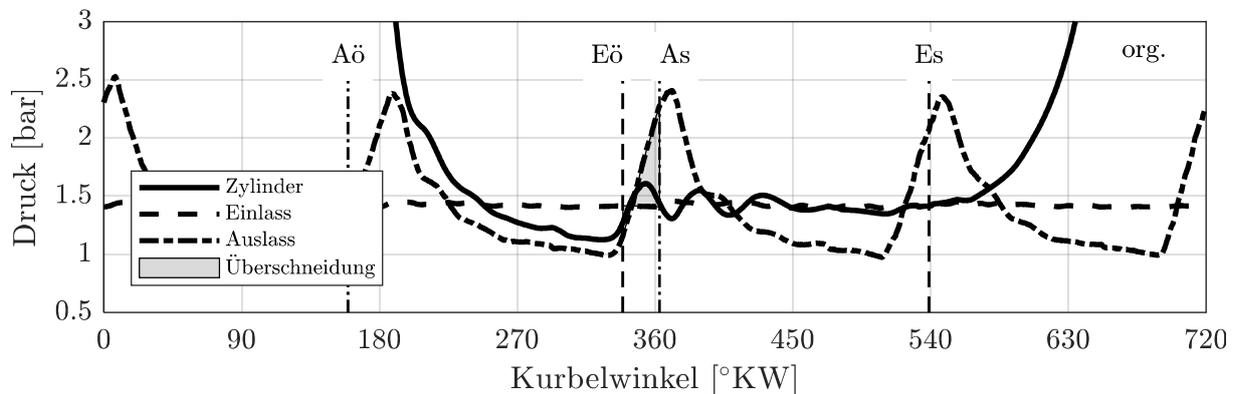


Abbildung 57 Messung - Überschneidungsphase im Originalmotor bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

In einem Dreizylindermotor, beziehungsweise in einem Motor der mit Dreizylinderzündfolge betrieben wird, beträgt der Zündabstand  $240^\circ\text{KW}$ . Eine Trennung der einzelnen Überschneidungsphasen ist demnach schon durch die Abstände der Vorauslassstöße gegeben. Hierzu sieht man in Abbildung 58 die Betrachtung der Drücke und Hübe während der Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei vergleichbarer innerer Last wie im vorherigen Diagramm des Originalmotors. Nun ist vor allem bei gleicher Spreizung eine längere Überschneidungsphase ersichtlich, welche von der Steuerzeitenanpassung herrührt. Ein positives Spülgefälle etabliert sich während des gesamten Kurzschlusses von Ein- zur Auslassseite. Es kommt zum Durchspülen von Frischluft in das Auslasssystem. Der Druckausgleich des Brennraums geschieht noch vor OT. Dies, gepaart mit der andauernden Aufwärtsbewegung des Kolbens, führt zu einem übermäßigen Druckaufbau und mit der Reflektion des Impulses des Massenstroms durch das Schließen des Auslassventils wird zusätzlich eine Stoßwelle eingeleitet, die sich bis weit in den Ansaugvorgang bemerkbar macht. Beim Durchströmen wird das Restgas aus dem Kompressionsvolumen gespült. Dies reduziert die Temperatur

der Brennraumoberflächen und des Gases. Wie schon in der Teillast kann hier der Effekt der Entdrosselung durch Restgas beobachtet werden. Durch den geringeren Restgasanteil im 3-Zylinder-Betrieb genügt ein niedrigerer Ladedruck bei vergleichbarem Einlassschließen, um die gleiche innere Last im Vergleich zum Originalmotor darzustellen.

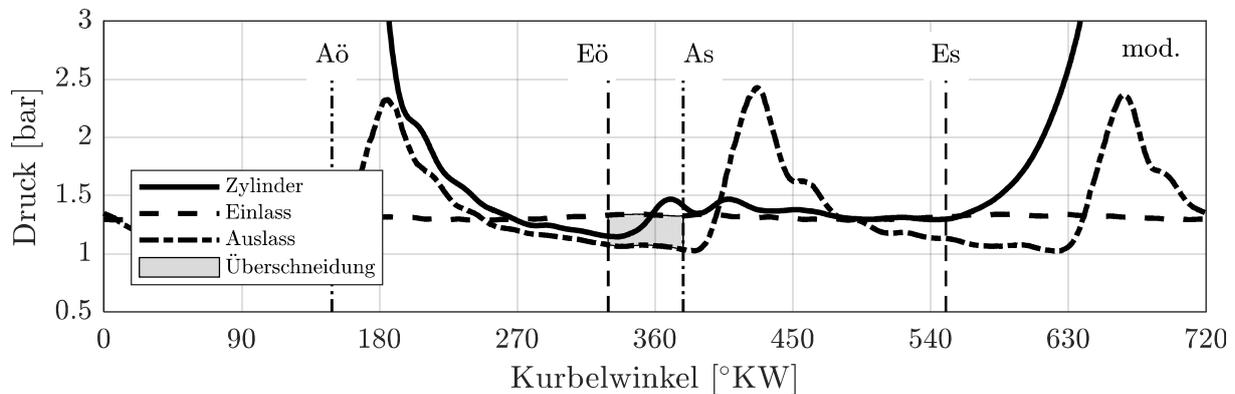


Abbildung 58 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=80^\circ\text{KW}$

In Abbildung 59 und Abbildung 60 sind zwei weitere Spreizungen mit gleicher innerer Last gezeigt. Die Intention dahinter ist zum einen die Veränderung der Überschneidungsphase zu zeigen und zum anderen den notwendigen Ladedruckanstieg durch das späte Einlassschließen darzustellen. In Abbildung 59 liegt die Einlassspreizung bei  $ES = 100^\circ\text{KW}$ . Die Überschneidungsphase ist immer noch ausgeprägt. Der Druckausgleich im Brennraum findet nach OT statt. Jedoch schließt das Einlassventil mit  $30^\circ\text{KW}$  nach UT recht spät. Durch den effektiven Füllungsverlust muss der Ladedruck um  $69\text{mbar}$  ansteigen.

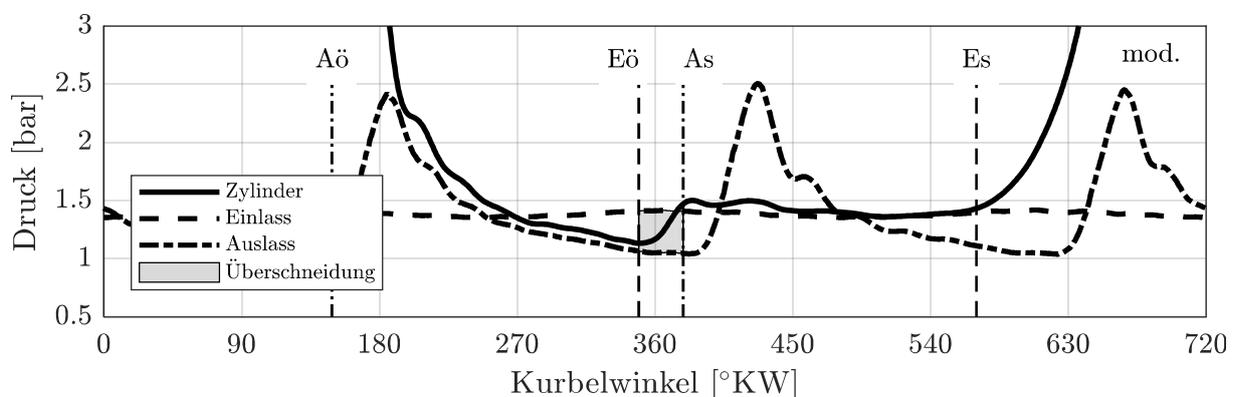


Abbildung 59 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=100^\circ\text{KW}$

In Abbildung 60 hingegen ist die gleiche Prozessführung mit der maximalen

Einlassspreizung von  $ES = 120^\circ KW$  zu sehen. Es ergibt sich eine kurze Überschneidungsphase, die effektiv nur nach dem oberen Totpunkt auszumachen ist. Der Druckausgleich im Brennraum findet hier erst nach dem gewählten Schließen des Auslassventils statt. Die verlängerte Einlasssteuerzeit führt zum Einlassschluss von  $50^\circ KW$  nach UT. Der daraus resultierende Ladedruckanstieg beträgt 216mbar, was mehr als das Dreifache im Vergleich zu  $ES = 100^\circ KW$  ist.

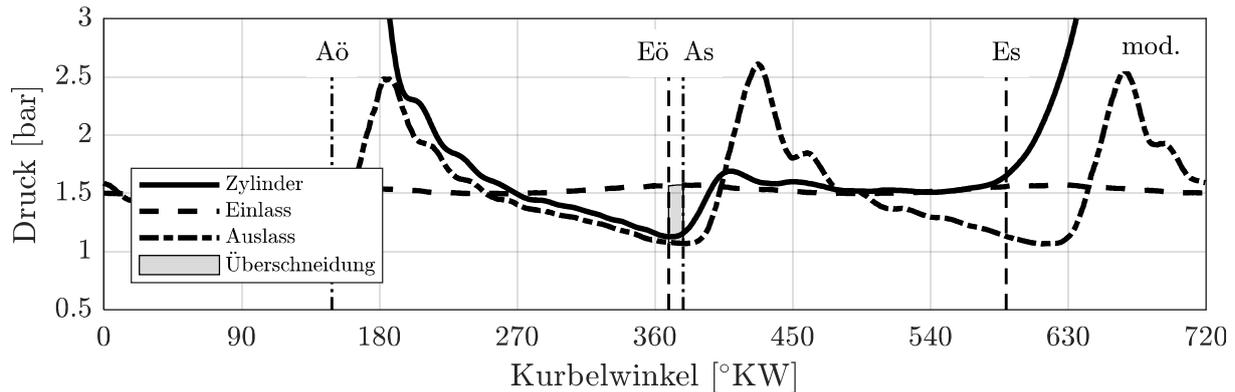


Abbildung 60 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ KW$

Nun ergeben sich bei einer Variation der Einlassspreizung gegenläufige Effekte, welche eine Temperaturdifferenz nach dem Verdichtungsstakt bei Zündung hervorrufen.

Es kommt durch das späte Einlassschließen zu einer Temperaturabsenkung, da ein Teil der Verdichtung auf den Turbolader ausgelagert wird. Diese Verdichtung sollte dank dem nachgeschalteten Ladeluftkühler so gut wie isotherm ablaufen und dadurch ergibt sich bei virtuellem Verlängern der Verdichtungsline im T-s-Diagramm eine tiefere Starttemperatur des Hochdruckprozesses. Durch den steigenden Ladedruck erhöht sich jedoch die Temperatur nach Verdichter erheblich, sodass die Prämisse der isothermen Verdichtung nicht völlig Anwendung findet. Daher kommt es nach Ladeluftkühler zu einem leichten Temperaturanstieg.

Eine größere Überschneidung senkt durch das Durchspülen die Temperatur im Brennraum beziehungsweise der Brennraumwände. Die mittlere Prozesstemperatur kann dadurch gesenkt werden.

Die diskutierten Effekte findet man nicht nur im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors, sondern auch im 4-Zylinder-Betrieb. Der simultane Auslasstakt des ersten und vierten Zylinders zeigt einen Einfluss auf den Aus- und Einlassdruckverlauf. In Abbildung 61 und Abbildung 62 ist der Ladungswechsel des vierten und dritten Zylinders dargestellt.

Der erhöhte Auslassstoß ist deutlich zu sehen.

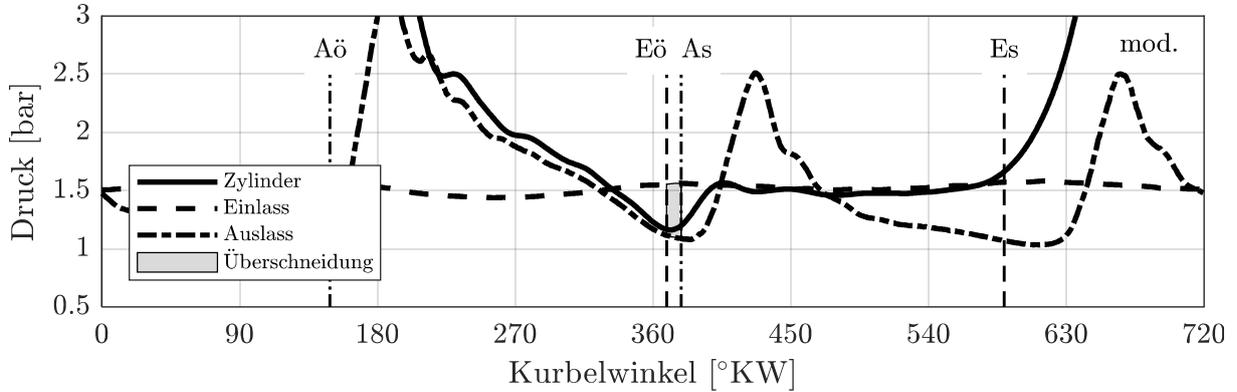


Abbildung 61 Messung - Überschneidungsphase des vierten Zylinders im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ\text{KW}$

In Abbildung 61 erkennt man den erhöhten Gegendruck während des Ausschlebens durch den verdoppelten Massenstrom, der durch den Turbolader und das Wastegate muss. Jedoch fällt der Auslassdruck noch vor der Überschneidungsphase unter das Niveau des Einlassdrucks und das heiße Restgas kann ausgeschoben werden.

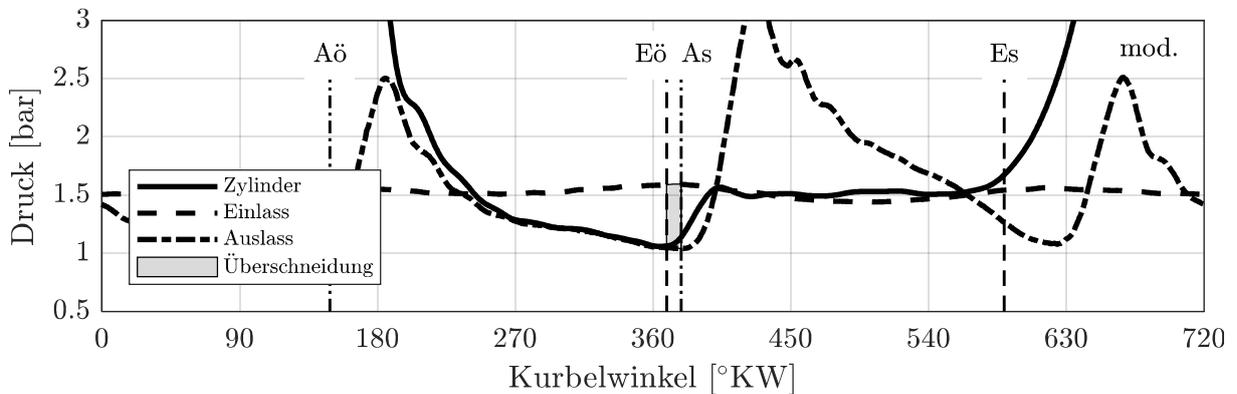


Abbildung 62 Messung - Überschneidungsphase des dritten Zylinders im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ\text{KW}$

Abbildung 62 stammt aus der gleichen Messung, jedoch diesmal aus der Perspektive des dritten Zylinders. Der erhöhte Druckstoß der gleichlaufenden Zylinder findet nun nach der Überschneidungsphase statt. Ebenfalls ergibt sich ein positives Spülgefälle von Einlass- zu Auslasssystem. Deutlich zeigt sich der Ausschlebedruck unter dem in Abbildung 61. Durch die gleichbleibenden Randbedingungen der Überschneidungsphase finden alle Argumente, die für den 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors gelten,

ebenso Anwendung auf den 4-Zylinder-Betrieb.

### 6.3.1.2 Spülender Ladungswechsel im modifizierten 3-Zylinder-Betrieb

Folgend wird nun anhand einer Messreihe bei  $n = 2000\text{min}^{-1}$  und  $p_{\text{mi}} = 16\text{bar}$  die Einlassspreizung variiert. Der 50%-Umsatzpunkt ist konstant eingeregelt auf  $12^\circ\text{KW}$  nach OT, um damit an die Maximaldruckbegrenzung von  $p_{\text{max}} = 80\text{bar}$  zu kommen. Zweck dieser Untersuchung ist es einen Einstiegswert der Einlassspreizung für die spätere Basisbedatung für Lastpunkte mit positiven Druckgefälle auszumachen. Die CO-Konzentration wurde während der Messung konstant gehalten, um als Indikator einer stöchiometrischen Verbrennung im Brennraum zu dienen. Als Referenz dient der Wert des errechneten Lambdas bei größter Spreizung und somit kleinster Überschneidung.

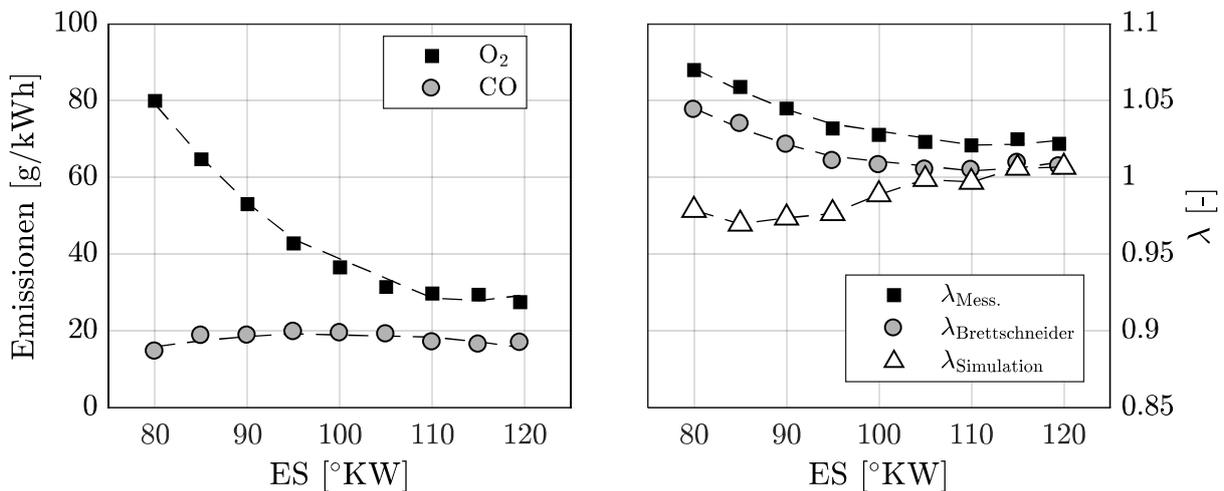


Abbildung 63 Messung - spezifische CO-, O<sub>2</sub>-Emissionen (links) und Lambda (rechts) über Einlassspreizung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{\text{mi}}=16\text{bar}$

In Abbildung 63 sieht man dazu eine Betrachtung der Massenanteile des COs und des Sauerstoffs im Abgasmassenstrom. Zusätzlich ist im rechten Diagramm das Verbrennungsluftverhältnis dargestellt. Einmal ist der Wert der Lambdasonde zu sehen und weiter der errechnete Wert aus der Abgaszusammensetzung nach Brettschneider. Zusätzlich der aus der Simulation stammende Lambdawert im Brennraum, der sich bei gegebenem Ladungswechsel und Abgaslambda ergibt. Mit kleiner werdender Spreizung steigt der Sauerstoffgehalt im Abgas stark an. Spreizungen größer und gleich  $ES = 100^\circ\text{KW}$  führen hier noch zu einem Sauerstoffanteil von unter einem Volumenprozent. Dies ist ebenso am Lambdawert auszumachen, welcher links von  $ES = 100^\circ\text{KW}$  ins magere ansteigt. Die Überschneidung führt im frühen Anschlag des Einlassphasenstellers

zu einer Verdreifachung des Sauerstoffs im Abgas. Das heißt, nur die späte Hälfte der Einlassspreizung wäre im Betrieb mit einem 3-Wege-Katalysator möglich.

Während der Verbrennung sind zwei Effekte überwiegend für die Bildung von Stickoxiden verantwortlich. Zum einen ist das Temperaturniveau ein entscheidender Treiber und zum anderen der Sauerstoffüberschuss. Da jedoch das erhöhte Lambda hier ein Effekt des Durchspülens ist, ist der Verlauf der Stickoxide in Abbildung 64 als Folge der Temperaturabsenkung durch das späte Einlassschließen mit größer werdender Spreizung zu interpretieren. Die leicht angereicherte Verbrennung bei früheren Spreizungen vermag die  $\text{NO}_x$ -Bildung nicht ersichtlich zu behindern. Überdies reicht die Kühlung des Brennraums durch das Durchspülen nicht aus, um das Temperaturniveau der Verbrennung zu senken. Die Ladungskühlung durch spätes Einlassschließen überwiegt.

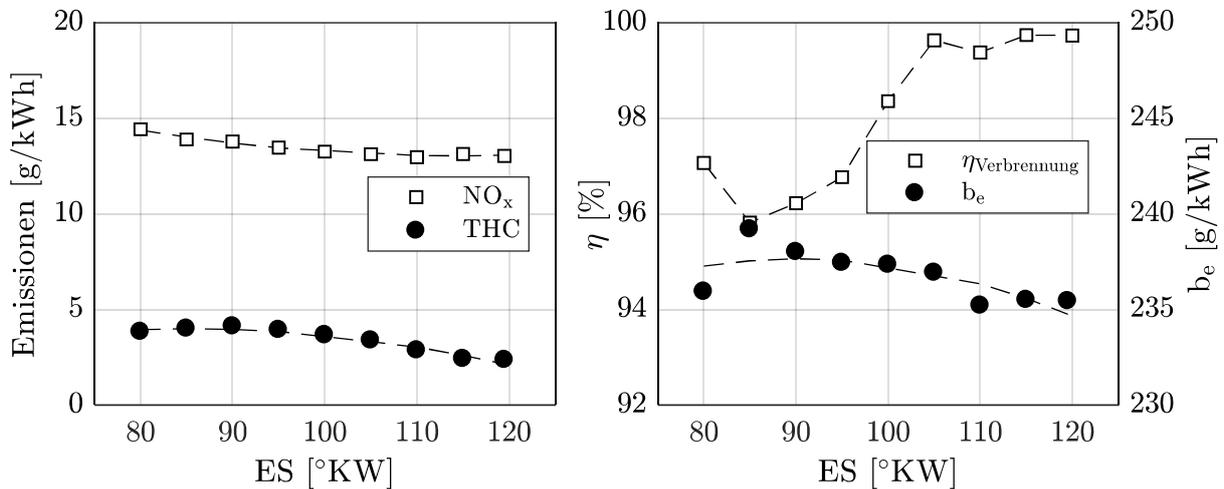


Abbildung 64 Messung - spezifische  $\text{NO}_x$ - und HC-Emission (links); Verbrennungswirkungsgrad und spez. Verbrauch über Einlassspreizung bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$

Im Verlauf der HC-Konzentration des Abgases sieht man die Effekte der Brennraumkühlung in Kombination der leicht fetten Verbrennung. Der kühlere Kolben liefert ein geringeres Verdampfungspotenzial für das wandgeführte Brennverfahren und mehr Kraftstoff verbleibt während der Verbrennung in Kolben- beziehungsweise Wandnähe. Die HC-Emissionen steigen somit an. In der Darstellung als spezifische Emission sind die Kohlenwasserstoffe im Abgas verrechenbar mit dem auf die Leistung bezogenen Kraftstoffmassenstrom<sup>6</sup>, welches die Definition des spez. Verbrauchs darstellt.

<sup>6</sup>Die Angabe des Kohlenwasserstoffmassenstroms ist in Propanäquivalent und nicht Heizwertbereinigt.

Propan weist einen Heizwert von  $46,3\text{MJ/kg}$  (Pischinger, Kell, & Theodor, 2009) auf und liegt damit über dem des eingesetzten Kraftstoffs.

Hierzu sieht man den effektiven spezifischen Verbrauch im rechten Diagramm. Qualitativ folgt der Verlauf dem der Kohlenwasserstoffmessung. Man kann im Bestpunkt bei  $ES = 120^\circ KW$  einen Wert von  $235,4 \frac{g}{kWh}$  ausmachen. Jedoch erkennt man, dass im Vergleich zum spez. Verbrauch bei  $ES = 80^\circ KW$  kaum einen Unterschied auszumachen ist. Dies lässt sich auf die Versuchsdurchführung zurückführen. Hier versagt der Ansatz die  $CO$ -Konzentration des Abgases als Indikator des Brennraumlambda anzuführen. Diese sinkt und wirkt sich somit auf den Verbrennungswirkungsgrad aus. Da das Brennraumlambda (vgl. Abbildung 63) den Verbrennungswirkungsgrad bedingt und bei sonst gleichen Randbedingungen ebenfalls den spez. Verbrauch beeinflusst, korrelieren die Verläufe des Brennraumlambda, des spez. Verbrauchs und der Verlauf des invertierten Verbrennungswirkungsgrads über die Einlassphasenvariation.

### 6.3.1.3 Spülender Ladungswechsel im modifizierten 4-Zylinder-Betrieb

Um weitere Einblicke der innermotorischen Vorgänge bei Betrieb mit spülendem Ladungswechsel im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors zu erhalten, wird an dieser Stelle eine angepasste Verlustanalyse angeführt. Ein iterativer Ansatz von aufeinanderfolgender Druckverlaufsanalyse der Einzelzylinder und der gesamthaften Ladungswechselsimulation des Motors wird genutzt, um das Brennraumlambda und die Wirkungsgradverluste genauer zu bestimmen. Vor allem muss das nicht gemessene Einzelzylinderlambda im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors besondere Beachtung finden.

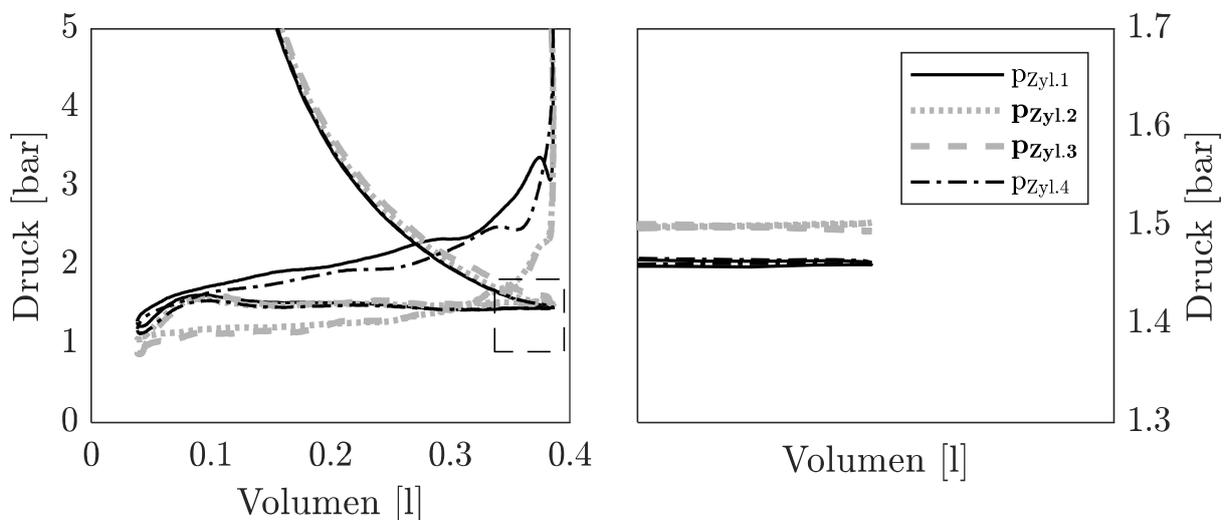


Abbildung 65 Messung - Ladungswechselschleife im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ KW$

Die in Abbildung 65 dargestellte Ladungswechselschleife des modifizierten 4-Zylinder-Betriebs zeigt verschiedene Druckniveaus bei UT der einzelnen Zylinder. Der verdoppelte Massenstrom in die Brennräume reduziert den Sammlerdruck der parallellaufenden Zylinder und sorgt für die Unterschiede bei Es. Gleiches findet auch Anwendung beim doppeltem Ausschleiben der parallellaufenden Zylinder. Die Massenstromüberhöhung sorgt für einen Anstieg des Abgasgedrucks. Es muss mehr Arbeit für den Ladungswechsel der äußeren Zylinder aufgewendet werden. Die mittleren Zylinder profitieren jedoch von den verlängerten Zündabständen und eine positiv eingeschlossene Fläche kompensiert somit teilweise den verschlechterten Ladungswechsel der beiden anderen Zylinder. In der Bilanzierung von UT-UT führt aber auch der Ladungswechsel der mittleren Zylinder zu negativer Arbeit und muss somit vom Motor aufgewendet werden.

Im Betrieb mit dem Steuergeräteverbund wurde auf eine Vertrimmung der Einspritzung verzichtet. Es war nicht vorgesehen, die Einspritzparameter des SSG mitzuloggen. Daher wurde hier eine globale und für jeden Zylinder gleiche Einstellung gewählt, um die gleiche Einspritzdauer für jeden Zylinder zu haben. Welchen Einfluss der oben gezeigte Druckunterschied bei UT von 40mbar (3% bezogen auf das mittlere Druckniveau) auf die Zusammensetzung der einzelnen Zylinder hat, ist in Abbildung 66 zu sehen.

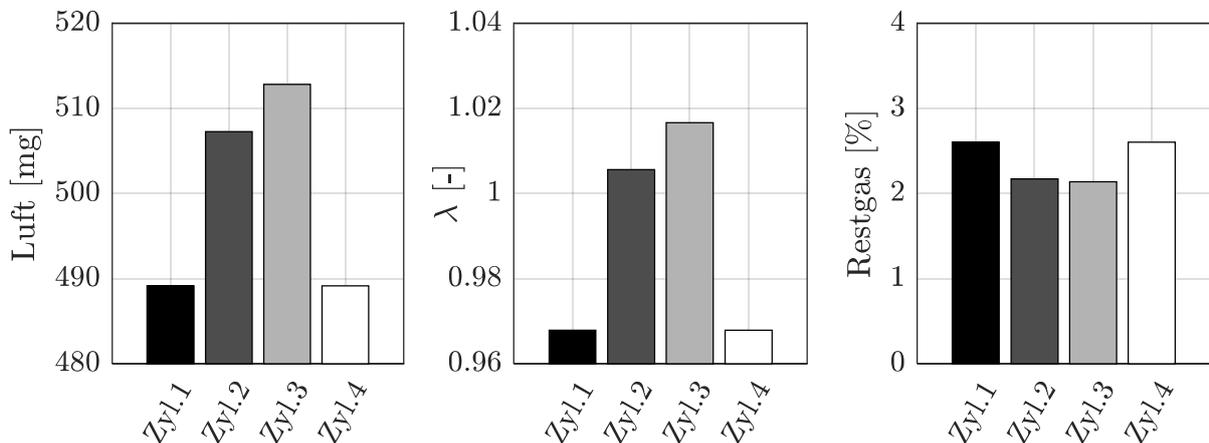


Abbildung 66 Zusammensetzung der Zylinderfüllung im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ\text{KW}$

Die wichtigsten Größen sind die Luftmasse, das Lambda und der verbleibende Restgasanteil. Die parallellaufenden Zylinder weisen eine um 4% geringere Füllung auf. Das Lambda fällt dabei auf  $\lambda = 0,968$  im Vergleich zum mittleren Lambda der restlichen Zylinder von  $\lambda = 1,01$ . Durch den spülenden Ladungswechsel befindet sich der

Restgasanteil auf sehr niedrigem Niveau. Der erhöhte Abgasgedrueck durch das gleichzeitige Ausscheiden der parallellaufenden Zylinder sorgt hier für den höheren Restgasanteil im Kompressionsvolumen bei dieser Einlassspreizung. Auffallend ist das unterschiedliche Niveau der Luftmasse der inneren Zylinder.

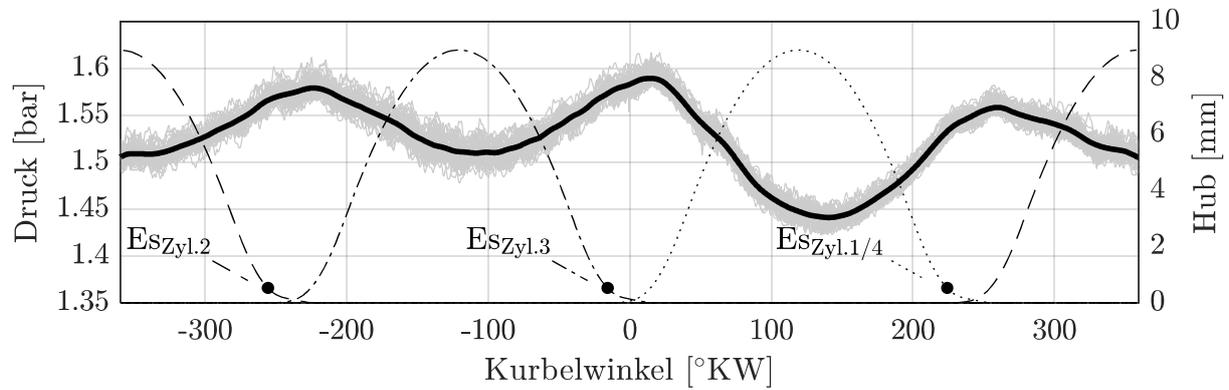


Abbildung 67 Messung - 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ\text{KW}$  - Einlasssammlerdruck (grauer Volllinie: Einzelzyklen; schwarze Volllinie: Mittelwert) und Einlasshübe (Punktlinie: Zylinder 1 und 4; Strichlinie: Zylinder 2; Strich-Punkt-Linie: Zylinder 3)

In Abbildung 67 ist hierzu die Betrachtung des Einlasssammlerdrucks zu den Es-Events der einzelnen Zylinder dargestellt. Durch die verdoppelte Saugleistung erzeugen die parallellaufenden Zylinder einen stärkeren Abfall des Sammlerdrucks. Dieser baut sich erst langsam über den Zyklus wieder auf. Man erkennt den erhöhten Druck bei Es des dritten Zylinders und den geringsten bei Es von Zylinder eins und vier. Ein größeres Sammlervolumen könnte hier die Unterschiede reduzieren, wird aber aufgrund der Gleichteil-Prämisse und der Verwendung des Originalsammlers nicht weiterverfolgt.

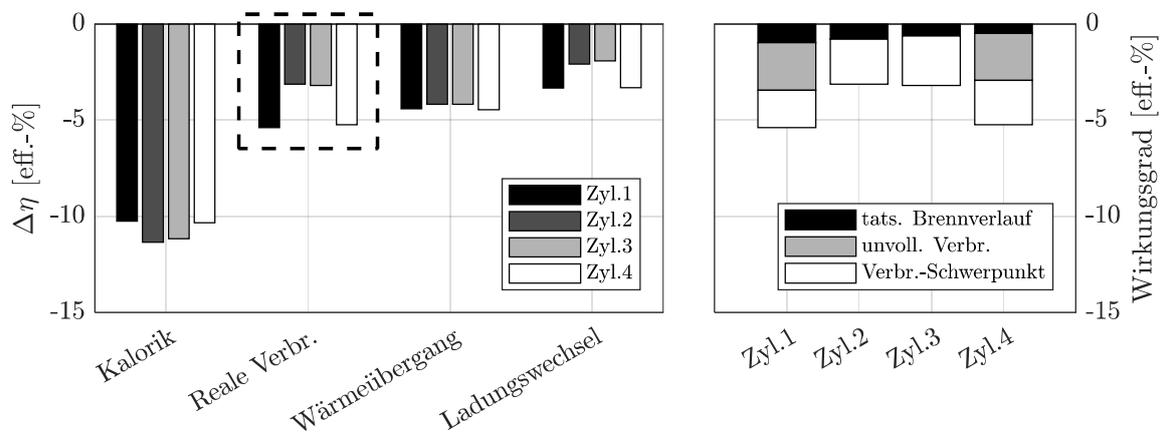


Abbildung 68 Verlustteilung der einzelnen Zylinder im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=16\text{bar}$ ,  $ES=120^\circ\text{KW}$

Die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad ist in einer Einzelzylinder-Verlustteilung in Abbildung 68 zu sehen. Das Gemisch der beiden fetter laufenden Zylinder weisen bessere Stoffeigenschaften auf. Diese werden jedoch durch die Verluste der realen Verbrennung wieder aufgebraucht. Das rechte Diagramm zeigt in einer höheren Detailstufe die einzelnen Verluste der Verbrennung. Die inneren Zylinder laufen leicht mager. Dies ist erkennbar an der vollständigeren der Verbrennung. Der erhöhte Kraftstoffeinsatz in den parallellaufenden Zylinder erzeugt 2% Unterschied zu den inneren, bezogen auf den gesamten Kraftstoffeinsatz. Zylinder zwei und drei weisen einen leicht verschleppten Verbrennungsschwerpunkt auf. Die erhöhte Füllung der mittleren Zylinder wird hier durch eine Spätverstellung der Zündung ausgeglichen. Der Zylinderspitzenruck war die Führungsgröße während der Messung. Den Einfluss der früheren Verbrennung sieht man in den höheren Spitzentemperaturen der äußeren Zylinder. Dadurch steigen ebenfalls die Wandwärmeverluste. Die Ladungswechselverluste der äußeren Zylinder werden durch die erhöhte Ausschleibezeit dominiert. Letztendlich bleibt im Motormittel ein effektiver Wirkungsgrad von  $\eta_{\text{eff}} = 35,9\%$  übrig. Dies entspricht einem spez. Verbrauch von  $b_e = 241 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  bei gegebenem Heizwert. Dies stellt nicht das Optimum dar. Der Kraftstoffverbrauch könnte durch das Gleichstellen der Zylinderzusammensetzungen weiter reduziert werden. Um lokal  $\lambda = 1$  darzustellen, bestünde die Möglichkeit während der Grundmotorapplikation mittels Einzelzylinderlambdasonden den generellen Versatz herauszumessen und damit Korrekturkennfelder zu bedaten. In modernen Steuergeräten ist darüber hinaus eine Vorausrechnung der Einspritzmengen während des Ansaugvorgangs mittels echtzeitfähigen Füllungsmodellen heute schon im Serieneinsatz und könnte auch während des Betriebs die Kraftstoff-Luft-Adaption über Lebenszeit sicherstellen. Den Aufbau des Abgasgedrucks durch das parallel Ausschleiben zweier Zylinder könnte man mit einem Einsatz einer Flutentrennung bewirken. Hierbei wären, anders als bei einer klassischen Zwei-Zylinder-Flutentrennung, drei Zylinder in eine größer dimensionierte Flut zu leiten und der verbleibende Zylinder schiebt in eine eigene Flut aus. Dies könnte das Ansprechverhalten des Turboladers bei niedrigen Drehzahlen weiter verbessern. Dies könnte verwendet werden, um eine Entdrosselung der Abgasstrecke über einen größeren Turbinen-Durchmesser und einem passend ausgelegtem Verdichter zu ermöglichen und damit Vorteile im Abgasgedruck bei größeren Durchsätzen darstellen, wie man sie bei höheren Leistungen, aber auch zum Beispiel bei dem Doppelstoß des Parallelbetriebs, beobachtet.

#### 6.3.1.4 Vergleich

Die Verlängerung der Zündabstände im modifizierten Motor ermöglicht einen spülenden Ladungswechsel. Weiter erzeugen die verlängerten Steuerzeiten des Ein- und Auslasshubs eine sehr ausgeprägte Überschneidung. Dies führt im Betrieb mit aktiver Aufladung zu einer späten Einlassphase und somit zu spätem Einlassschluss. Das aus dem Kompressionsvolumen gespülte Restgas in Kombination mit dem kühlenden Effekt des späten Einlassschlusses verbessert die Klopfbrandbedingungen und ermöglicht so frühere Verbrennungsschwerpunktlagen. Einen Vergleich der wichtigsten Verläufe und eine gesamthafte Wirkungsgradanalyse bei  $n = 2000\text{min}^{-1}$  ist dazu in Abbildung 69 und Abbildung 70 dargestellt. In diesem Vergleich wurde  $p_{mi} = 16\text{bar}$  im Fall des 3-Zylinder-Betriebes des modifizierten Motors als Referenz gewählt. Mit drei aktiven Zylindern entspricht dies einem effektiven Motordrehmoment von  $M_D = 125\text{Nm}$ . Mit vier aktiven Zylindern kann sowohl die innere Last als auch die effektive Last dargestellt werden. Es ergeben sich jeweils zwei Lastpunkte. Insgesamt sind es somit fünf Fälle.

Nun sieht man in Abbildung 69 von diesen fünf Fällen Druck-, Temperatur- und Heizverlauf dargestellt.

Die Kurven der zwei Fälle im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors und die des Originalmotors mit  $M_D = 125\text{Nm}$  unterscheiden sich qualitativ kaum. Temperaturanstieg und Lage der Verbrennung sind durch eine Verschiebung des Zündwinkels geprägt. Die Expansionsphasen bei  $M_D = 125\text{Nm}$  liegen aufeinander. Der Referenzfall sticht hinsichtlich der schnellsten Verbrennung hervor und zeigt hierdurch höhere Gradienten in Temperatur- und Druckverlauf.

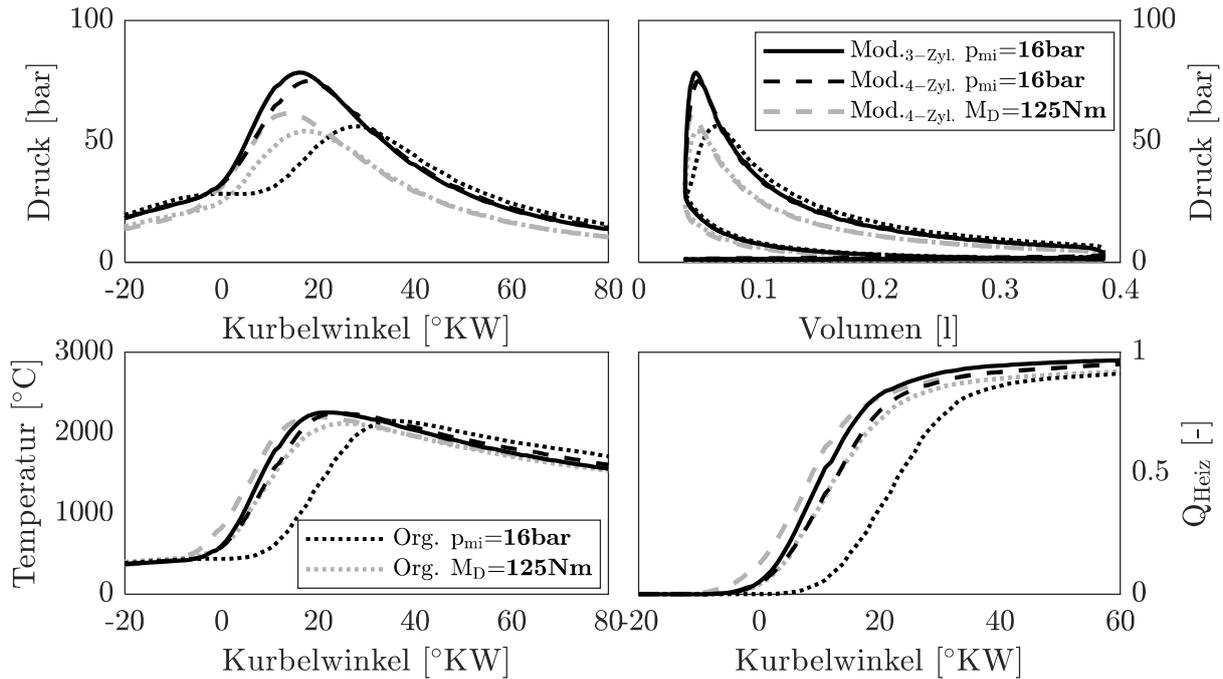


Abbildung 69 Messung - Druck-, Temperatur-, und Heizverlauf der verschiedenen Betriebsmodi mit spülendem Ladungswechsel bei  $n=2000\text{min}^{-1}$

Auffällig zeigt sich der Originalmotor mit  $p_{mi} = 16\text{bar}$ . Die Verbrennung liegt mit einem Verbrennungsschwerpunkt von  $CA_{50} = 24^\circ\text{KW}$  sehr spät. Der Druck- und Temperaturverlauf ist verschleppt. Somit ergibt sich der höchste gemessene Verbrauch von  $b_e = 259 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  im gesamten Vergleich.

Verluste aufgrund der Kalorik und des Wärmeübergangs stehen im direkten Zusammenhang mit dem erreichten Temperaturniveau. Dies führt dazu, dass Fälle mit später Schwerpunktlage geringe Verluste in diesen Kategorien aufweisen. Ebenso beeinflusst der Restgasgehalt den Temperaturverlauf sowie die Stoffdaten des Gemischs. Jedoch sind die Restgasgehalte mit 2% – 4% um eine Größenordnung niedriger als es im Teillastbereich der Fall ist und damit sind die Auswirkungen weit weniger signifikant. Der Einfluss auf die Brenndauer und somit auf den tatsächlichen Brennverlauf ist sehr gering (vgl. 6.2.2 und 6.2.3).

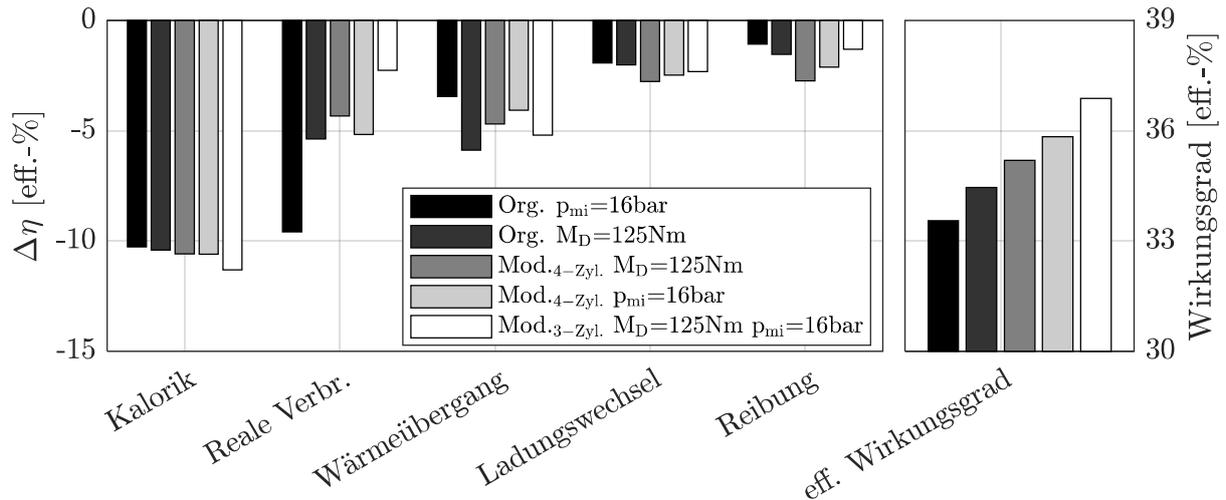


Abbildung 70 Wirkungsgradanalyse der verschiedenen Betriebsmodi mit spülendem Ladungswechsel bei  $n=2000\text{min}^{-1}$

Weiter liegen die absoluten Werte der Wandwärmeverluste aller fünf Fälle auf relativ ähnlichem Niveau. Unterschiede ergeben sich durch die Lage der Verbrennung. Ein weiterer Treiber des Wärmeübergangs ist der Wärmeübergangskoeffizient, welcher hauptsächlich dem Druckverlauf folgt. Höhere Füllung und frühere Zündung führen daher zu höheren Wandwärmeverlusten. Jedoch bewegen sich diese Sensitivitäten auf geringerem Niveau als der Einfluss der eingebrachten Energie in der prozentualen Darstellung. Hier überwiegt die Referenz auf den Kraftstoffeinsatz und führt somit zu der dargestellten Reihung der Verluste.

Der 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors mit  $p_{mi} = 16\text{bar}$  verliert Potential durch unvollständige Verbrennung der parallellaufenden Zylinder.

Der 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors stellt den effektivsten Fall in dieser Gegenüberstellung dar. Die Verluste in den Kategorien Kalorik und Wärmeübergang steigen zwar durch die frühe Verbrennung, jedoch können diese durch die Minimierung der Verbrennungsverluste überkompensiert werden.

### 6.3.2 Niedrigdrehzahlbetrieb

Folgend wird anhand eines Beispiels bei  $n = 1400\text{min}^{-1}$  und  $p_{mi} = 14\text{bar}$  aufgezeigt, wann das bestehende Aufladekonzept an seine Grenzen kommt. Die Lastpunktverschiebung fordert höhere Ladedrücke im gleichen effektiven Lastpunkt. Durch die veränderte Einlasspreizungsstrategie ergibt sich zudem eine weitere Anforderung im 3-Zylinder-Betrieb. Betrachtet man eine Zündwinkelvariation im oben

genannten Lastpunkt, dargestellt in Abbildung 71, erkennt man, dass der Originalbetrieb beschränkt zu frühen Zündwinkel ist. Die Klopfreglung verhindert hier ein weiteres Frühverstellen der Zündung. Diese Beschränkung zeigt der 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors nicht. Jedoch liegen bei den gezeigten Spreizungen  $ES = 80^\circ\text{KW}$  bis  $ES = 100^\circ\text{KW}$  die Verbräuche auf höherem Niveau als der Originalmotor. Hier kommt die Forderung nach globaler Stöchiometrie gepaart mit Durchspülen voll zu tragen. Mit größer werdender Überschneidung muss das lokale  $\lambda$  in den Zylinder kleiner werden, um die durchgespülte Luft auszugleichen. Der Überschuss an Kraftstoff sorgt hier für verbesserte Klopfbrandbedingungen und die frühen Heizverlaufschwerpunkte bei gleichen Zündwinkel durch die schnelleren Umsätze. Der Trend lässt vermuten, dass mit größer werdender Spreizung das Niveau des Originalmotors erreicht werden kann.

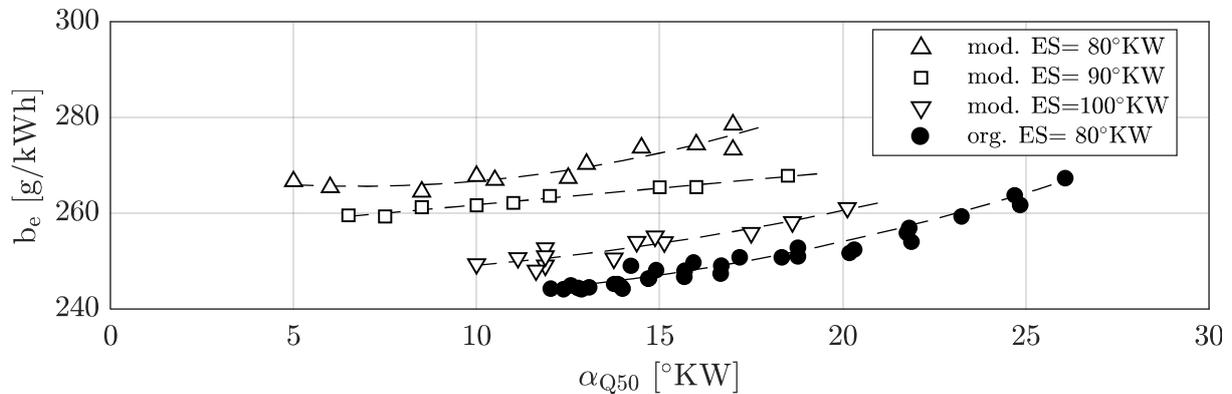


Abbildung 71 Messung - spezifischer Verbrauch über Heizverlaufschwerpunkt bei  $n=1400\text{min}^{-1}$  und  $p_{mi}=14\text{bar}$

Um die Verluste aufgrund der Unvollständigkeit der Verbrennung beziffern zu können, ist in Abbildung 72 der auf die Leistung bezogene Energiegehalt der Abgaskomponenten in Kraftstoffäquivalent zu sehen. Diese Größe erlaubt es, den Energiegehalt direkt mit dem spez. Kraftstoffverbrauch  $b_e$  zu verrechnen. Bei normal ablaufender Verbrennung im Fall des Originalmotors findet man  $15 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  an Kraftstoffpotential im Abgas. Der modifizierte Motor mit  $ES = 100^\circ\text{KW}$  weist hier eine Differenz von  $5 \frac{\text{g}}{\text{kWh}}$  zum Originalmotor auf. Dies entspricht der Differenz zum spez. Verbrauch in Abbildung 71.

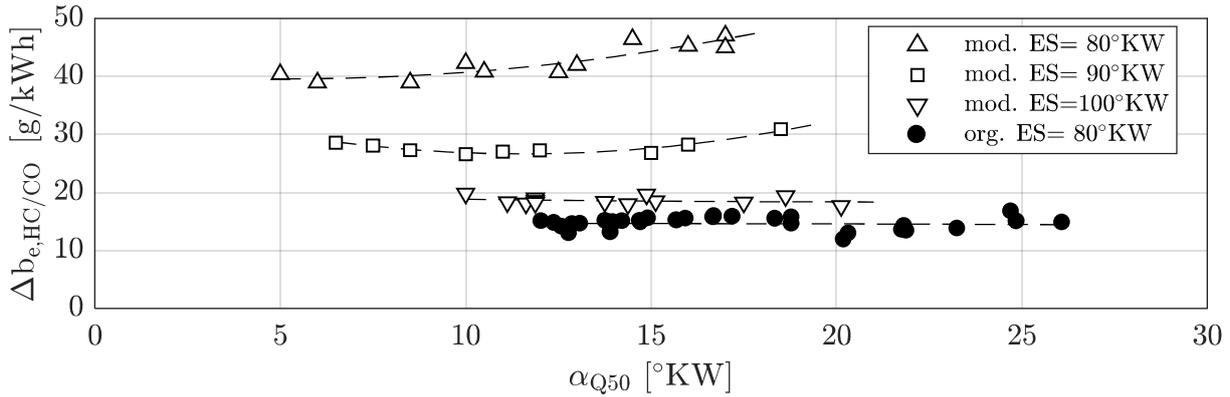


Abbildung 72 Messung - Kraftstoffverbrauchsunterschied über Heizverlaufschwerpunkt bei  $n=1400\text{min}^{-1}$  und  $p_{mi}=14\text{bar}$

Spreizungen größer  $ES = 100^\circ\text{KW}$  konnten im Prüfbetrieb nicht realisiert werden. Hierzu sieht man in Abbildung 73 den zyklusgemittelten Massenstrom über Druckverhältnis im Wirkungsgradkennfeld des Verdichters der betrachteten Spreizungs- und Zündwinkelvariation. Der Massenstrom im 3-Zylinder-Betrieb wird um ein Viertel reduziert. Dies führt dazu, dass die Messpunkte näher an der Pumpgrenze bei niedrigeren Wirkungsgraden im stationär vermessenen Verdichterkennfeld liegen.

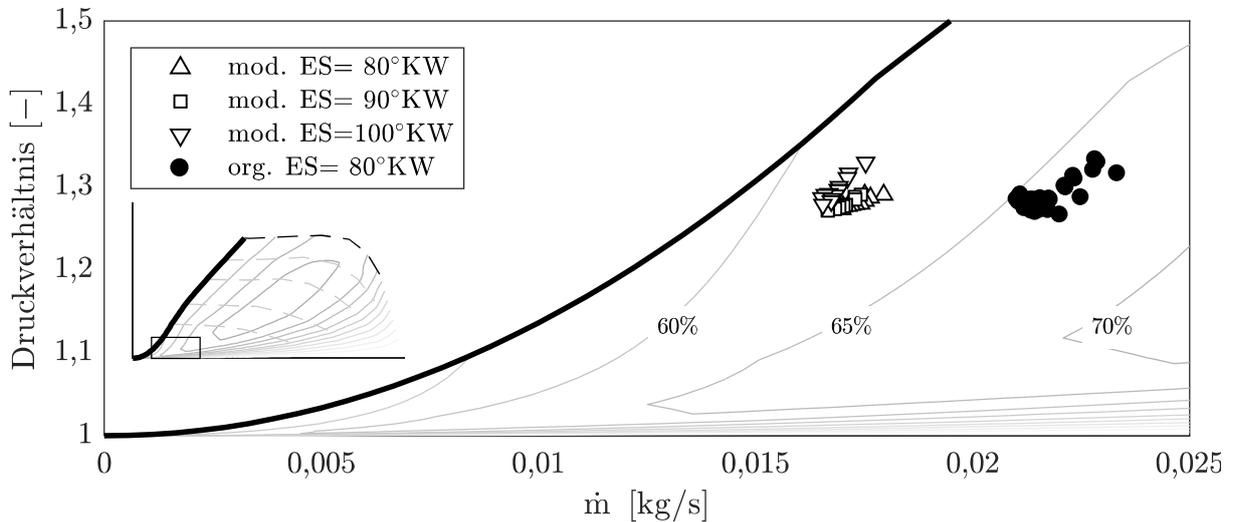


Abbildung 73 Verdichterkennfeld - Zündwinkelvariation bei verschiedenen Einlassspreizungen bei  $n=1400\text{min}^{-1}$  und  $p_{mi}=14\text{bar}$  im Originalmotor und im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors

Spätere Zündwinkel erhöhen den Massenstrom. Bei gegebener Drehzahl und dadurch konstantem Volumenstrom durch den Motor geschieht das durch eine Dichteanhebung mittels Erhöhung des Ladedrucks. Die Messpunkte verschieben sich parallel zur Pumpgrenze. Kommt es durch späte Einlassspreizungen zu einem Rückschieben von

Ladung in den Sammler, so muss das durch eine weitere Druckerhöhung kompensiert werden. Als Konsequenz sieht man ein steileres Ansteigen des Ladedruckbedarfs. Dies weist auf die Tatsache hin, dass bei einer weiteren Spätverschiebung der Einlassspreizung das Turboladernmatching nicht weiter ausreicht, um den Lastpunkt zu halten.

Dieser Fall kann nur in einer Simulation weiter betrachtet werden. Die Ergebnisse dieser Simulation ist im Verdichterkennfeld in Abbildung 74 dargestellt. Die Brennverläufe des Originalmotors wurden hier als Annahme übernommen. Die weißen Rauten stellen die Zündwinkelvariation im modifizierten Motor dar. Zusätzlich ist der kurbelwinkelaufgelöste Druck- und Massenstromverlauf des letzten Simulationszyklus für den modifizierten und für den Originalbetrieb dargestellt. Die horizontale Erstreckung der Kurven spiegelt die Amplitude des Massenstroms und die vertikale Erstreckung die Amplitude des Druckverlaufs wider. Mit drei aktiven Zylindern und kaum Beeinflussung untereinander, wird die geschlossene Kurve dreimal in einem Zyklus durchlaufen. Im Fall des Originalmotors sind die einzelnen Durchläufe an den Wirbeln zu erkennen. Durch die Dreizylinderzündabstände erhöht sich die Amplitude des Massenstroms erheblich.

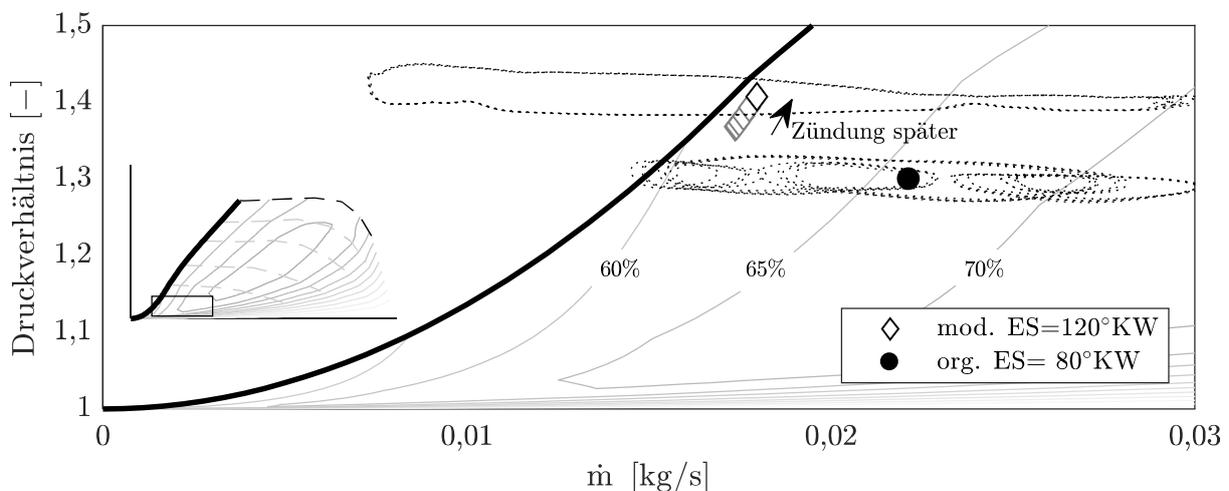


Abbildung 74 Druckverhältnis über Massenstrom über Verdichter bei  $n=1400\text{min}^{-1}$  und  $p_{mi}=14\text{bar}$

Deutlich ist die Überschreitung der Pumpgrenze im modifizierten Modus zu erkennen. Hiermit erhält man eine Erklärung, warum ein Betrieb am Prüfstand mit größerer Spreizung als  $ES = 100^\circ\text{KW}$  nicht möglich war.

Die Betrachtung dieser Problematik erklärt nun den Verbrauchsnachteil im Vergleich zu einem 4-Zylinder-Betrieb und weist direkt auf die Lösung hin. Eine Verkürzung der Einlasssteuerzeit würde hier weitere Potenziale erschließen. Jedoch könnte dies zu verschlechterten Klopfbrandbedingungen führen.

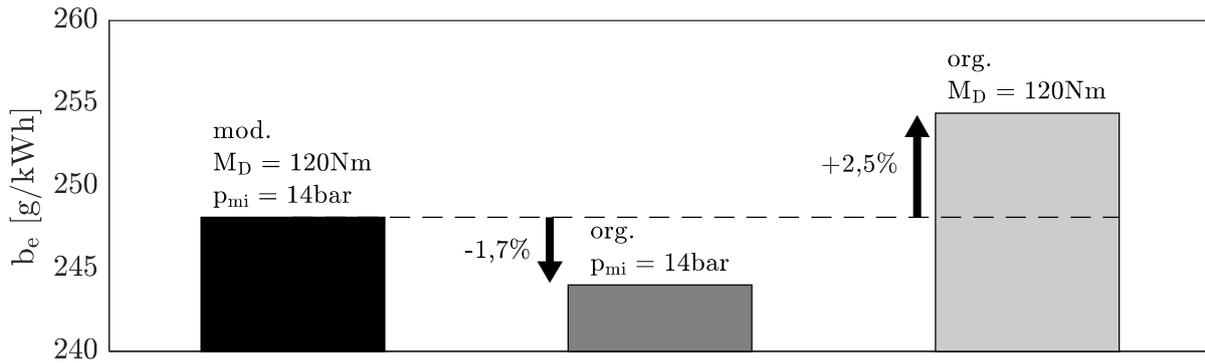


Abbildung 75 Verbrauchsvorteil bei  $n=1400\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=14\text{bar}/p_{me}=10\text{bar}$

Jedoch ist zu beachten, dass der Vergleich des Verbrauchs in Abbildung 71 auf eine konstante innere Last bezogen ist. Abbildung 75 zeigt hierzu einen abschließenden Vergleich zu diesem Lastpunkt, ergänzt um den Verbrauch im zugehörigen effektiven Lastpunkt. Bei gleicher innerer Last ergibt sich ein Verbrauchsnachteil von  $-1,7\%$  aufgrund der oben diskutierten Gegebenheiten. Betrachtet man den korrespondierenden effektiven Lastpunkt, ergibt sich ein Verbrauchspotenzial von  $2,5\%$ . Der auf höherem Wirkungsgrad ablaufende Ladungswechsel in Kombination mit den optimalen Zündwinkel kompensiert die lokal fette Verbrennung. Das kommt der Anforderung, den Abschaltbetrieb auf zyklusrelevante Bereiche auszuweiten, zu Gute.

### 6.3.3 Low-End-Torque

Die behandelten Messreihen in 6.3.2 weisen auf die Problematik im 3-Zylinder-Betrieb bei hohen Drehmomenten und niedrigen Durchsätzen hin. Die längeren Zündabstände sind hinderlich bei gegebener Konfiguration des Turboladers. Um diesen Kennfeldbereich zu erweitern, kann ein weiterer Zylinder zugeschaltet werden. Der sich daraus ergebende 4-Zylinder-Betrieb mit Dreizylinderzündabständen ist in der Lage einen größeren Massenstrom über den Verdichter zu generieren und weist dadurch mehr Abstand zur Pumpgrenze bei eingesetztem Turboladernmatching auf. Da es sich beim serienmäßig verbauten Lader um eine überwiegende Impulsaufladung handelt, steht durch die Impulsüberhöhung des doppelten Auslassstoßes der zwei parallel arbeitenden Zylinder sogar ein höheres maximales Aufladepotenzial zur Verfügung. Hierdurch sollten im Low-End-Torque-Bereich die Grenzen der Vollastkurve erweitert werden, sofern ausreichend Abstand zur Pumpgrenze besteht.

Unter einer Drehzahl von  $2000\text{min}^{-1}$  funktioniert die Ladedruckregelung des Steuergeräts im 4-Zylinder-Betrieb nicht. Diese gestaltet sich als zu langsam, um ein Druckniveau einzuregeln. Dies resultiert in einer Schwebung des Ladedrucks. In Abbildung 76 sieht man dazu eine Aufzeichnung des Drucks nach Verdichter des motoreigenen Drucksensors über einen Zeitraum von zehn Sekunden. Man kann im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors einen regelmäßigen Sprung auf ein anderes Druckniveau im Signal ausmachen. Dieser weist eine Frequenz von  $0,5\text{Hz}$  auf und die Druckniveaus liegen  $120\text{mbar}$  auseinander. Ein realistischer und für einen stabilen Motorbetrieb nötiger Wert liegt bei höheren Lastpunkten zwischen  $10\text{mbar}$  und maximal  $20\text{mbar}$ . Diese Schwebung resultiert vermutlich aus einem Zusammenspiel aus der Bedatung der Ladedruckregelung, der nichtlinearen Kennlinie des Wastegates und dem ungewöhnlichen Druckaufbau. Mit geringerer Drehzahl nimmt dieses Phänomen weiter zu.

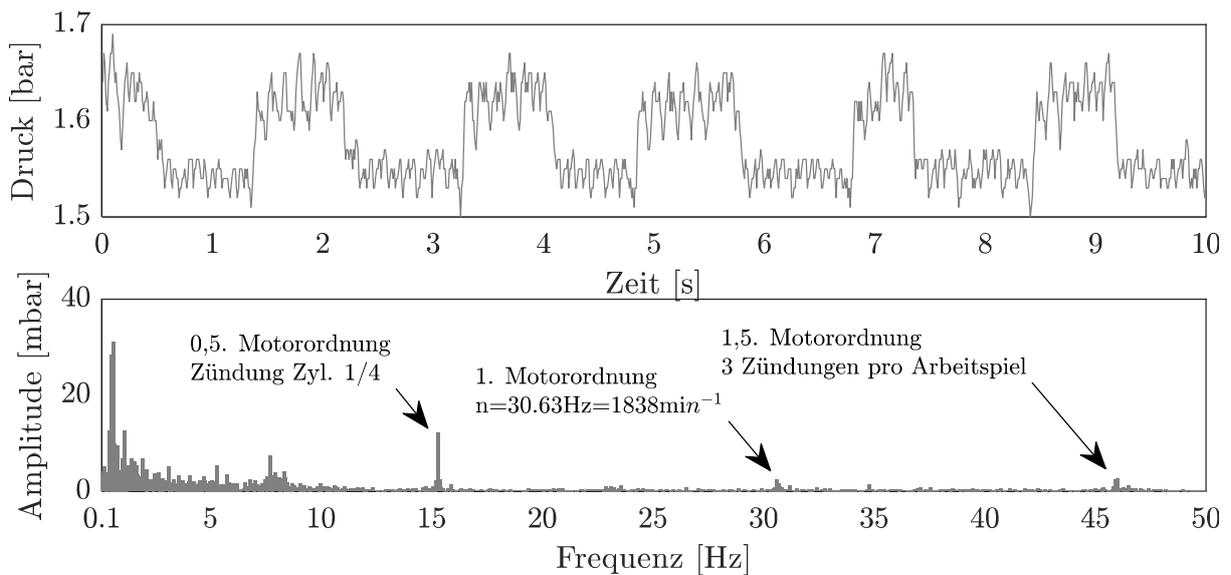


Abbildung 76 Messung - Ladedruckregelschwankungen im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei niedriger Drehzahl

Daher ist in diesem Bereich das Tastverhältnis auf einen konstanten Wert festgesetzt. Dies dämpft die beobachtete Schwebung bis zu  $n = 1600\text{min}^{-1}$ . Unter dieser Drehzahl kann der Lastpunkt für eine Messung nur über den Mittelwert konstant gehalten werden und der schwankende Betrieb wurde dahingehend toleriert. Eine Aussage für das Low-End-Torque-Verhalten ist möglich, da besagte Problematik kein unüberwindbares Hindernis darstellt und die Potentiale nur in negative Richtung beeinflussen. Die Applikation der Ladedruckregelung im besagten Bereich würde eine Lösung des Problems liefern, steht

aber nicht im Fokus dieser Arbeit.

Die linke Seite von Abbildung 77 zeigt hierzu den Verlauf der gemessenen Vollastlinie von  $n = 1000\text{min}^{-1}$  bis  $n = 3000\text{min}^{-1}$  im modifizierten 4-Zylinder-Betrieb und im Originalbetrieb mit Serienapplikation. Aufgrund der oben angeführten Problematik der Ladedruckregelung ist unter  $n = 1200\text{min}^{-1}$  keine 4-Zylinder-Messung im modifizierten Motor vorhanden und daher mit der Vollast aus dem abgeschalteten 3-Zylinder-Betrieb ersetzt. Das höhere Impulsniveau der parallel ausschiebenden Zylinder zeigt sich im Anstieg des Drehmoments von  $n = 1200\text{min}^{-1}$  bis  $n = 2000\text{min}^{-1}$ . In diesen Bereich zeigt sich das Potenzial der Doppelstoßaufladung. Bei voller Ausnutzung der Impulsüberhöhung ergeben sich weitere Potenziale für die Turboladerauslegung. Es könnte auf einen Teil der Impulsauffüllung verzichten und die Turbine weiter entdrosselt werden. Dies würde dank der Impulsüberhöhung des Doppelstoßes zu ein ähnliches Low-End-Torque-Verhalten führen mit weniger Abgasgegendruck bei größeren Durchsätzen. Im rechten Diagramm sieht man den Verlauf der Vollast im Verdichterkennfeld. Es ergibt sich ein Schnittpunkt beider Verläufe bei einer Drehzahl von  $1600\text{min}^{-1}$ . Unterhalb dieser Drehzahl verläuft der Originalmotor sehr nahe an der Pumpgrenze. Der 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors würde mit ähnlicher Spreizung wie der Vierzylinder und im regulären Betrieb ebenfalls diesem Verlauf an der Pumpgrenze folgen. Jedoch werden in diesem Bereich Spreizungen kleiner  $ES = 100^\circ\text{KW}$  eingestellt. Es kommt zum Überspülen von Frischluft während der Überscheidung. Hierdurch kann mehr Masse über den Verdichter strömen. Dies sorgt für den nötigen Abstand zur Pumpgrenze. Das Einhalten des stöchiometrischen Betriebs führt zu einer fetten Verbrennung, was wiederum mit Wirkungsgradeinbußen einhergeht. Durch den positiven Effekt der angereicherten Verbrennung wird es jedoch möglich bessere Zündwinkel einzustellen, ohne dass die Klopfregelung eingreift. Dies relativiert den erhöhten Kraftstoffeinsatz und der Verbrauch kann im Vergleich zum Originalmotor verringert werden.

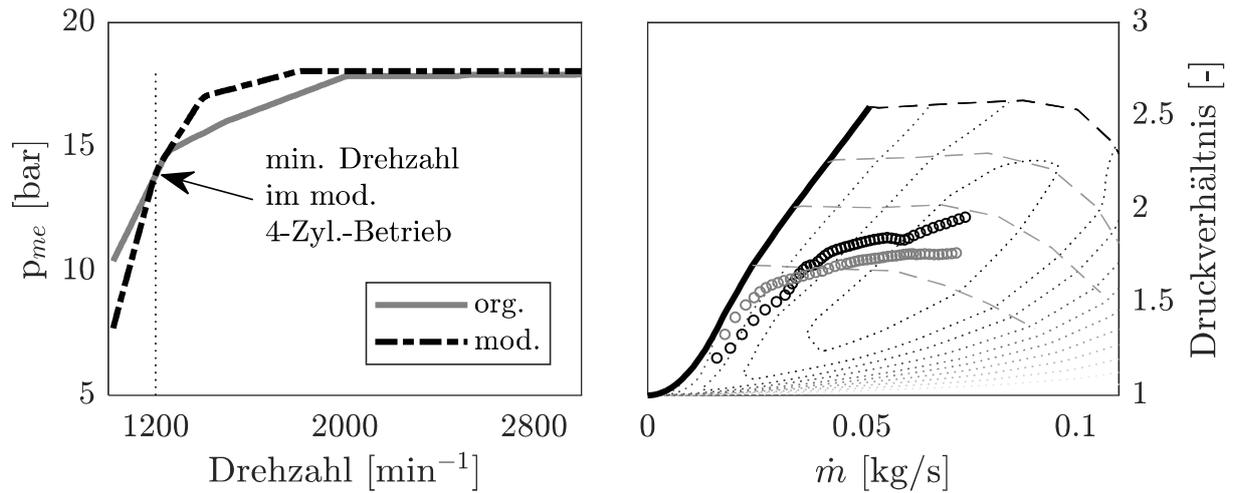


Abbildung 77 Vollastlinie (links) und Druckverhältnis über Verdichtermassenstrom (rechts)

Oberhalb der Drehzahl von  $n = 1600 \text{ min}^{-1}$  kann die Betriebsstrategie mit später Einlasspreizung Anwendung finden. Dies erkennt man am erhöhten Druckverhältnis aufgrund des späten Einlassschließens des modifizierten Betriebs. Durch die Dreizylinderzündfolge kann das interne, heiße Restgas ausspült werden, ohne dass Frischluft in den Abgastrakt strömt. Die geringe Temperatur bei Es und der geringe heiße Restgastanteil sorgt für die weitere Reduzierung der Klopfneigung über weite Kennfeldbereiche und verbrauchsoptimalere Zündwinkel können eingestellt werden.

## 6.4 Auslasssteuerzeit

Im Rahmen der Aggregatsanpassungen wurde unter anderem eine Änderung des Auslasshubs vorgenommen. Ein definiertes Ziel dieser Arbeit besteht in der Anhebung des Restgasniveaus durch die modifizierten Steuerzeiten. Dies wurde in Kapitel 6.2 im Teillastbereich bestätigt. Auf eine Integration eines Auslassphasenstellers wurde verzichtet, um eine bessere Vergleichbarkeit zum Originalmotor zu bewahren. Um jedoch ein höheres Abgasenthalpieniveau für die Anforderungen der Aufladung im 3-Zylinder-Betrieb zu gewährleisten, sieht die Auslegung der Auslasssteuerzeit ein um  $10^\circ\text{KW}$  früheres Aö vor.

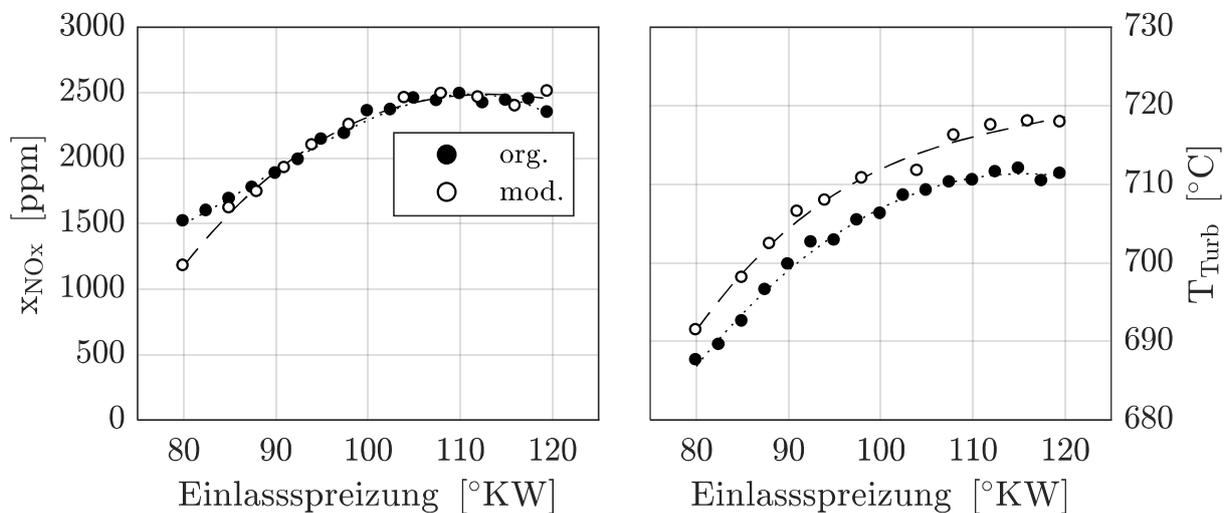


Abbildung 78 Messung - spez. Stickoxidemissionen und Temperatur vor Turbine über Einlasspreizung bei  $n=2500\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=4\text{bar}$

In Abbildung 78 ist eine Messreihe, analog zu den Betrachtungen aus Kapitel 6.2, jedoch bei  $n = 2500\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me} = 4\text{bar}$  dargestellt. In diesem Lastpunkt deckt sich der Restgasgehalt im modifizierten und im Originalbetrieb in weiten Bereichen. Das heißt, der Gemischheizwert für beide Varianten unterscheidet sich nur geringfügig. Da der Verbrennungsschwerpunkt konstant bei  $10^\circ\text{KW}$  nach OT eingestellt ist, ergibt sich die Möglichkeit, mittels der  $\text{NO}_x$ -Anteile im Abgas, Rückschlüsse auf die Temperatur während der Verbrennung zu ziehen. Diese sind in Abbildung 78 (links) dargestellt. Nun zeigen die Verläufe der  $\text{NO}_x$ -Emissionen gute Übereinstimmung zueinander. Nur in den Endanschlüssen des Einlassphasenstellers zeigt sich eine Diskrepanz, was einerseits dem späteren Es beim späten Endanschlag geschuldet ist und andererseits dem erhöhten Restgasniveau beim frühen Endanschlag. Das heißt, in weiten Bereichen kann man von ähnlichen Bedingungen während der Verbrennung ausgehen und eine Aussage der

Temperatur vor Turbine hängt nur noch vom unterschiedlichen Aö ab. Der Verlauf des 3-Zylinder-Betriebs im rechten Diagramm zeigt einen Abstand von 10K zum Vierzylinderbetrieb. Hier zeigt sich nun der erwünschte Effekt, das Enthalpieangebot vor Turbine zu erhöhen, bestätigt.

## 6.5 Betrachtung des Abschaltbetriebes

In dem untersuchten Motorkonzept wird der Leerlaufbetrieb, sowie das Abstellen im Abschaltbetrieb den Normalfall darstellen. Dadurch ergeben sich andere Randbedingungen als bei in Serie befindlichen Varianten der Zylinderabschaltung. In der theoretischen Betrachtung wird der abgeschaltete Zylinder zu einer verlustbehafteten pneumatischen Feder. Die durch die Kolbenbewegung entstehende Reibung und die Kontaktpaarung zwischen Kolbenring und Laufbuchse tragen zu dem Gesamtreibungsniveau bei. Weiter wird sich bei jedem Abstellen des Motors ein Druckgleichgewicht im Brennraum einstellen, welches durch die Leckage an den Kolbenringen bedingt ist. Daher ergibt sich eine Abhängigkeit der im Brennraum befindlichen Masse zur Abstellposition des Kolbens und definiert dadurch die Startbedingung hinsichtlich Temperatur und Druck bei erneutem Anstellen und verschiebt das Niveau der Luftfederarbeitslinie. In welcher Größenordnung sich dieses durch die Startvorgänge ändert, wird untersucht. Durch die Kräftebilanz an der Kurbelwelle können Rückschlüsse auf die wahrscheinlichsten Abstellpositionen bei freiem Abstellen gezogen werden. Man kann den unteren Totpunkt der zwei parallel arbeitenden Zylinder vor dem Verdichtungstakt und nach Schließen der Einlassventile als diese Position identifizieren. Das beschreibt gleichzeitig das schlimmste Szenario. Durch den Druckausgleich im unteren Totpunkt kommt es zu fast vollständiger Kompression bei erneutem Anschleppen. Die dadurch erreichte Spitzentemperatur und der Spitzendruck können sich negativ auf die inhärenten Verluste auswirken. Der Druck im Brennraum steigert die Anpresskraft der Kolbenringe und damit die abgegebene Reibleistung. Weiter wird dadurch auch das Anschleppmoment bei Motorstart erhöht. Durch die größere Druckdifferenz kommt es zu erhöhtem Wandwärmeübertrag und in der thermodynamischen Betrachtung entfernt sich der Prozess weiter von einer isentropen Zustandsänderung. In Abbildung 79 ist dazu der indizierte Mitteldruck des vierten Zylinders in einer Messreihe über Last und Drehzahl dargestellt. Hierzu ist als Indikator der Last der indizierte Mitteldruck des ersten Zylinders aufgetragen. Die vertikal verlaufenden Isolinien weisen eine klare Korrelation der inneren Verluste zur Drehzahl auf. Mit höher werdender Drehzahl wird der indizierte Mitteldruck kleiner. Die Zeitspanne für die Wärme- und Stoffübergänge nimmt ab. Die zu leistende Arbeit ist auf relativ niedrigem Niveau und dadurch ist der Anteil an der Gesamtarbeit gering. Ein Mitteldruck von 0,1bar ergibt umgerechnet auf das Antriebsmoment 0,2765Nm pro

Zylinder. Bei gegebener Referenz von 2bar effektiven Mitteldruck sind das 1,25% oder knapp 5g/kWh Unterschied im spezifischen Verbrauch und muss daher Berücksichtigung finden. Mit steigender Last verliert diese Differenz an Relevanz. Ein Anheben der Last um 1bar führt schon zu einer Halbierung des Einflusses und macht daher bei effektiven 3bar Mitteldruck nur noch 2,5g/kWh aus.

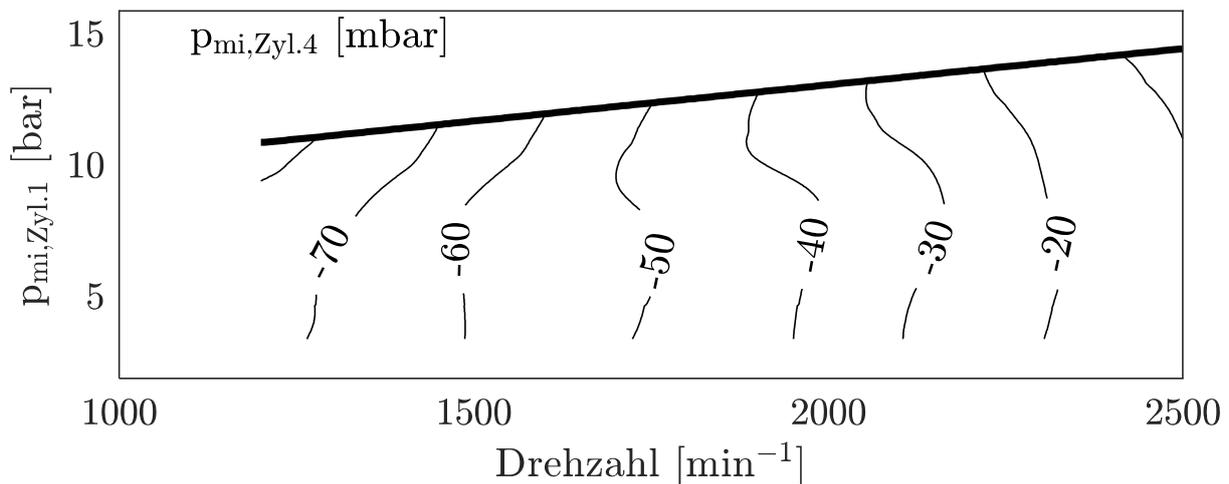


Abbildung 79 Messung - Indizierter Mitteldruck des deaktivierten Zylinders (Isolinien: Volllinie, dünn); Maximaler indizierter Mitteldruck der Messkampagne eines aktiven Zylinders (Volllinie, dick)

Eine Einzelbetrachtung der sich im abgeschalteten Zylinder etablierenden Druckverläufen ist in Abbildung 80 zu erkennen. Für die bessere Übersicht sind jeweils nur zwei Takte zu sehen. Dargestellt sind die Druckverläufe mit dem niedrigsten und höchsten Verlust in der Messreihe. In der doppellogarithmischen Achsendarstellung stellt eine gerade Linie eine isentrope Zustandsänderung mit konstantem Exponenten dar. Das bedeutet, es kommt zu keinem Wärme- oder Stoffübergang über die Systemgrenze hinweg. Der Verlauf bei hoher Drehzahl zeigt diese Geradlinigkeit. Hier sieht man, dass der Isentropenexponent im betrachteten Temperaturbereich nahezu konstant ist. Die Kurve mit den höheren Verlusten weist eine Krümmung auf, die nicht durch Wandwärmeverluste und durch die kalorischen Stoffeigenschaften zu erklären ist. Im unteren Totpunkt ist die Temperatur am geringsten und da der Wärmeverlust über die Brennraumwände mit der Temperaturdifferenz skaliert, kann dies nicht der Fall sein. Man erkennt in beiden Fällen, dass der Flächeninhalt nur im unteren Totpunkt zunimmt. Dadurch kann einerseits die Plausibilität der Indizierung sichergestellt werden, da ein falsch abgeglicher oberer Totpunkt einen Zuwachs der Fläche im oberen Bereich aufweisen würde. Dadurch ergibt sich, dass die Leckage über die Kolbenringe und der

Anlagewechsel dafür verantwortlich ist. Mit höherer Drehzahl kann dieser Vorgang gehemmt werden und es kommt zu weniger Verlusten.

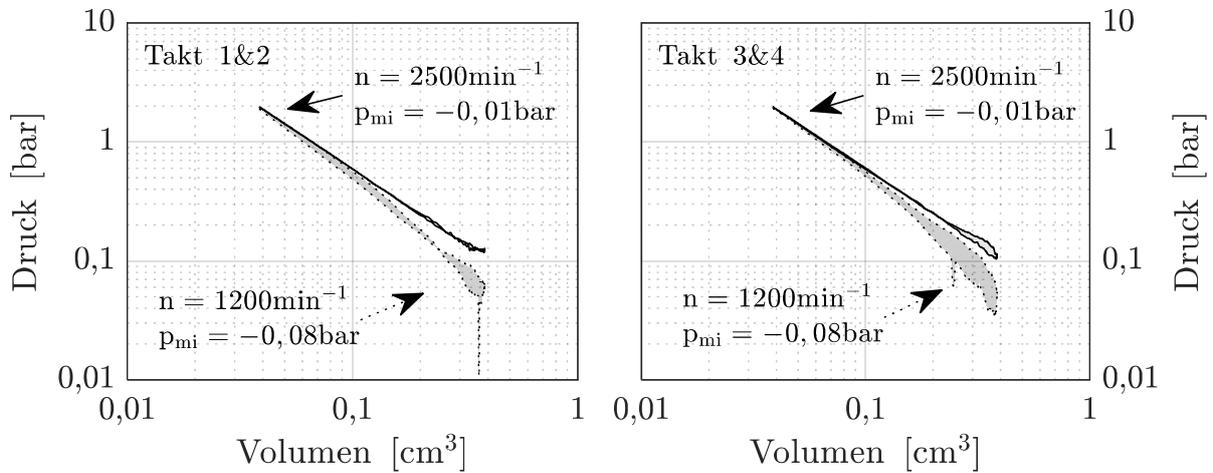


Abbildung 80 Messung - p-V-Diagramme des abgeschalteten Zylinders für Takt 1 und 2 (links) und Takt 3 und 4 (rechts)

Da die verwendeten Drucksensoren nach einem relativen Messprinzip funktionieren, man die genaue Komposition der Ladung nicht kennt und keinen Nullpunktgleich über einen Referenzdruck durchführen kann, ist eine Aussage über die absolute Lage der Kurven nur bedingt möglich. Jedoch bleibt die Amplitude auch ohne korrekten Nullpunktgleich uneingeschränkt aussagefähig. Weiter ist die Vergleichbarkeit gegeben, unter der Annahme, dass sich durch die Leckage eine einheitliche Komposition im Zylinder einstellt. Diese Aussage ist nur haltbar nach einer gewissen Betriebsdauer, wie zum Beispiel nach dem Warmfahren des Motors.

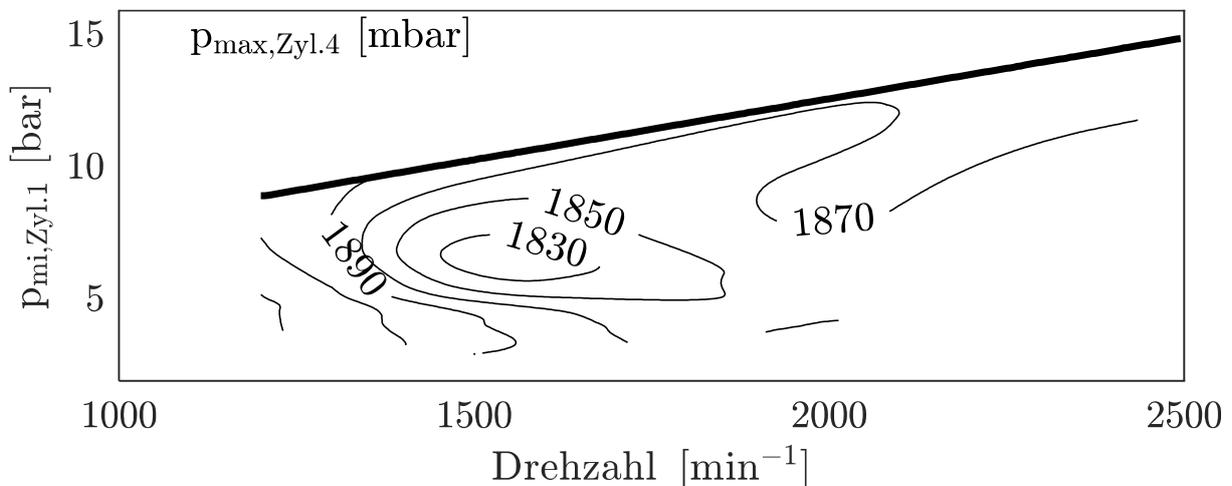


Abbildung 81 Messung - Maximaldruck des abgeschalteten Zylinders (Isolinien: Volllinie, dünn); Maximaler indizierter Mitteldruck der Messkampagne eines aktiven Zylinders (Volllinie, dick)

Dazu ist in Abbildung 81 der Maximaldruck in einem Isolinien Kennfeld dargestellt. Ein Maximaldruck von 2bar wird nicht überschritten. Weiter sieht man in der gewählten Darstellung eine Senke bei einer Drehzahl von  $1500\text{min}^{-1}$ . Dies ist mit Druckwellen im Kurbelgehäuse zu erklären, die durch die Leckage der befeuerten Zylinder und durch das Kompressionsverhältnis des Kurbelgehäuses entstehen. Erstaunlich ist jedoch das niedrige Niveau über die gesamte Messreihe. Der Massenaustausch bei Leckage sorgt hier für eine Konvergenz bei allen Lastpunkten zu einem ähnlichen Druckminimum und -maximum hin.

Auch nach erneutem Anschleppen aus aufgeprägten Startpositionen der Kurbelwelle zeigt sich diese Konvergenz. Das bedeutet, dass man den abgeschalteten Zylinder lastpunktunabhängig betrachten kann.

#### 6.5.1 Reibung im Abschaltbetrieb

Leider ist die Betrachtung der Reibleistung einzelner Baugruppen im befeuerten Betrieb nur mit erheblichem messtechnischem Aufwand möglich. Daher ist im Rahmen dieser Arbeit ein Simulationsmodell entstanden, welches für die folgenden tiefergreifenderen Aussagen herangezogen wird. Dieses Modell berücksichtigt neben der Geometrie auch gekoppelte mechanisch-tribologische Ansätze. Unter Anderem wird die Mikrogeometrie und Topologie der Werkstoffpaarungen, die Schmierfilmbildung in allen Lagern und eine Druckbeaufschlagung durch Indizierdaten auf den Kolben und besonders in den Ringnuten, mit einbezogen. Dabei wird angenommen, dass die erste Ringnut komplett vom Brennraumdruck erfasst wird. Dahingegen wird nur die Ober- und Innenseite des zweiten Kolbenrings mit Brennraumdruck beaufschlagt. Die Unterseite, sowie der Ölabstreifring ist dem Kurbelgehäusedruck ausgesetzt. Nicht zugängliche Größen wurden mit Literaturangaben ergänzt. Dabei handelt es sich vor allem um Werte in der Mikrometerdomäne, wie zum Beispiel die Rauigkeiten und Lagerspiele [97–99]. Somit bekommt man ein Modell, welches ohne weitergreifende Abgleichmaßnahmen eine Reibarbeit für die Kolbengruppe und Kurbeltrieb vorhersagen kann, welche in hinreichender Übereinstimmung mit Literaturangaben ist [34, 76, 100]. Damit wird eine qualitative Aussage unter verschiedenen Motorkonzepten mit gleicher Referenz möglich. Hierzu ist die Reibung in Abbildung 82 für diverse Abschaltkonzepte bei einem Lastpunkt von  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=10\text{bar}$  dargestellt. Neben dem 3-Zylinder- und 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motor ist das schon in Serie befindliche Zylinderabschaltkonzept von

VW, [20], mit zwei abgeschalteten Zylinder in der Simulation mit der Bezeichnung „4-2-Zyl“ erfasst. Die Messdaten für diesen fiktiven Punkt stammen aus Messungen des Originalmotors in einer Modifikationsstufe mit Auslassphasensteller und angepasstem Ladedruck [101]. Dabei wird die Verbrennung durch die Zündung später eingeleitet, um den Klopfbrandbedingungen Rechnung zu tragen. Dadurch werden 80bar Spitzendruck erreicht.

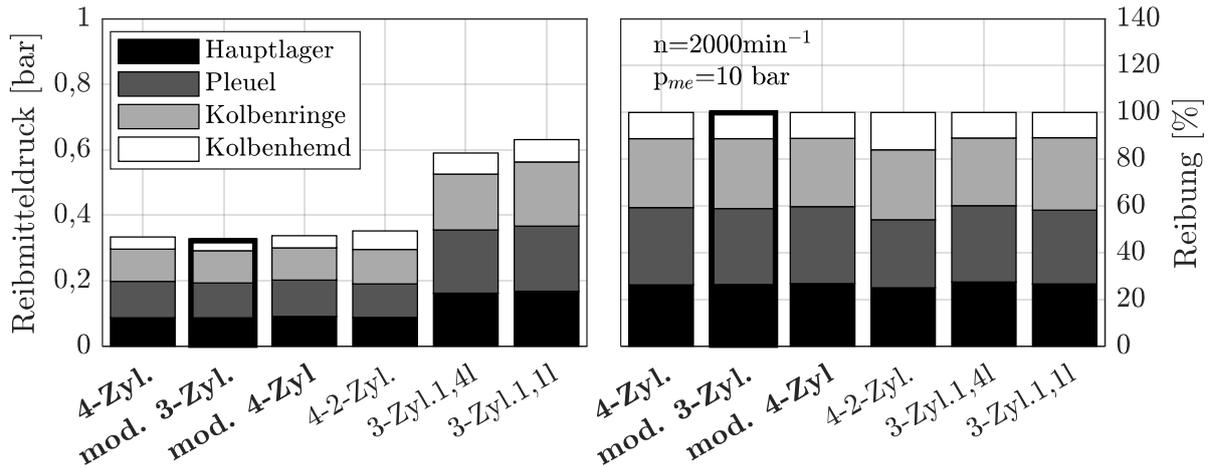


Abbildung 82 Simulative Betrachtung der Reibung im Kurbeltrieb und der Kolbengruppe für verschiedene Abschaltkonzepte

Weiter wird in den Vergleich ein Dreizylinder aufgenommen. Dieser basiert auf der Kolben- und Pleuellgeometrie des Vierzylinders und ist mit gleicher Kurbelwelle ausgestattet, abzüglich eines Lagers. Dieser Dreizylinder wird weiter durch zwei Varianten erfasst. Einmal findet der Druckverlauf des Originalmotors in diesem Lastpunkt mit knapp 55bar Maximaldruck und einmal der Verlauf des 3-Zylinder-Betriebs mit 72bar Spitzendruck für die Berechnung Verwendung. Dabei stellt der erste Fall einen fiktiven Dreizylinder mit dem ganzen Hubvolumen des Originalmotors dar. Daher die Bezeichnung „3-Zyl.1,4l“. Der zweite Fall repräsentiert einen Dreizylinder mit entsprechend weniger Hubraum mit der Bezeichnung „3-Zyl.1,1l“. Im Vergleich fällt auf, dass in Summe, die Reibarbeit der Kurbelwellenhauptlager, der Pleuellager und der Kolbenringe auf sehr ähnlichem Niveau ist. Ein Anstieg lässt sich jedoch an den Verlusten am Kolbenhemd beobachten. Der 3-Zylinder-Betrieb weist somit 5% mehr Reibung auf als die Originalkonfiguration. Der 4-Zylinder-Betrieb zeigt in dieser Simulation nur 1% mehr Verluste.

In der prozentuellen Betrachtung in Abbildung 82 (rechts) sieht man, dass vor allem im „4-2“-Betrieb der Anteil der Kolbenhemdarbeit ausschlaggebend für die 19% höhere

Reibung ist. Dabei führen die höheren Spitzendrücke zu mehr Kolbenseitenkraft, welche wiederum die Reibungsverluste anheben. Die Dreizylindervariante „3-Zyl.1,4l“ liegt in diesem Vergleich spezifisch auf dem Niveau des Originalmotors. Die Variante liegt „3-Zyl.1,1l“ sogar über diesem, aufgrund der benötigten höheren inneren Last.

Eine genauere Betrachtung ist in Abbildung 83 zu sehen. Hier sind die Reibleistungen der Komponenten über die einzelnen Zylinder aufgeschlüsselt dargestellt. Man erkennt die leichte Überhöhung der Reibleistung in den einzelnen Komponenten der aktiven Zylinder im 3-Zylinder-Betrieb. Jedoch fällt das Reibniveau des abgeschalteten Zylinders in dem Pleuellager relativ hoch aus.

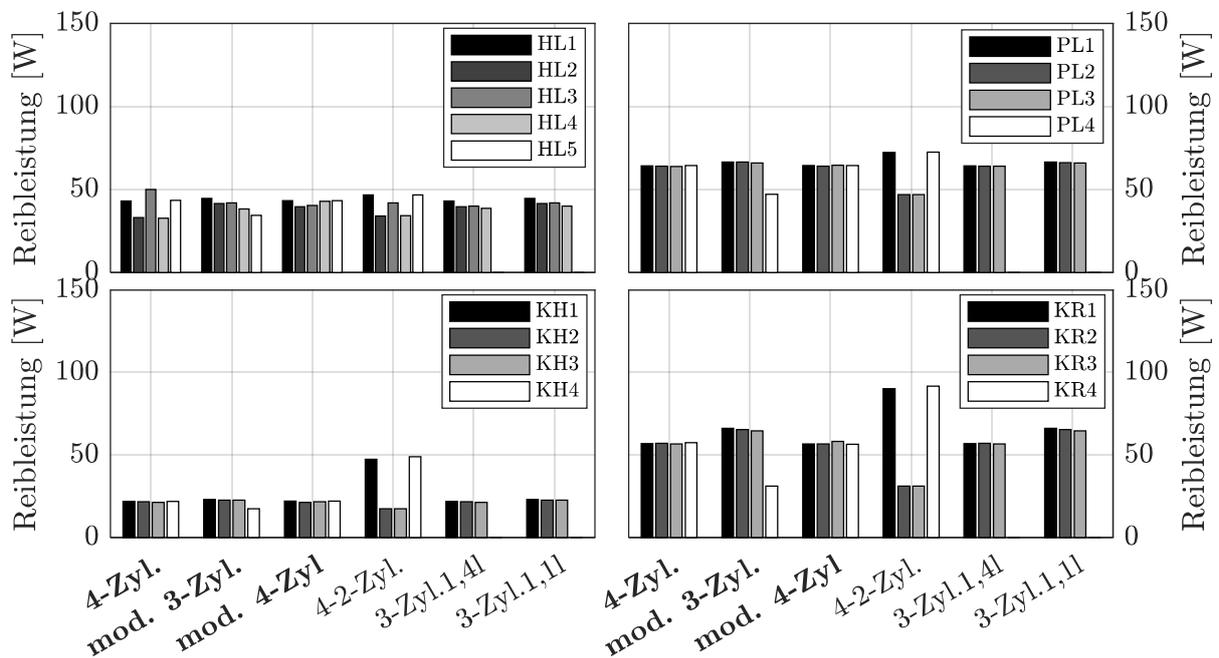


Abbildung 83 Aufschlüsselung der simulativen Reibleistung der einzelnen Komponenten des Kurbeltriebs bei  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{me}=10\text{bar}$

## 6.6 Kennfeldvermessung

Die folgenden Kennfelder beziehen sich auf eine Messkampagne, welche das Ziel verfolgt, den stationären Bestverbrauch in jedem Lastpunkt zu erhalten. Die Grenzwerte der vorhandenen Grundapplikation des Originalmotors dienten dabei als Randbedingung. Das heißt, bei den Kennfeldmessungen wurden folgende Grenzwerte nicht überschritten:

- Zylinderspitzenruck  $p_{\text{Zyl,max}} < 80\text{bar}$
- Temperatur vor Turbine  $T_{\text{v.Turb}} < 900^\circ\text{C}$
- Maximaler Zylinderdruckgradient  $\frac{dp}{d\varphi} < 2,5 \frac{\text{bar}}{^\circ\text{KW}}$
- Stabiler Betrieb  $\text{COV}_{\text{pmi}} < 5\%$

Da der 3-Zylinder-Modus den Hauptmodus darstellt, wurde das gesamte 3-Zylinder - Kennfeld vermessen. Im 4-Zylinder-Modus hingegen wurden keine Messungen unter  $p_{\text{me}} < 10\text{bar}$  durchgeführt. Für das gesamtheitliche Kennfeld wird dementsprechend für jeden Lastpunkt die Messungen mit dem niedrigsten Verbrauch herangezogen. In Abbildung 84 sieht man eine Übersicht des vorliegenden Modus im modifizierten Betrieb.

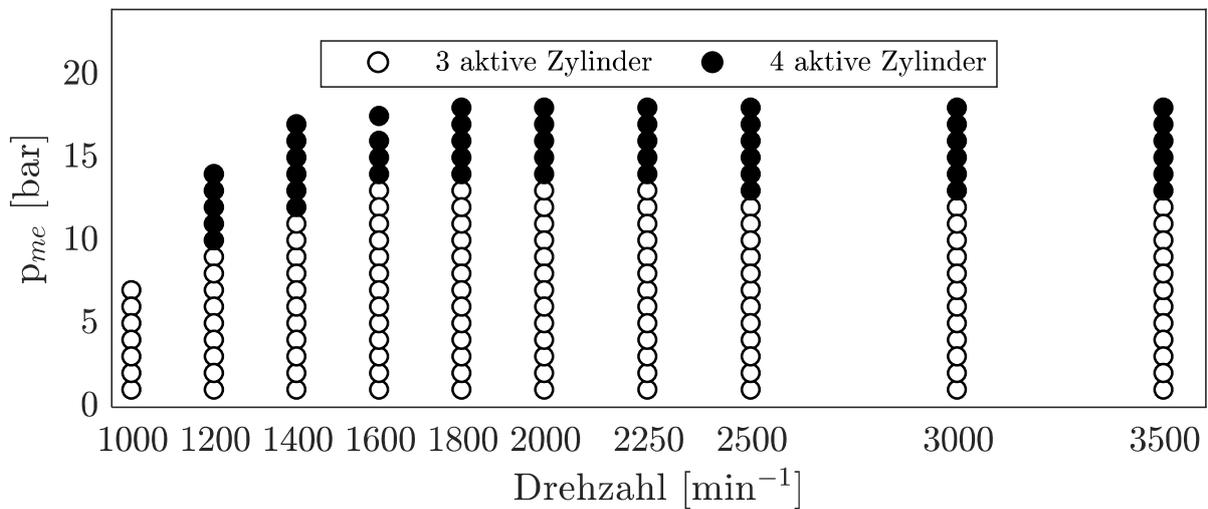


Abbildung 84: Aktive Zylinder für die 3/4-Zylinder Kennfelderstellung

Die Grenze, die den 3-Zylinder- vom 4-Zylinder-Modus trennt, zeigt dabei eine leichte Drehzahlabhängigkeit. Für Drehzahlen über  $n > 2500\text{min}^{-1}$  konvergiert diese Grenze zu  $p_{\text{me}} = 13\text{bar}$  im 4-Zylinder-Modus. In mittleren Drehzahlbereich steigt diese Grenze auf  $p_{\text{me}} = 14\text{bar}$  und fällt linear auf  $p_{\text{me}} = 10\text{bar}$  bei niedrigen Drehzahlen. Ab einer Drehzahl von  $n > 3500\text{min}^{-1}$  verläuft die Umschaltlinie bei  $p_{\text{me}} = 13\text{bar}$ . Die Unterschiede im Vergleich zum Originalmotor konvergieren zu einer festen Differenz in

den wichtigsten Größen (Verbrennung, Ladungswechsel, Reibung). Daher sind diese Messungen zwar in die Kennfelderstellung mit einbezogen, werden jedoch aus Gründen der besseren Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Von Wichtigkeit zeigt sich der Bereich des Low-End-Torque (LET), welcher im 4-Zylinder-Modus durch den Doppelstoß erweitert ist (vgl.6.3.2). Jedoch kann unter  $n \leq 1400 \text{min}^{-1}$  die Vollastlinie des Originalmotors kaum mehr sinnvoll im 4-Zylinder-Modus mit der sich aufschwingenden Ladedruckregelung dargestellt werden (vgl. 6.3.3). Der 3-Zylinder-Betrieb mit den verbauten Steuerzeiten vermag bei  $n \leq 1200 \text{min}^{-1}$  nur noch saugmotorische Vollast mit geringerem Hubraum zu liefern, welche unter der des Originalmotors liegt.

In Abbildung 85 ist dazu eine Überlagerung der Vollastlinien von originale und modifiziertem Motor zu sehen. Das grau hinterlegte Band stellt dabei die Kombination der Vollastlinie von Original- und 3/4-Zylinder-Betrieb dar. Diese ergibt sich bei vergleichenden Betrachtungen, wie es zum Beispiel in einem Differenzkennfeld der Fall ist.

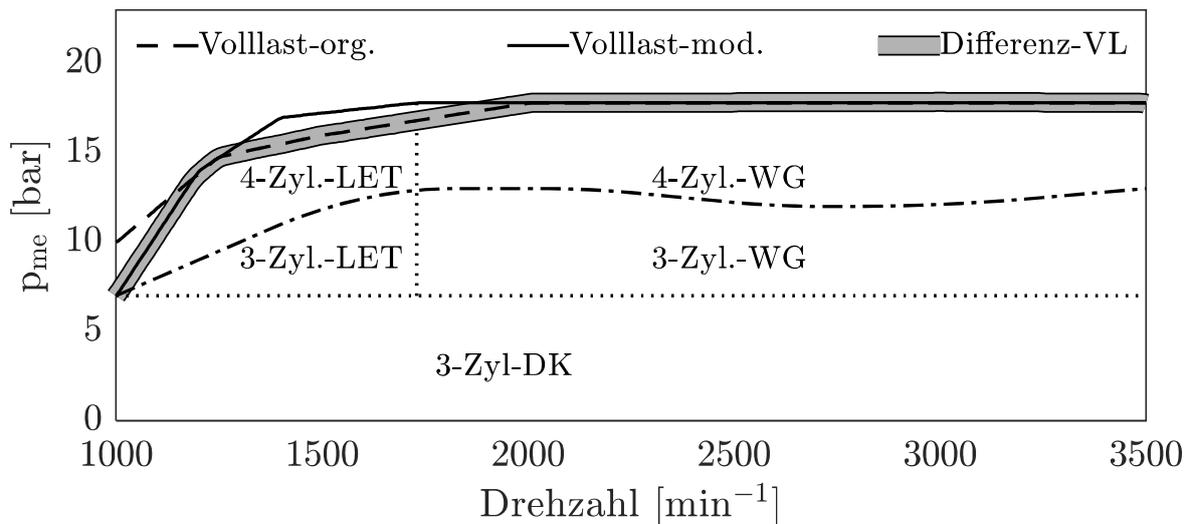


Abbildung 85: Bereichsbeschreibung im Kennfeld

Weiter kann in dieser Darstellung das LET-Verhalten besser verdeutlicht werden. Zusätzlich ist der Übergang von 3-Zylinder- und 4-Zylinder-Modus dargestellt. Außerdem sind im Kennfelds Bereiche gleicher Laststeuerung kennzeichnen. Das ist zum einen der Bereich „3-Zyl-DK“, in dem die Last ausschließlich über die Drosselklappe gestellt wird und der modifizierte Motor ausschließlich im 3-Zylinder-Modus betrieben wird. Zu höheren Lasten sind die Bereiche „#-Zyl-LET“ und „#-Zyl-WG“ zu finden. In diesen Bereichen steht die Drosselklappe komplett offen und die gewünschte Last wird von der

Laderdruckregelung eingestellt. Die vertikale Linie zwischen diesen Bereichen stellt die Trennung des LET-Bereichs dar. Unter der Eckdrehzahl, stehen in der Volllast keine weiteren Reserven der Turboaufladung zur Verfügung. Das Wastegate ist geschlossen. In den LET-Bereichen an der Volllast kann folglich der Ladedruck nicht weiter gesteigert werden. Oberhalb der Eckdrehzahl wird überschüssiger Enthalpiestrom auch an der Volllast an der Turbine vorbeigeleitet.

Weiter wird eine einheitliche Form der Ergebnisdarstellung mit Hilfe von Differenzkennfelder gewählt. Dies besteht aus zwei horizontal angeordneten Kennfeldern je Größe. Links ist immer das Kennfeld des modifizierten Motors zu sehen und zeigt die aktuelle Kenngröße des modifizierten Motors. Rechts sieht man ein sinnhaftes Differenzkennfeld dargestellt. Dabei dient der Originalmotor immer als Referenz. Folglich stellen negative Differenzen einen absolut kleineren Wert im modifizierten Motor dar und im Umkehrschluss stellen positive Differenzen einen höheren absoluten Wert dar. Die Farbkodierung indiziert wertend, bessere Werte zu helleren Grautönen hin. Die betrachtete Kenngröße samt Einheit ist in der linken oberen Ecke zu finden. Als Indikator der mathematischen Operation, die der vergleichenden rechten Seite zu Grunde liegt, findet sich in der rechten oberen Ecke.

### 6.6.1 Ladungswechsel

Die Übersicht widmet sich im ersten Schritt dem Ladungswechsel und der abweichenden Steuerzeitenstrategie, welche aus der Verbrauchsoptimierung hervorgeht. Maßgeblich sind die verlängerten Zündabstände, die Lastpunktverschiebung und die veränderten Steuerzeiten für die unterschiedliche Strategie verantwortlich.

Im Folgenden sieht man hierzu eine Gegenüberstellung der Steuerzeiten. Es sind in Abbildung 86 die Spreizung, das Einlassschließen und die Überschneidung im direkten Vergleich dargestellt. In dieser gesamtheitlichen Darstellung wird die Änderung der Strategie verdeutlicht. Dabei zeigt der Originalmotor mit  $180^\circ\text{KW}$  Zündabständen eine klare Tendenz zu frühen Einlassspreizungen. Fast im gesamten Kennfeld ist  $ES = 80^\circ\text{KW}$  vorherrschend. Zu höheren Drehzahlen kommt es zu einer allmählichen Spätverstellung, um das drehzahlabhängige Eintreffen des Vorauslassstoßes und der Überschneidung voneinander zu trennen. In der Teillastregion bei niedrigen Drehzahlen muss aufgrund der instabilen Verbrennung die Überschneidung reduziert werden.

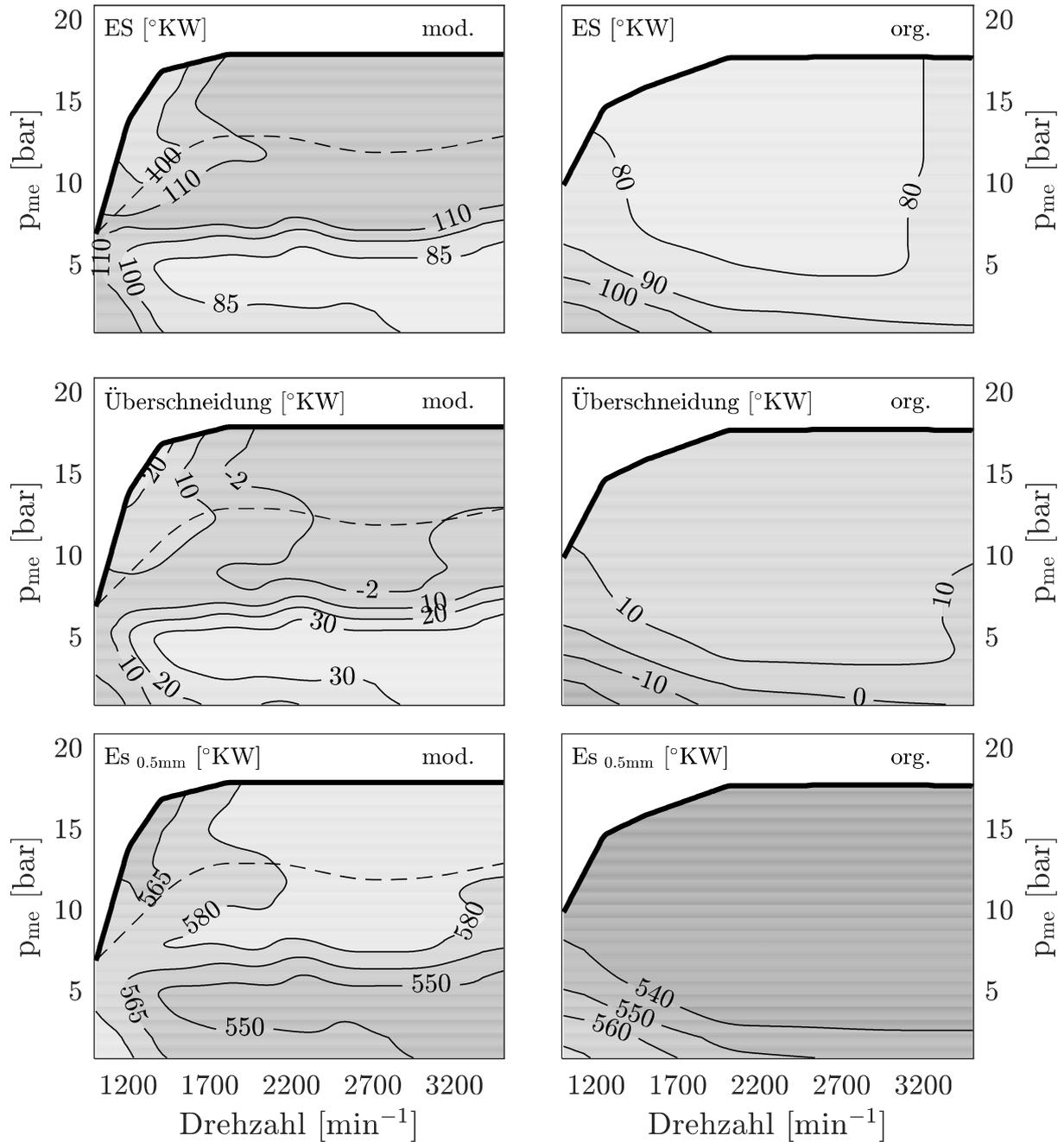


Abbildung 86: Messung - Einlassspreizung, Einlassschließen und Ventilüberschneidung im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts)

Der modifizierte Motor hingegen zeigt im 3-Zylinder-Betrieb den Übergang von Drossel- zu Ladedruckbetrieb durch ein Umschalten der Einlassspreizung von früh nach spät. Die Überschneidung wird auf ein Niveau reduziert, sodass keine bzw. nur minimal Frischluft in den Abgastrakt gespült wird. Das Es wandert merklich über UT hinaus. Im LET-Bereich des 3-Zylinder-Betriebs sind die späten Einlassspreizungen mit gegebenem Turbolader nicht darstellbar und ein Betrieb mit starker Überschneidung ist die

Konsequenz. Dieser weist einen höheren Kraftstoffeinsatz auf, wodurch der Übergang in den 4-Zylinder-Betrieb vorgezogen werden muss.

Die geänderte Restgasstrategie zeigt die längere Überschneidung in der Teillast. Den verschlechterten Verbrennungsrandbedingungen muss auch im modifizierten Motor durch die Verringerung der Überschneidung entgegengewirkt werden.

Wichtig für die Bewertung der Lastpunktverschiebung sind die gegebenen Druckverhältnisse im Ein- und Auslasssystem. Hierzu zeigt Abbildung 87 den Einlasssammlerdruck und die Druckdifferenz der gemittelten Drucksignale der Ein- und Auslasskanäle, als Indikator für das Spülgefälle während der Überschneidung.

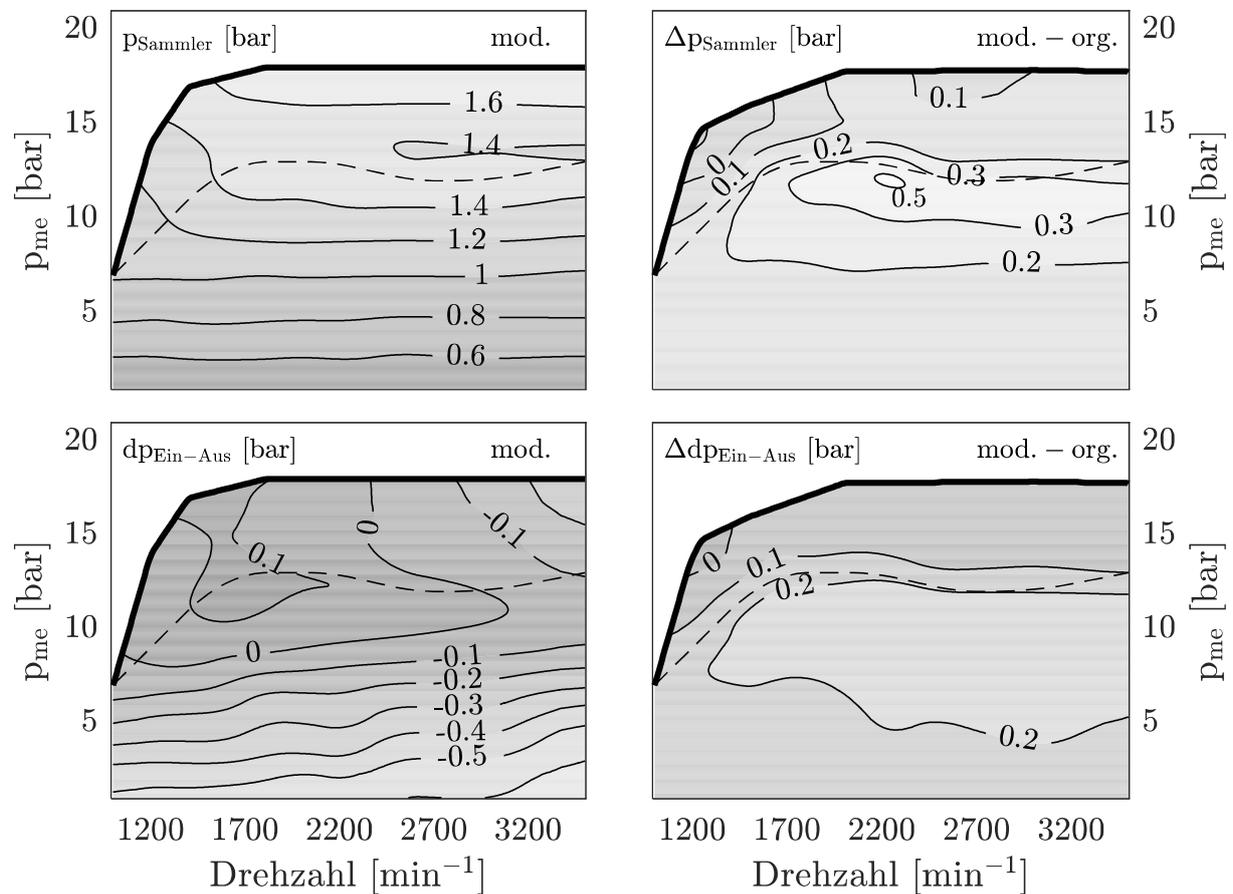


Abbildung 87: Messung - Einlasssammlerdruck, Druckdifferenz von Einlass- zu-Auslasssystem im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts)

Der Vergleich zum Originalmotor zeigt ein Differenzkennfeld. In der Teillast weist der 3-Zylinder-Betrieb einen um mindestens 0,2bar höheren Einlassdruck durch die Lastpunktverschiebung auf. Wird der Drosselbetrieb im 3-Zylinder-Betrieb verlassen, erhöht sich der Ladedruckbedarf durch das späte Es überproportional. Dies ist in der

Differenzbetrachtung durch die Erhöhung zur Umschaltlinie zu erkennen. Den Ladedruckbedarf im LET-Bereich kann die jetzige Konfiguration nicht leisten und als Konsequenz sieht man frühere Einlassspreizung. Der höhere Ladedruckbedarf im modifizierten 4-Zylinder-Betrieb zeigt nur noch den Einfluss des späten Es. Das Niveau des Spülgefälle liegt im gesamten Kennfeld über dem des Originalmotor. Das zeigt die Notwendigkeit der Verlängerung Überschneidung in der Teillast deutlich. Im modifizierten 4-Zylinder-Betrieb sinkt das Spülgefälle mit steigender Drehzahl. Dies ist dem erhöhten Abgasgedruck geschuldet. Das parallele Ausschleiben zweier Zylinder erhöht diesen dabei im aufgezeigten Mittelwert, jedoch hat dies keinen Einfluss auf das Positive Spülgefälle während der Überschneidung.

Weiter ist zusammenfassend der Restgasgehalt als Konsequenz von Steuerzeiten und Druckrandbedingungen beider Motoren in Abbildung 88 gegenübergestellt. Recht eindeutig zeigt die Teillast im 3-Zylinder-Betrieb unter  $p_{me} \leq 5\text{bar}$  höhere Restgasgehalte. Dabei können mehr als 25% bei optimalem Verbrauch weiterhin stabil dargestellt werden. Bereiche mit aktiver Ladedruckregelung weisen hingegen tendenziell geringere Restgasgehalte auf. Diese liegen zwischen 2% und 5%, wohingegen der Originalmotor mit knapp 5% Restgas weiteres Ausspülen nicht ermöglichen kann.

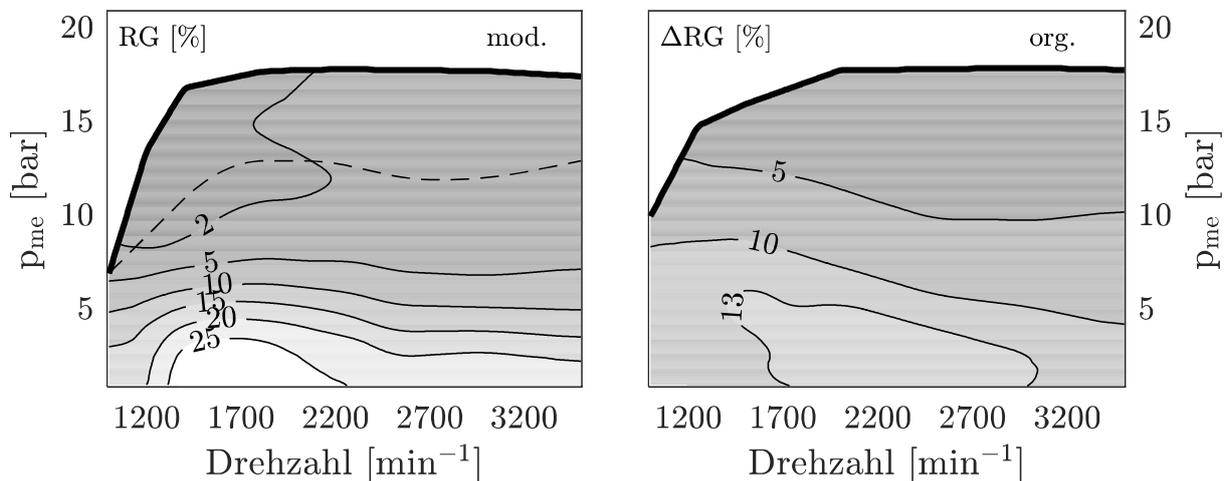


Abbildung 88: Restgasgehalt im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts)

In der abschließenden Betrachtung des Ladungswechsels zeigt Abbildung 89 die Ladungswechselsarbeit des 3/4-Zylinder-Betriebs. In Abbildung 90 ist die Differenz beider Motoren zu sehen. Diese ist zusätzlich auf die jeweilige Last bezogen. Bei ansonsten

gleichverlaufender Thermodynamik und Reibung wäre dies die Verbrauchsreduktion und stellt somit das maximal möglich Potential dar, welches durch die Reduktion der Ladungswechselsarbeit entsteht.

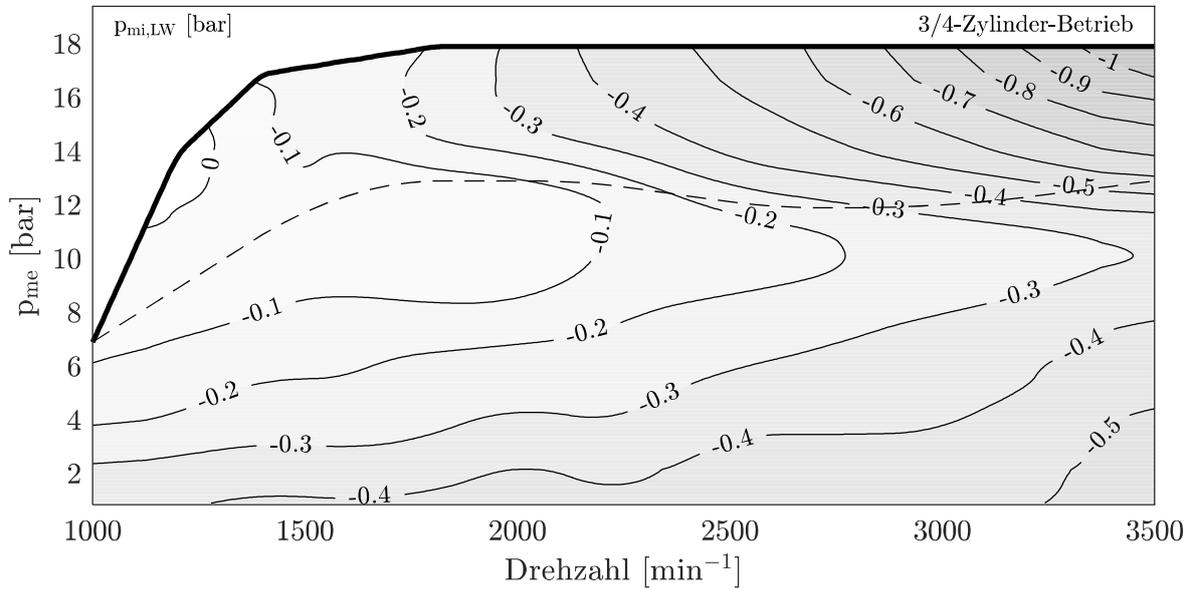


Abbildung 89: Messung - Ladungswechselsarbeit im 3/4-Zylinder-Betrieb (Umschaltlinie, gestrichelt)

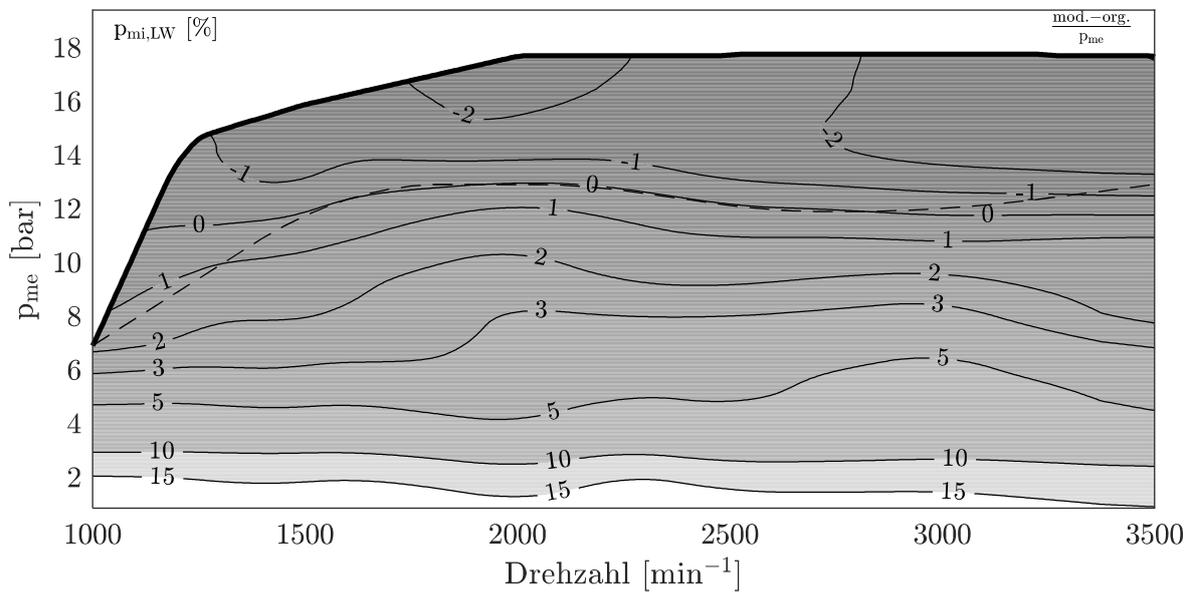


Abbildung 90: Messung - Lastbezogenes Differenzkennfeld ( $\frac{\text{mod.-org.}}{P_{me}}$ ); (Umschaltlinie, gestrichelt)

In der niedrigen Teillast sind Vorteile bis über 15% auszumachen. Positive Werte sind im gesamten 3-Zylinder-Betrieb ersichtlich und werden mit steigender Last geringer, was der höheren Referenz und dem aufgeladenen Betrieb zuzuschreiben ist. Im 4-Zylinder-Betrieb steigt die Ladungswechselsarbeit durch die erhöhte Ausschleubarbeit der parallellaufenden

Zylinder und dem erhöhten Ladedruckbedarf. Der nicht angepasste Turbolader wird somit in weniger optimalen Wirkungsgradbereichen betrieben als im Originalbetrieb.

### 6.6.2 Verbrennung

Entscheidend für die Betrachtung der Verbrennung sind die gegebenen Randbedingungen vom Originalmotor. Vor allem zeigt sich die maximale Temperatur vor Turbolader und der Spitzendruck als stark einschränkend. Dabei entsteht bei höherer Last immer der Zielkonflikt zwischen früher Schwerpunktlage und Maximaldruck. Ist die Verbrennung nicht klopfbeschränkt, wird durch eine mögliche Frühverstellung der Maximaldruck schnell erreicht. Wiederum erzeugen späte Schwerpunktlagen höhere Abgastemperaturen. Kommt es zum Eingreifen des Bauteilschutzes, wird die Klopfneigung reduziert und die Verbrennung läuft früher ab, bis wieder der maximal zulässige Spitzendruck beschränkend ist. Abbildung 91 zeigt hierzu die interessierenden Kenngrößen Spitzendruck,  $\lambda$  und Temperatur vor Turbine in einer Gegenüberstellung beider Motoren. Der 3/4-Zylinder-Betrieb zeigt einen großen Bereich maximaler Spitzendrücke. Die Klopfbeschränkung fällt moderat aus. Da der Abschaltbetrieb nicht vom Bauteilschutz betroffen ist, kann dort die Verbrennungslage unter den gegebenen Randbedingungen bis in hohe Drehzahlbereiche bestmöglich an der Spitzendruckbeschränkung liegen. Der Originalmotor zeigt dabei eine höhere Klopfneigung und ist gerade bei niedrigen und mittleren Drehzahlen an der Klopfgrenze. Dies führt zu einer Spätverstellung der Verbrennung und die maximal möglichen Spitzendrücke werden nicht erreicht. Dabei erhöht sich die Temperatur vor Turbine. Um die maximal zulässige Temperatur vor Turbine von 900°C nicht zu überschreiten, wird aus Gründen des Bauteilschutzes bei einer effektiven Leistung von 45KW das  $\lambda$  reduziert. Im Gegensatz dazu kommt es im modifizierten Motor erst bei 60KW zu einer Reduktion des  $\lambda$  in der globalen Betrachtung. Die Trennung der Vorauslassstöße durch die verlängerten Zündabstände, erzeugt sowohl im 3-Zylinder als auch im 4-Zylinder-Betrieb ein positives Spülgefälle während der Überschneidung. Damit ist es möglich, Restgas durchzuspülen. Jedoch zeigt sich als optimal für die Verbrennung, nicht das ganze Restgas auszuspülen. Zusätzlich wird mit dem späten Es die Eintrittstemperatur gesenkt. Die klopfmindernden Effekte des späten Es und optimales Spülverhalten reduzieren die Abgastemperatur mittels effektiverer Verbrennung. Der 3/4-Zylinder-Betrieb zeigt einen großen Bereich maximaler Spitzendrücke. Die Klopfbeschränkung fällt moderat aus. Da der Abschaltbetrieb nicht vom Bauteilschutz betroffen ist, kann dort die Verbrennungslage unter den gegebenen

Randbedingungen bis in hohe Drehzahlbereiche bestmöglich an der Spitzendruckbeschränkung liegen. Der Originalmotor zeigt dabei eine höhere Klopfneigung und ist gerade bei niedrigen und mittleren Drehzahlen an der Klopfgrenze. Dies führt zu einer Spätverstellung der Verbrennung und die maximal möglichen Spitzendrücke werden nicht erreicht.

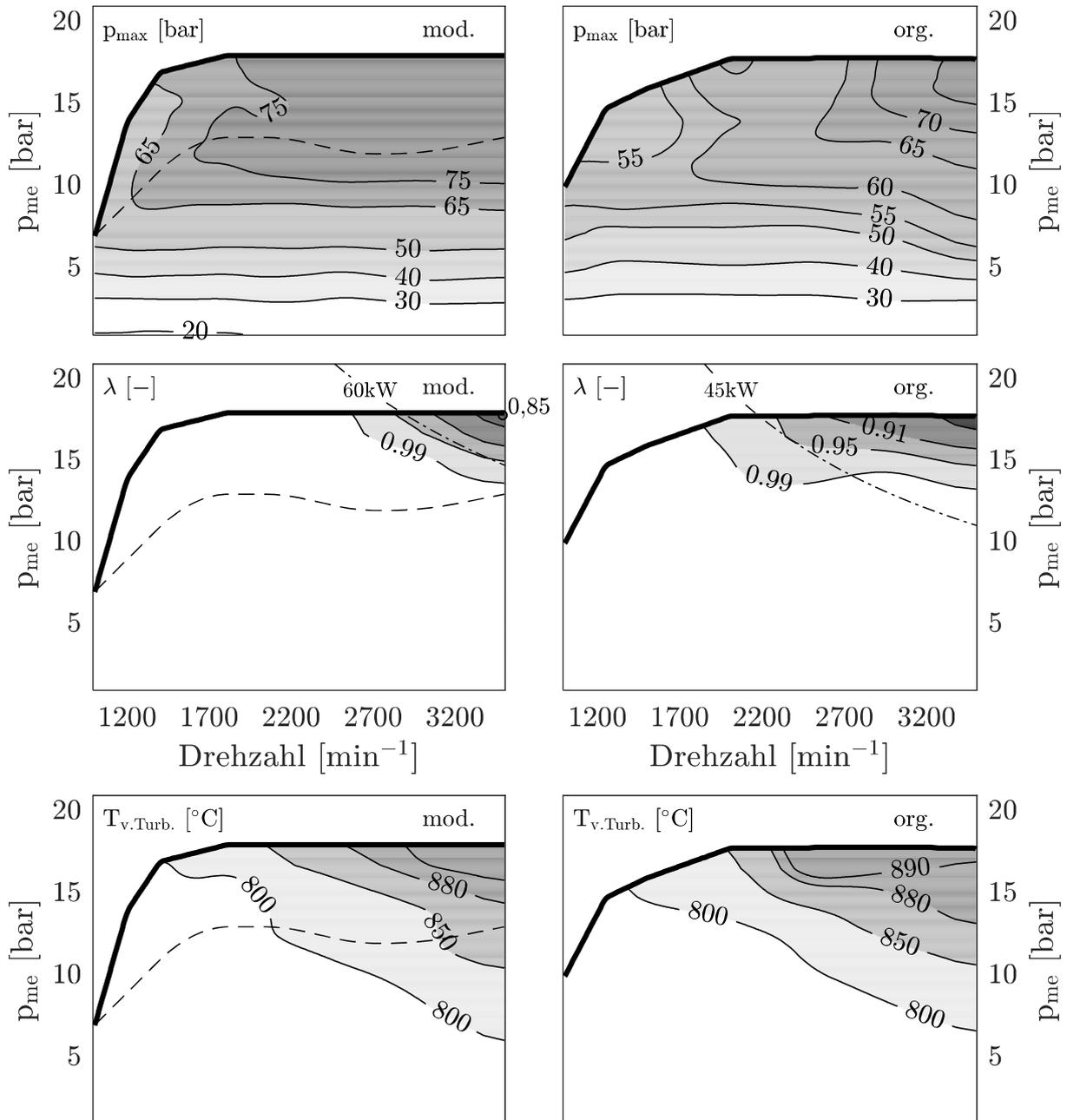


Abbildung 91: Messung - Spitzendruck, globales Verbrennungsluftverhältnis und Temperatur vor Turbine im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts)

Die beschriebenen Effekte und deren Auswirkung auf die Klopfneigung in Kennfeldbereichen mit aktiver Aufladung führen zu signifikanten Unterschieden hinsichtlich der Verbrennungskenngrößen. Abbildung 92 zeigt hierzu den Verbrennungsschwerpunkt und die Brenndauer in der Gegenüberstellung. Die linke Seite zeigt den 3/4-Zylinder-Betrieb und rechts sind die Differenzkennfelder zu sehen.

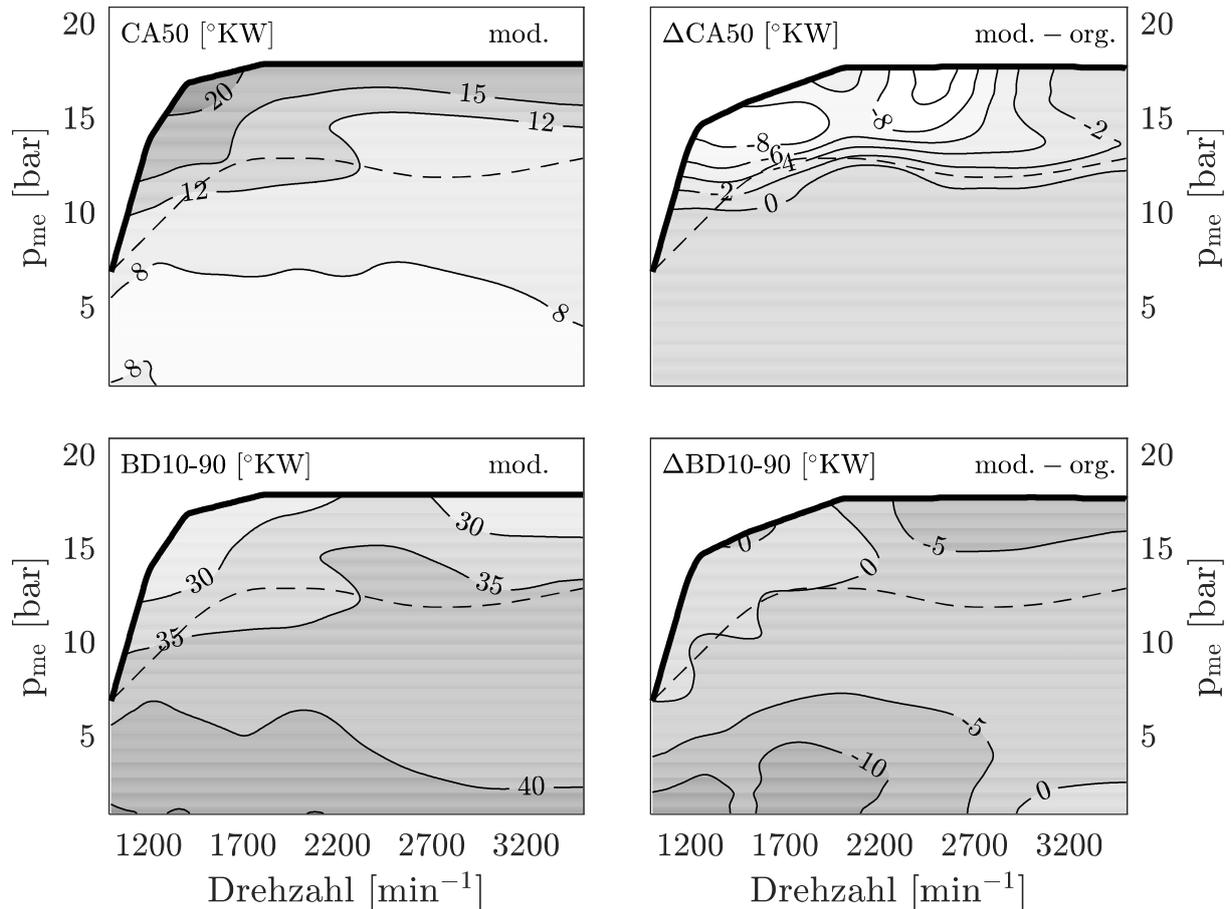


Abbildung 92: Messung - Verbrennungsschwerpunkt und Brenndauer im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt

Die Abweichungen des CA50 werden vor allem in Richtung Vollast deutlich. Hier liegt der Verbrennungsschwerpunkt bei mittleren und niedrigen Drehzahlen bis zu 10°KW früher. Bei höheren Drehzahlen verschwindet die Differenz, da im Originalmotor der Bauteilschutz einsetzt und durch die fette Verbrennung und den damit verbunden geringeren Prozesstemperaturen frühere CA50 realisierbar sind. Somit nähern sich beide Motoren gleichen Bedingungen während der Verbrennung an. Bei leicht fetter Verbrennung verkürzt sich die Brenndauer. Dies ist erkennbar in Regionen mit Brenndauern unter 30°KW. Bei höheren Drehzahlen ist es der Bauteilschutz und im LET-

Bereich ist es das Durchspülen von Frischluft, was zu einem erhöhten Kraftstoffeinsatz führt. Die kühlende Wirkung der Frischluftspülung auf die Brennraumwände und die reduzierte Prozesstemperatur durch die verschlechterten kalorischen Eigenschaften reduzieren die Klopfneigung und bis  $8^{\circ}\text{KW}$  frühere Verbrennungsschwerpunkte ergeben sich. Dabei überwiegen die Vorteile der besseren Verbrennungslage die Wirkungsgradverluste der unvollständigen Verbrennung.

Weiter sieht man eine Verlängerung der Verbrennung in der Teillast. Hier kommt der ausdünnende Effekt des Restgas zutragen. Daher decken sich Regionen mit erhöhtem Restgasgehalt und langer Brenndauer.

### 6.6.3 Emissionen

Die Betrachtung der Emissionen erlaubt eine detailliertere Betrachtung der Verbrennung. Vor allem eine lokal fette Verbrennung ist im Messbetrieb ohne den Einbezug der Emissionen nicht nachvollziehbar. Hierzu ist der Blick auf die CO- und O<sub>2</sub>-Emissionen notwendig.

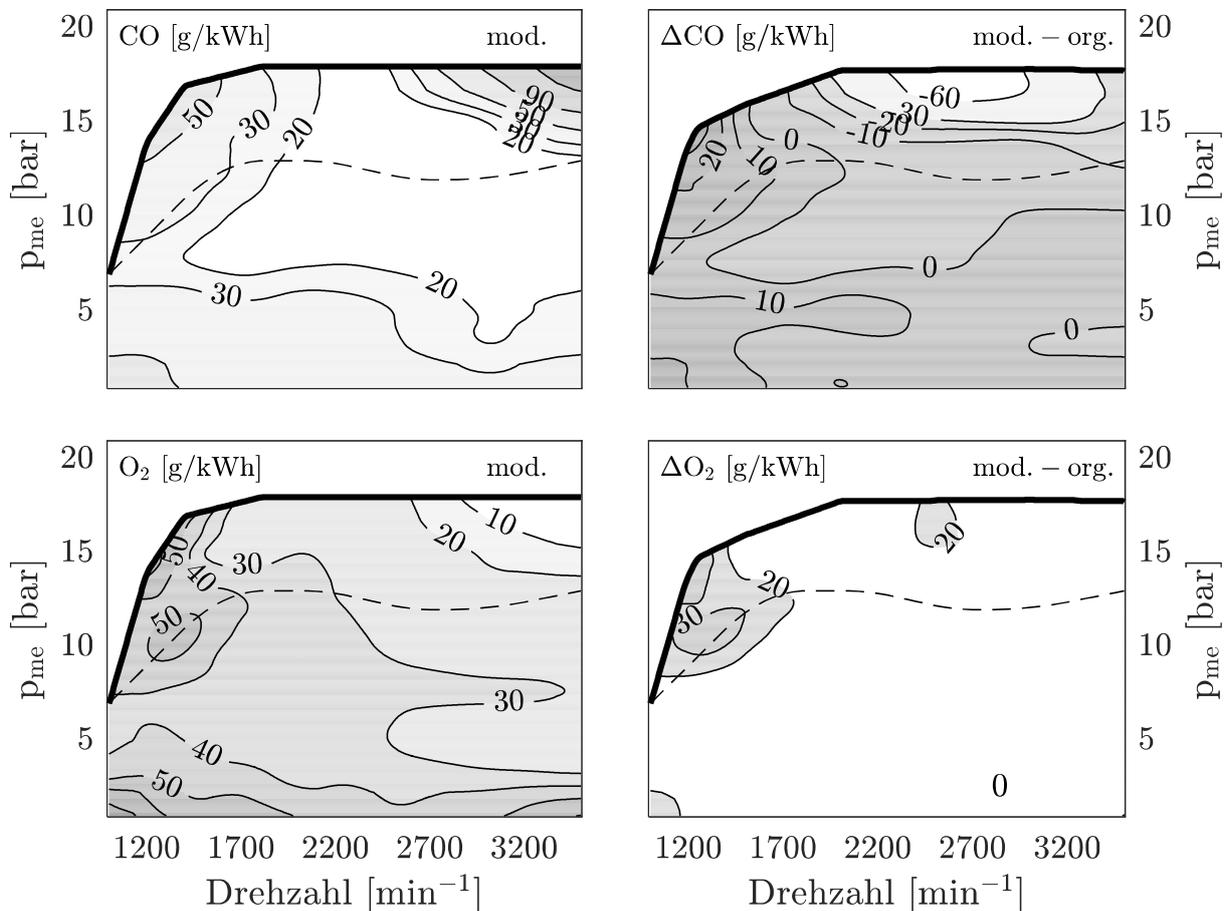
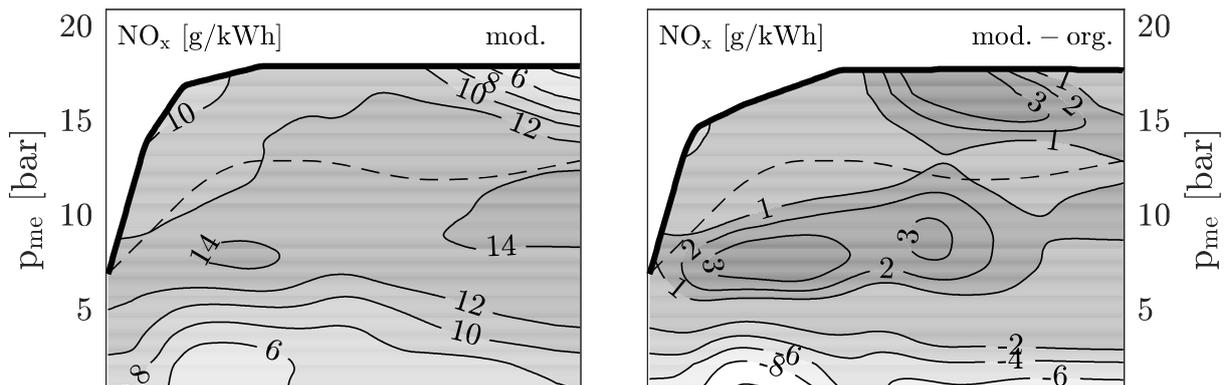


Abbildung 93: Messung - CO und O<sub>2</sub> im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt

Abbildung 93 zeigt diese in spezifischer Form auf die aktuelle Leistung bezogen. Die linken Diagramme zeigen die Messgröße des modifizierten Motors und rechts die jeweilige Differenz zum Originalmotor. Das Durchspülen im LET-Bereich ist eindeutig ausmachbar, da sowohl die CO- als auch die O<sub>2</sub>-Werte erhöht sind. Dies ist ein klares Anzeichen einer angereicherten Verbrennung samt durchgespülter Frischluft. Da dies im Originalmotor nicht möglich ist, zeigen die Differenzenkennfelder diese Abweichungen ebenso. Wohingegen der CO-Wert bei mittleren Drehzahlen an der Vollast ein Minimum darstellt. Hier reichen die Effekte des späten Es und der davon profitierenden Ladungsbewegung aus, um die Verbrennung an den begrenzenden Spitzendruck zu bringen. Ein Anreichern der Verbrennung ist nicht nötig. Daher ist zwar der CO-Wert gering, jedoch der O<sub>2</sub>-Wert auf normalem Niveau.

Zu höheren Leistungen steigen die CO-Werten bei sinkenden O<sub>2</sub>-Werten. Die Ursache ist die unvollständige Verbrennung aufgrund des reduzierten  $\lambda$  zum Bauteilschutz.

In der Teillast bei niedrigen Drehzahlen ist die langsamere Verbrennung aufgrund der höheren Ausdünnung durch Restgas ausschlaggebend für den leicht erhöhten CO-Wert im Vergleich zum Originalmotor. In der Leerlaufnähe ist der O<sub>2</sub>-Wert erhöht, was der schlechten Gemischaufbereitung durch den geringen Einspritzdruck zuzuschreiben ist.



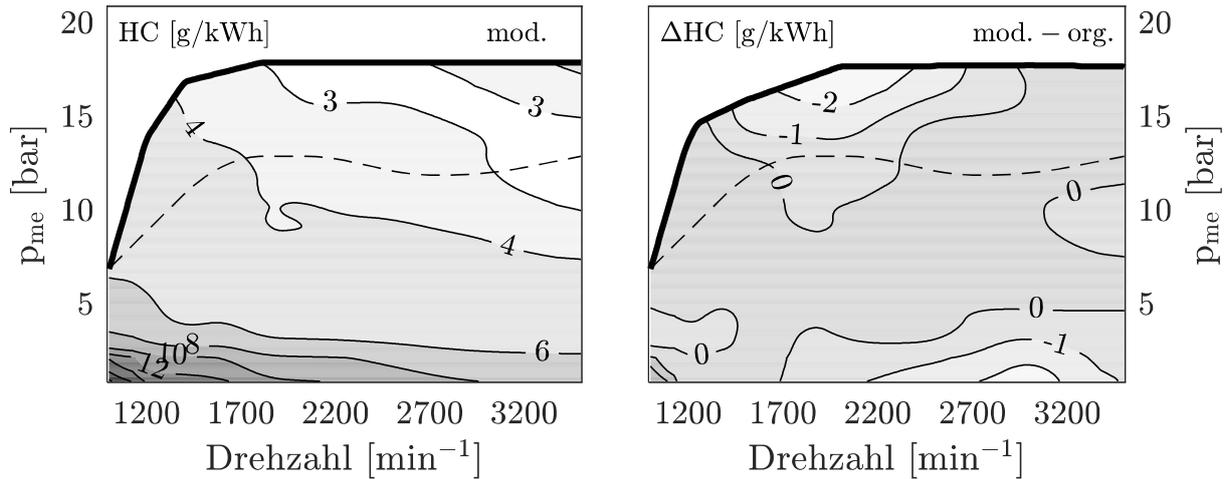


Abbildung 94: Messung -  $\text{NO}_x$  und HC im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt

Abbildung 94 zeigt die  $\text{NO}_x$ - und HC-Emissionen. Links sind die Kennfelder des modifizierten Motors zu sehen und rechts dazu die Differenz zum Originalmotor. Bereiche mit höherem Restgasgehalt und mit angereicherter Verbrennung zeigen geringere  $\text{NO}_x$ -Werte. Hervorzuheben sind der LET-Bereich und Bereiche unterstöchiometrischer Verbrennung zum Bauteilschutz. Im Differenzkennfeld sieht man nur wenig Einfluss des Zündwinkels, da in den Bereichen, in denen der modifizierte Motor früher brennen kann, der Originalmotor bereits im Bauteilschutz ist und die  $\text{O}_2$ -Konzentration und somit auch die dadurch bedingte O-Konzentration während der Verbrennung verringert ist.

Die HC-Emissionen steigen im Leerlaufbereich an. Hier sorgen gleich mehrere Gründe für eine Verbrennung an der Stabilitätsgrenze. Diese sind der hohe Restgasgehalt und die geringe Ladungsbewegung in Kombination mit der schlechten Gemischaufbereitung, wegen des stark herabgesetzten Einspritzdrucks. Die resultierende Verbrennung ist stark verschleppt und der Verbrennungswirkungsgrad nimmt ab.

#### 6.6.4 Spezifischer Verbrauch

Der Originalmotor weist einen Bestverbrauch im Lastpunkt  $n=3000\text{min}^{-1}$  und  $p_{me}=13\text{bar}$  von  $239\text{g/kWh}$  auf. Alle anderen Verbräuche liegen über  $240\text{g/kWh}$ . Auf der Vollastlinie wird ein bestverbrauch von  $290\text{g/kWh}$  bei  $n=3000\text{min}^{-1}$  erreicht. Der NEFZ-Vergleichspunkt,  $n=2000\text{min}^{-1}$  und  $p_{me}=3\text{bar}$ , weist einen spezifischen Verbrauch von  $341,5\text{g/kWh}$  auf.

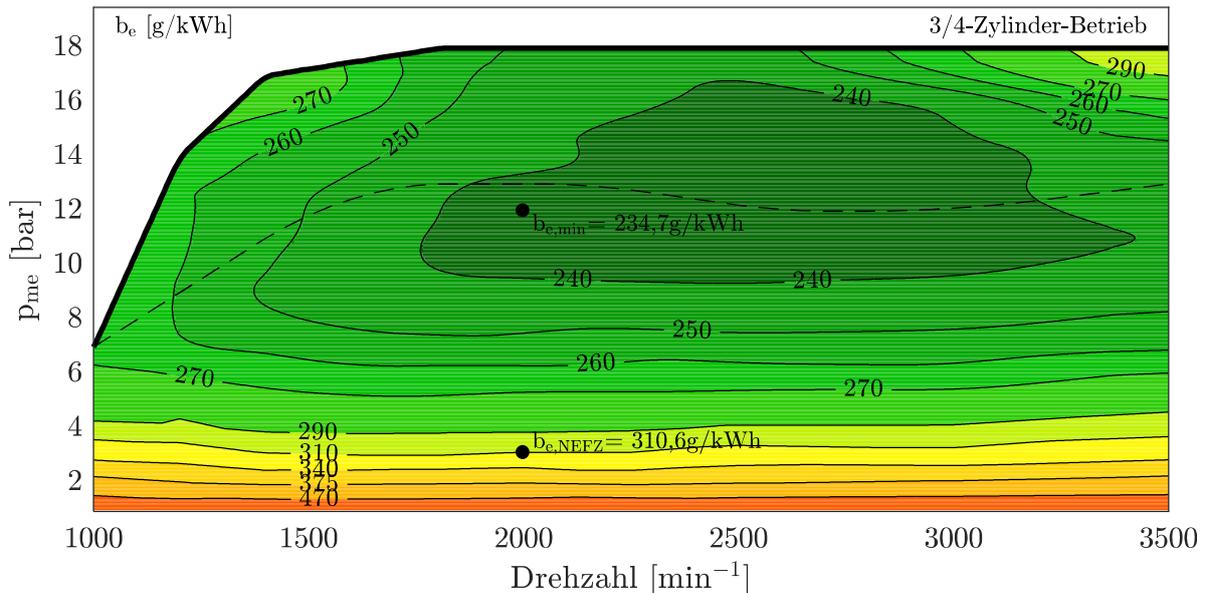


Abbildung 95: Spezifischer Verbrauch der Kennfeldvermessung im 3/4-Zylinder-Betrieb mit gestrichelter Umschaltlinie

Abbildung 95 zeigt den spezifischen Verbrauch der Kennfeldvermessung im 3/4-Zylinder-Betrieb und in Abbildung 96 ist die prozentuale Differenzdarstellung dargestellt. Der absolute Bestverbrauch sinkt auf  $234,7\text{g/kWh}$  und ist bei niedrigerer Drehzahl und Last zu finden als im Originalmotor und ist dem 3-Zylinder-Betrieb zuzuordnen. Der modifizierte Betrieb erweitert den einen Lastpunkt unter  $b_e < 240\text{g/kWh}$  zu einem Bereich zwischen  $n=1800\text{min}^{-1}$  bis  $n=3200\text{min}^{-1}$  und zwischen  $p_{me}=9,5\text{bar}$  und  $p_{me}=16\text{bar}$ . Die Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion zeigen über die Umschaltgrenze in den 4-Zylinder-Betrieb weiterhin Wirkung. Die reduzierten Verbräuche wirken ebenso an der Vollast bei mittleren Drehzahlen. Der Bestverbrauch auf der Vollastlinie von  $245\text{g/kWh}$  ist bei  $n=2500\text{min}^{-1}$  zu finden.

Die Änderungen des neuen Motorkonzept führen zu einer Verringerung über das gesamte betrachtete Kennfeld hinweg. Im Vergleichspunkt des NEFZs verbraucht der modifizierte Motor im 3-Zylinder-Modus  $310,6\text{g/kWh}$ . Dies stellt  $9,1\%$  weniger Kraftstoffverbrauch

dar als im Originalmotor.

Dank der Lastpunktverschiebung wird der Verbrauch im abgedrosselten Betrieb des Originalmotors um 6% – 12% reduziert. Oberhalb der Teillast führen die verbesserten Verbrennungsrandbedingungen von 3% bis zu 6% zu Verbrauchsreduzierung. Im aufgeladenen Betrieb sinken die Verbräuche um bis zu 15%, mit 18% Verbrauchsreduktion an der Vollast bei  $n=2500\text{min}^{-1}$ , welches die größte Differenz zum Originalmotor darstellt.

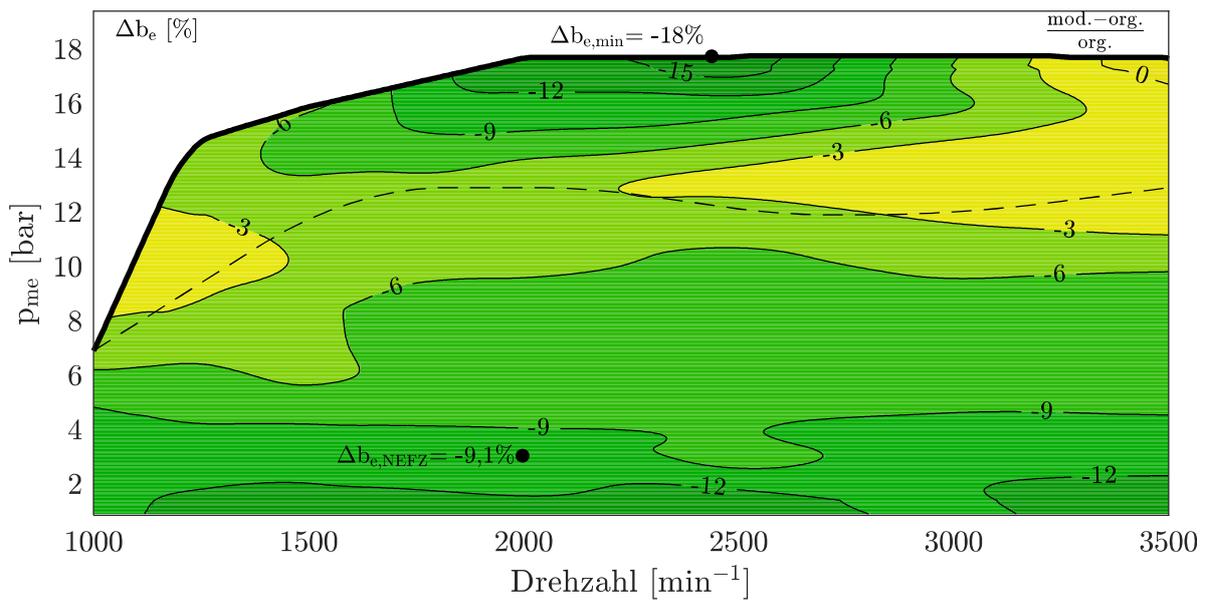


Abbildung 96: Differenz des spezifischen Verbrauchs der Kennfeldvermessung des 3/4-Zylinder-Betriebs ( $\frac{\text{mod.-org.}}{\text{org.}}$ ) mit gestrichelter Umschaltlinie

### 6.7 Verlustanalyse

Wenn in jedem Lastpunkt der Kennfeldvermessung im Nachgang eine Verlustanalyse durchgeführt wird, können für die einzelnen Verlustkategorien Kennfelder erzeugt werden. Hierdurch kann eine Differenzbetrachtung, entsprechend Kapitel 6.4, angeführt werden. Die durch die Prozessführung entstehenden Verluste können somit identifiziert werden und weitere Maßnahmen für zukünftige Betrachtungen können gezielt erwogen werden. Das Ergebnis der Analyse ist in Abbildung 97 und Abbildung 98 zu sehen.

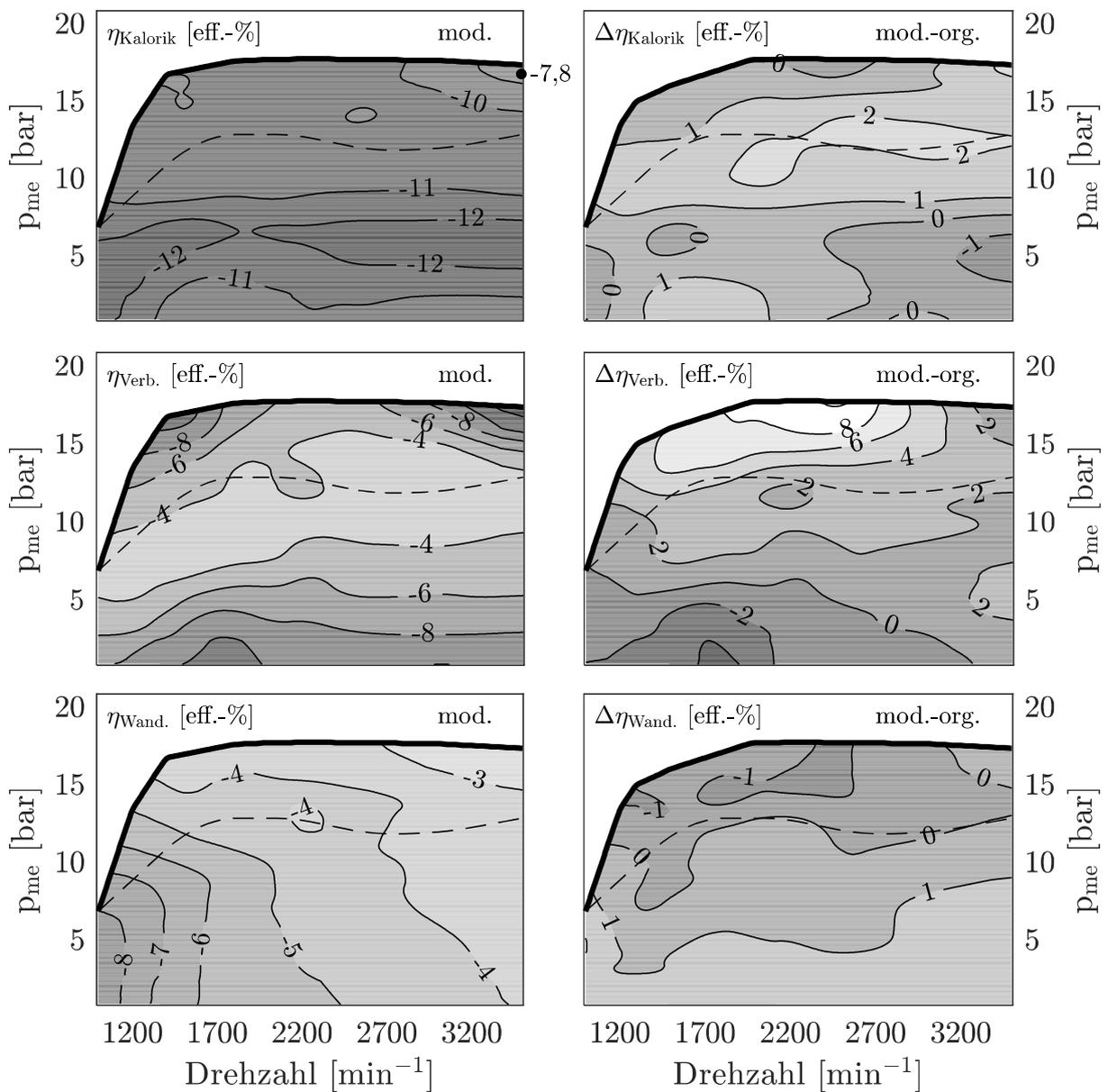


Abbildung 97 Verlustkennfelder - Kalorik (Oben), Verbrennung (Mitte), und Wandwärmeübergang (Unten) im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt

Links ist jeweils das Kennfeld des modifizierten Motors dargestellt und rechts das Differenzkennfeld zum Originalmotor. Abbildung 97 zeigt die Verluste, die aufgrund der Kalorik, Verbrennung und des Wandwurmeubergangs entstehen.

Abbildung 98 zeigt die Ladungswechsel- und Reibungsverluste, sowie den effektiven Wirkungsgrad. Im Differenzkennfeld bedeuten positive Differenzen hohere Verluste des Originalmotors. Fur den effektiven Wirkungsgrad dreht sich die Logik um.

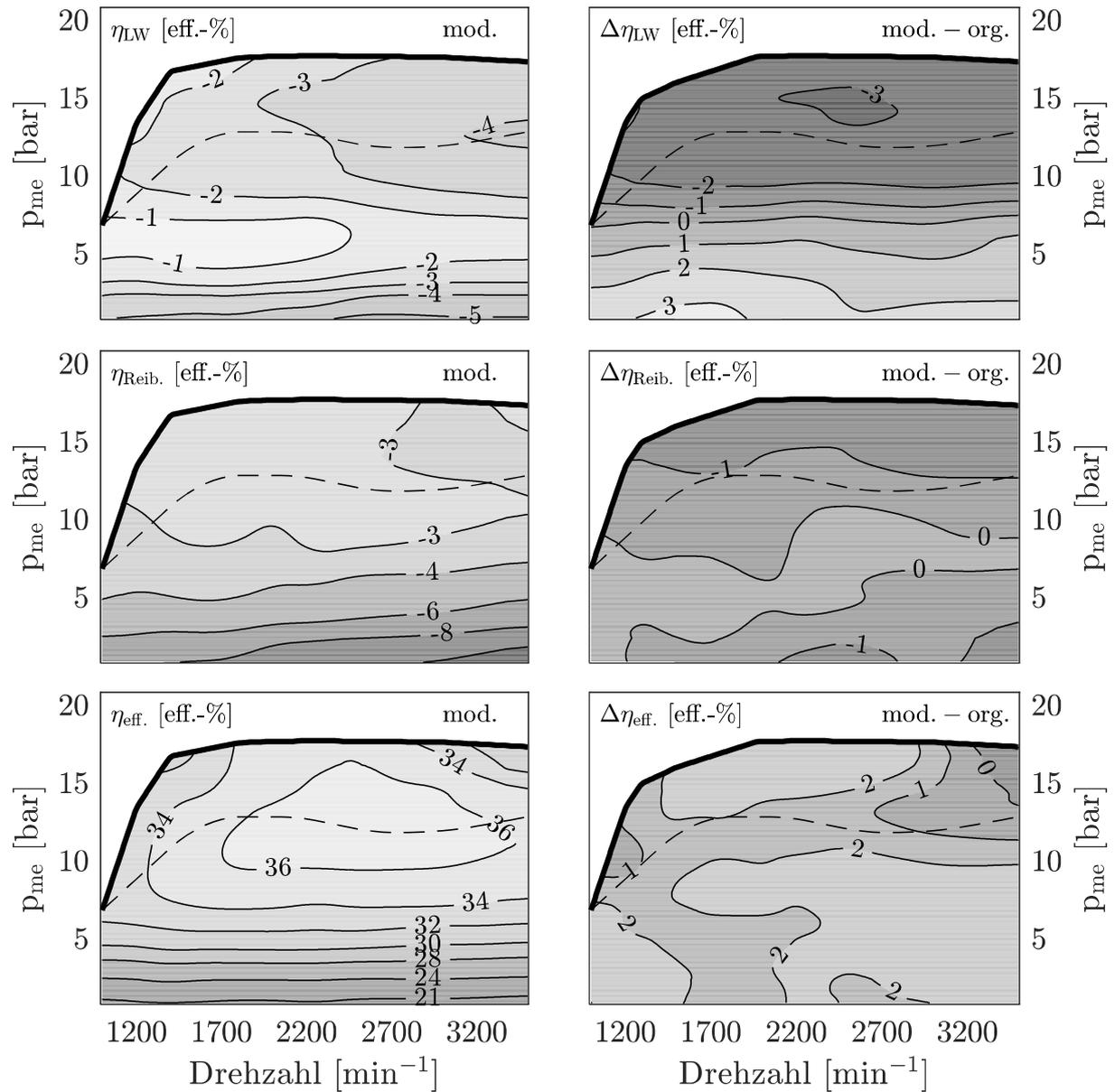


Abbildung 98 Verlustkennfelder - Ladungswechsel (Oben), Reibung (Mitte) und effektive Arbeit (Unten) im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt

## 6.8 Fahrzyklussimulation

Die Fahrzyklussimulationen wurden in der kommerziellen Software GT-SUITE durchgeführt. Ein Fahrzeugmodell wurde hinsichtlich aller wichtigen Kenngrößen aufgebaut, um einen Wert für den Verbrauch in  $[\frac{1}{100\text{km}}]$  beziehungsweise  $[\frac{\text{gCO}_2}{\text{km}}]$  nach einem vorgegebenen Geschwindigkeitsprofil zu erhalten. Hierzu sind alle fahrzeugspezifischen Massenträgheiten, die Übersetzung der Getriebestufen, die Reibkoeffizienten und der Luftwiderstandskoeffizient im Modell zu hinterlegen. Die aus den Messungen hervorgehenden Ergebnisse werden herangezogen, um das Fahrzeugmodell weiter zu bedaten. Hierfür benötigt man vor allem das Kennfeld des spezifischen Verbrauchs und der Reibung. Weiter muss eine Abschätzung der Motortemperatur erstellt werden. Mit dieser wird im simpelsten Fall die momentane Reibung während der Warmlaufphase skaliert. Die Vorgehensweise für diese Abschätzung beinhaltet eine Kombination aus einem mit Prüfstandmessungen abgeglichenen GT-POWER-Modells des Originalmotors und einer Testfahrt mit einem Fahrzeug in dem der Originalmotor verbaut ist. Aus der Testfahrt werden der momentane Motorlastpunkt und die Motortemperatur der GPS-Position des Fahrzeugs zeitlich zugeordnet. Hieraus können Werte für die Skalierung der Reibung abgeleitet und definiert werden. Aus dem GT-Power-Modell stammen Kennfelder für die Wärmeabfuhr in das Kühlwasser, beziehungsweise in den Motorblock und für den Abgasenthalpiestrom. Nun kann das Fahrzeugmodell simulativ die Testfahrt nachfahren. Der aus der Wärmeabfuhr und der Reibung stammende Energieeintrag kann nun verwendet werden, um mittels einer Optimierung eine thermische Masse zu erhalten, die den gemessenen Temperaturverlauf der Testfahrt wiedergibt. Somit erhält man ein thermisches Modell, welches von der ursprünglich verwendeten Testfahrt entkoppelt ist und für weitere Fahrzyklen zur Verfügung steht.

Weiter muss eine Schaltstrategie erzeugt werden. Dieses wurde ebenfalls aus der Testfahrt abgeleitet und dem „Fahrer“-Regler in der GT-SUITE-Umgebung übergeben. Mit der Annahme, dass sowohl der Originalbetrieb als auch 3/4-Zylinder-Betrieb im gleichen Fahrzeug dargestellt werden kann, liefert das Fahrzeugmodell nun einen Vergleich zwischen den beiden Varianten für verschiedene Testzyklen. Dies stellt somit die Möglichkeit dar, eine über ein reales Fahrprofil gewichtete Aussage zur Verbesserung des Kraftstoffverbrauchs zu erhalten.

Die zum Abgleich verwendete Testfahrt „TUK-LAF“ wurde am Lehrstuhl für Antriebe in der Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Kaiserslautern erzeugt und stellt eine

gültige RDE-Fahrt dar und wird im Folgenden vorgestellt.

Die Profile für Geschwindigkeit und Höhe der Testfahrt „TUK-LAF“ sind in Abbildung 99 dargestellt. Die Fahrt dauert 105 Minuten und ist 94,5km lang.

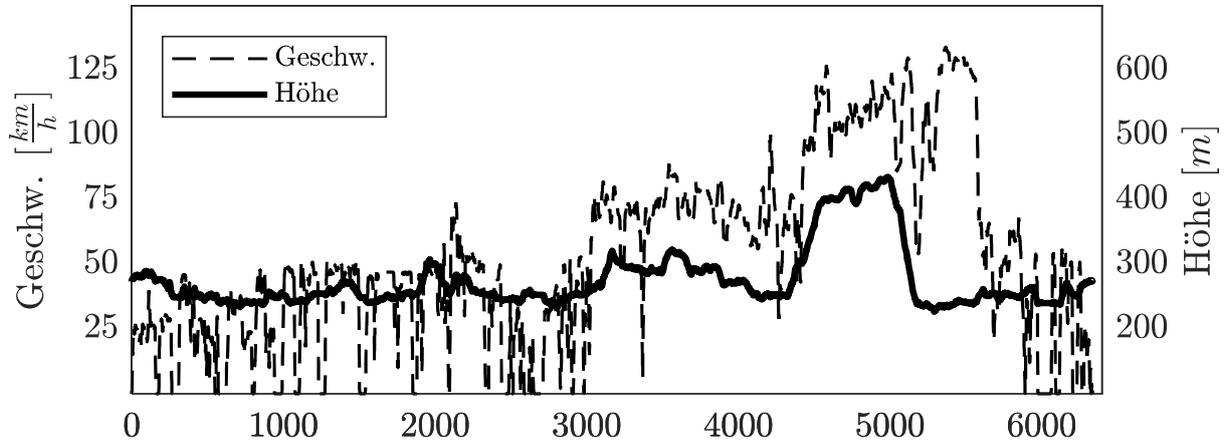


Abbildung 99: Geschwindigkeits- und Höhenprofil der Testfahrt „TUK-LAF“

Das Modell ist hinsichtlich der Verbrauchangaben des Herstellers in den bekannten Zyklen hinreichend genau und ist nun in der Lage den Verbrauch der Testfahrt mit modifiziertem Motor zu berechnen. Neben der oben genannten Testfahrt, wurden die relevanten Zyklen, NEFZ und WLTC, in beiden Motorvarianten simuliert. Eine Gegenüberstellung der Ergebnisse dieser Simulation ist in Abbildung 100 zu sehen. Im NEFZ kann somit 7,5% Verbrauchsvorteil generiert werden, im WLTC 6,7% und in im TUK-LAF 7,4%. Weiter reduziert der erweiterte Abschaltbereich im Vergleich mit einer Zweizylinderabschaltung die Umschalthäufigkeit. Im NEFZ gibt es 85% und im WLTP 78%weniger Umschaltungen. Im TUK-LAF fallen 82% weniger Umschaltungen an.

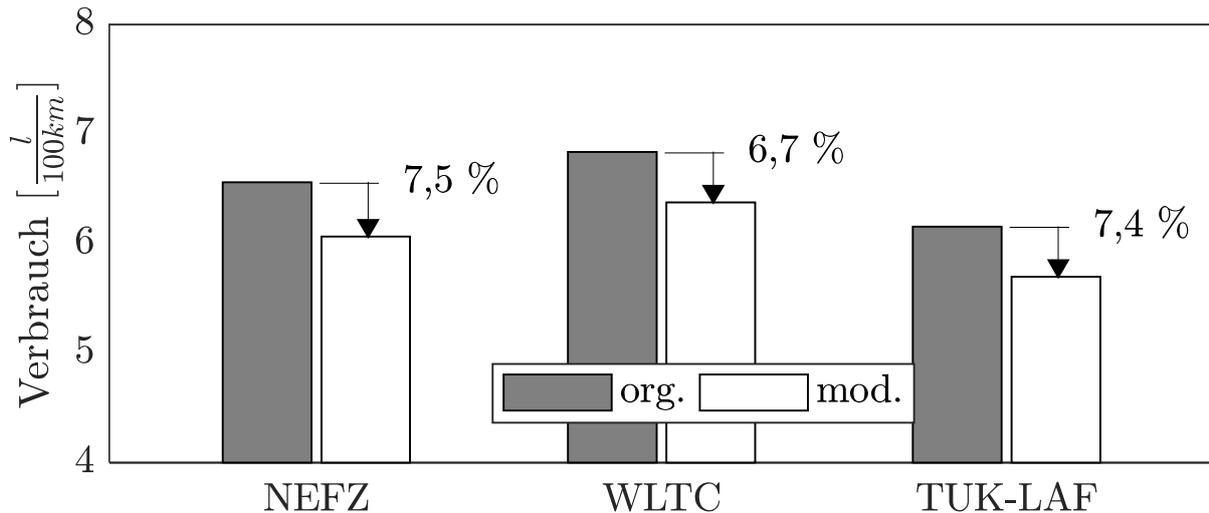


Abbildung 100: Streckenverbräuche im NEFZ, WLTC und im „TUK-LAF“

Die Verteilung der gemessenen Lastpunkte im Kennfeld ist in Abbildung 101 zu sehen. Man erkennt eine Anhäufung in einem Bereich zwischen  $1200\text{min}^{-1}$  und  $1700\text{min}^{-1}$ . Zusätzlich ist die Zeitverteilung der gefahrenen effektiven Mitteldrücke im rechten Diagramm zu sehen, welche weiter in 3-Zylinder- und 4-Zylinder-Betrieb unterteilt ist. Aus Gründen der Übersichtlichkeit, sind der Leerlaufanteil und die Schubanteile nicht dargestellt. In Rot dargestellt sind die relativen Anteile im 3-Zylinder-Betrieb. Man sieht bis  $p_{me} = 5\text{bar}$  ein hohes Niveau der Zeitanteile. Weiter zeigt sich, dass bei gegebener Umschaltkurve, die sich aus der Bestverbrauchbetrachtung ergibt, der Motor nurmehr 2,1% der Gesamtdauer im 4-Zylinder-Betrieb zu betreiben ist. Vor allem kann man die Zeitanteile eindeutig Beschleunigungsphasen zu ordnen. Das heißt, auch wenn die Drehungleichförmigkeit des 4-Zylinder-Betrieb bei stationären Messungen am Motorprüfstand vermeintlich hoch sind, es nicht die Tragweite im Fahrzeug mit sich bringt, da während der Beschleunigung eine Änderung der Drehzahl gewünscht ist.

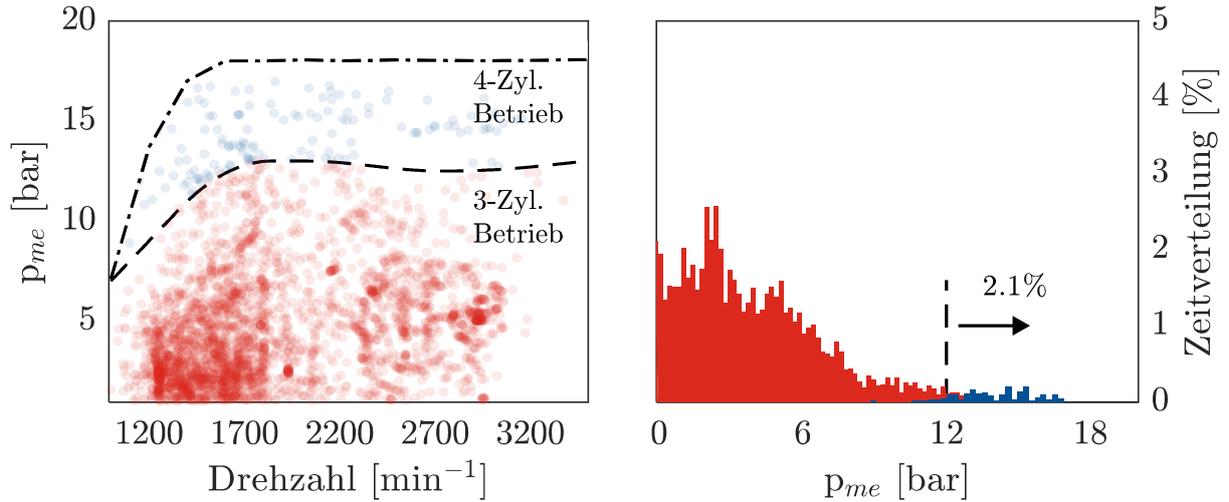


Abbildung 101: Lastpunkte und Zeitverteilung der RDE-Testfahrt

Woher genau die Verbrauchsvorteile stammen, kann am besten mittels Verlustteilung angewandt auf den gesamten Zyklus geschehen. Hierzu ist es möglich, das Fahrzeugmodell hinsichtlich der Verlustkennfelder aus Kapitel 6.4 zu erweitern. Damit lässt sich jedem Zeitschritt eine Verlustanalyse zuordnen. Somit erhält man mit Gl. (1) den kraftstoffgemittelten Verlust einer Kategorie für den gesamten Zyklus.

$$\Delta\eta_{i,\text{Gesamt}} = \frac{\int \dot{m}_{\text{Kr}}(t)\eta_i(t)dt}{\int \dot{m}_{\text{Kr}}dt} \quad (1)$$

In Abbildung 102 ist die Gesamtzyklusverlustteilung für den NEFZ, WLTC und den TUK-LAF zu sehen. Die geringe mittlere Geschwindigkeit und die gemäßigten Beschleunigungen im NEFZ erzeugt hohe Zeitanteile bei geringen Lastpunkten. Dies wirkt sich besonders in der Verbrennung im modifizierten Motor aus. Dieser Verlust stellt den einzigen dar, welcher nicht reduziert wird beziehungsweise mindestens auf gleichem Niveau bleibt. Hier wird die Problematik mit der Einspritzung (vgl. Kapitel 6.1) erneut deutlich. Wie gewünscht, zeigt die Lastpunktverschiebung das größte Potential in der Reduzierung der Ladungswechselverluste. Jedoch stellen die Verluste aufgrund der Kalorik und des Wärmeübergangs zusammen den größeren Beitrag zur Verlustreduzierung bei. Diese profitieren unmittelbar vom Absenken des Temperaturniveaus durch das erhöhte Restgasniveau im nichtaufgeladenen Bereich.

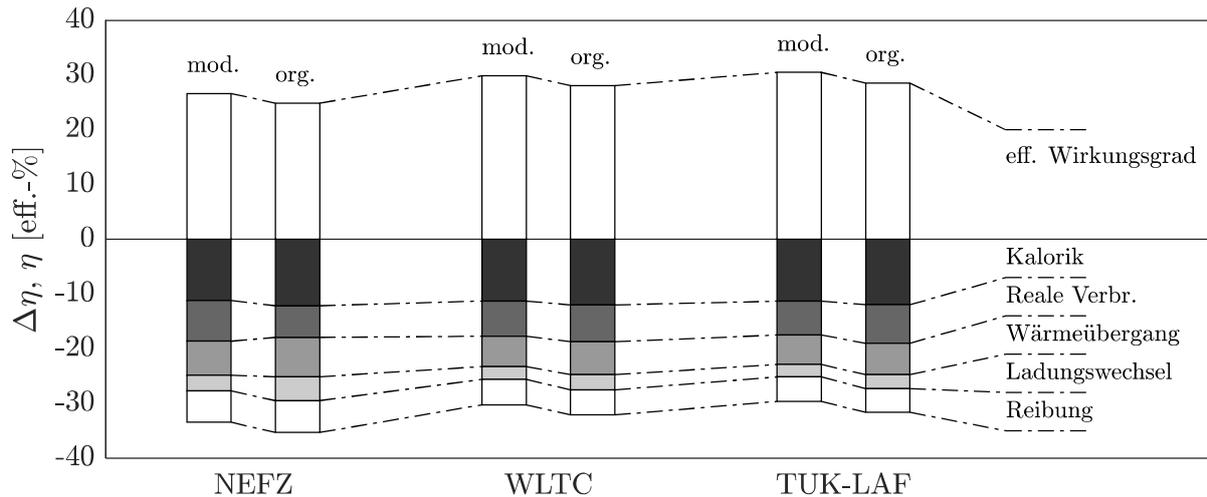


Abbildung 102 Verlustteilung über NEFZ, WLTC und TUK-LAF

Durch den Anstieg der Zeitanteile in höheren Lastpunkten im WLTP und im TUK-LAF verringert sich das Potential der Lastpunktverschiebung. Jedoch stellen die Ladungswechselverluste auch weiterhin die Kategorie mit der größten Verlustreduzierung von Originalmotor zu modifiziertem Motor dar. Überdies können die Verluste aufgrund der unvollständigen Verbrennung durch die höheren Lasten kompensiert werden. Hier zeigen sich die besseren Verbrennungsschwerpunkte bei höheren Lastpunkten als entscheidender Gegenpol. Weiter steigen zwar durch die besseren Verbrennungsschwerpunkte die Spitzentemperaturen aber das Gesamtniveau ist niedriger. Dies führt zu besseren kalorischen Eigenschaften während der Expansion und die Verluste aufgrund der Kalorik können weiterhin reduziert werden.

## 6.9 Möglichkeiten zur Weiterentwicklung

Das umgesetzte Prototypenaggregat in dieser Arbeit stellt nur einen Zwischenschritt des neuen Motorkonzept dar.

Für eine Weiterentwicklung der Betriebsstrategie und der Prozessführung ist ein Steuergerät notwendig, welches mit den Besonderheiten des Zuschaltkonzept ausgelegt ist.

Eine ATL-Auslegung wäre dienlich, welche einen Doppelstoßes bei niedrigen Drehzahlen besser auszunutzen vermag. Denkbar wäre eine größere Turbine, um weitere Verbrauchsvorteile bei höheren Drehzahlen durch eine Reduzierung des Abgasgegendrucks zu generieren. Durch das erhöhte Impulsangebot zweier ausschiebender Zylinder könnte das Low-End-Torque-Verhalten vergleichbar ausfallen.

Ein Auslassphasensteller würde bei niedrigen Drehzahlen im Abschaltbetrieb weitere Potenziale heben. Die Überschneidung kann verkleinert werden und ein Durchspülen bei frühen Einlassspreizungen verhindert.

Anders als bei einer Zweizylinderabschaltung mit kleinem Abschaltbereich, kommt es im neuen Motorkonzept nur zu einem Umschaltvorgang in höheren Lastbereichen. Der Abschaltbereich wird in den meisten Fällen nur verlassen, wenn der Fahrer beschleunigt. Die verbrauchssteigernde Drehmomentanpassung der Betriebsmodi fällt in dieser Situation nicht an und kann verbrauchoptimal geschehen.

Die Notwendigkeit einer Umschaltvorrichtung, wie sie bereits in der Serie umgesetzt ist, birgt durch den zusätzlichen Einsatz einer vollvariablen Ventilhubsteuerung weitere Möglichkeiten zur Entdrosselung des Ladungswechsels in der Teillast. Durch ein variables Einlassschließen kann das Brennverfahren darüber hinaus positiv beeinflusst werden.

Anpassungen des Einlasssystem können die Luftführung des Abschaltzylinder weitestgehend separat darstellen, um die Einflüsse auf den Sammlerdruck bei doppeltem Ansaugen zu reduzieren.

Eine weitere Besonderheit stellen erweiterte Konzepte dar, die die Abgase des Abschaltzylinder separieren und per Wastegate an der Turbine vorbeiführen können.

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist einer der entscheidenden Fortschrittstreiber in der Entwicklung von Verbrennungsmotoren. Dabei sind es die gesetzlichen Rahmenbedingungen, die immer wieder zu Innovationen führen. Mit dem Übergang vom NEFZ<sup>7</sup> zum neuen Zulassungsverfahren für Personenkraftwagen, dem WLTP<sup>8</sup> mit dem höherlastigen WLTC<sup>9</sup> und der Realfahrten im Rahmen der RDE<sup>10</sup>, erweitert sich der zulassungsrelevante Kennfeldbereich drastisch. Vor allem die Reduktion der Ladungswechselarbeit bei niedriger Last führte zu Technologien wie dem Downsizing und der Zylinderabschaltung. Beide beruhen auf dem Konzept der Lastpunktverschiebung, die zu einer Entdrosselung in der Teillast führt, wo besonders die Ladungswechselverluste einen überproportionalen Anteil des Kraftstoffeinsatzes beanspruchen. Jedoch zeigen beide Ansätze kaum Wirkungsgradvorteile bei höherer Last. Bei der Zylinderabschaltung ist das mögliche Kennfeld stark begrenzt. Jeder Umschaltvorgang benötigt eine absichtliche Verschlechterung des Wirkungsgrads für die Anpassung der Momentenabgabe, um diese ruckfrei für den Kunden zu gestalten. Dies trägt zu einem Teil des CO<sub>2</sub>-Ausstoss bei. Auch sind die verlängerten Zündabstände im Abschaltbetrieb nicht mit den Komfortansprüchen im Leerlauf vereinbar.

Starkes Downsizing bedingt ein Aufladekonzept mit frühem Low-End-Torque und hohen Ladedrücken. Dies führt zu einer Verringerung des Verdichtungsverhältnisses, um den durch die Aufladung erschlossenen Kennfeldbereich nicht durch die klopfbegrenzte Verbrennung überproportional im Wirkungsgrad zu reduzieren. Die Folgen des reduzierten thermischen Wirkungsgrads bestehen in höheren Abgastemperaturen und bedingen einen erhöhten Kraftstoffanreicherungsbedarf, um Bauteile vor thermischer Überbeanspruchung durch die erhöhten Leistungsdichten zu schützen. Es entsteht eine signifikante Abweichung des CO<sub>2</sub>-Ausstoss bei zyklusabweichendem, jedoch realitätsnäherem Kundenverhalten.

Das Ziel dieser Arbeit bestand darin, die Vorteile der Lastpunktverschiebung auszunutzen und die Nachteile eines konventionellem Downsizingkonzepts zu minimieren. Hierzu

---

<sup>7</sup> Neuer europäischer Fahrzyklus

<sup>8</sup> Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure

<sup>9</sup> Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle

<sup>10</sup> Real Driving Emissions

wurde basierend auf einem konventionellem 1,4l-Vierzylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung und Mono-Turboaufladung mit 90kW Nennleistung ein neues Motorkonzept mit Zylinderzuschaltung erarbeitet, umgesetzt und am Prüfstand vermessen.

Dieses Zuschaltkonzept beruht auf verlängerten Zündabständen, wie sie in Dreizylindermotoren zu finden sind. Zwei Zylinder arbeiten parallel. Im Grundmodus bleibt ein Zylinder deaktiviert. Die Lastpunktverschiebung wirkt auf einen vergrößerten Kennfeldbereich, weitet sich auf den Leerlaufbereich aus und ermöglicht den Motorstart. Es kommt zu einer effektiven Entkopplung der in der Zündfolge benachbarten Zylinder hinsichtlich der Beeinflussung durch Abgasstöße während der Überschneidungsphase der Ein- und Auslassventile, ohne den Einsatz einer kostenintensiven Flutentrennung, wie sie bei Twin-Scroll-ATL gegeben ist. Mittels konsequenter Optimierung der Ventilsteuerzeiten, wird die milder ausfallende Lastpunktverschiebung weiter im Wirkungsgrad angehoben. Das Restgasniveau in der Teillast ist an die geänderten Druckrandbedingungen im Saugrohr angepasst und die Möglichkeit auf eine Erhöhung für weitere Untersuchungen am Prüfstand vorgehalten. Zur Auslegung neuer Ventilhubkurven wird eine neuartige, eigens entwickelte, Methode für die Verlängerung der Steuerzeiten bei gleichbleibenden zulässigen Beschleunigungen verwendet. Die entwickelte Methodik stellt durch die Überführung diskretisierter Kurven in eine analytische Form die Grundlage für weitere Überlegungen hinsichtlich glatter Übertragungsfunktionen jeglicher Form dar.

Als Folge der Auslassstoßentkopplung durch die verlängerten Zündabstände entsteht ein positives Druckgefälle bei aktiver Aufladung, während der verlängerten Überschneidungsphase. Das effektiv nutzbare Druckgefälle ermöglicht es, über den gesamten aufgeladenen Kennfeldbereich den Brennraum mit Frischluft zu spülen. Späte Einlassspreizungen sind bevorzugt und werden durch ein Brennverfahren mit spätem Einlassschluss ergänzt, um weiter die Klopfrandbedingungen zu verbessern. Das Potential wird in den Aufladebereich erweitert. Im Zuschaltbetrieb bleiben die Wirkungsgradvorteile beibehalten und das gleichzeitige Zünden zweier Zylinder, gefolgt durch den verdoppelten Massenstrom auf den Turbolader, sorgt für ein früheres Low-End-Torque.

Jede Messung liegt als Abgleich und Verlustanalyse in der Motorprozesssimulation vor. Dies ermöglicht genaue Einblicke in Strömungsverhalten, Zusammensetzung der Zylinderfüllung und Thermodynamik. Weiter stellt der simulative Abgleich die Basis für

ein kennfeldbasiertes Fahrzeugmodell dar. Fahrzeugmessungen mit dem ursprünglichen Motor dienen als Abgleich für Aufwärmverhalten und Schaltstrategie. Zusammen ermöglicht das Fahrzeugmodell Aussagen des CO<sub>2</sub>-Ausstoss in zulassungsrelevanten Fahrzyklen.

Die nötigen Zusammenhänge für die Auslegung der modifizierten Bauteile wird dargelegt und Methoden zur Gestaltung angeführt. Zur Auslegung der Kurbelwellen wird eine eigens entwickelte Methode herangezogen. Diese erlaubt eine Auslegung von Kurbelwellen in generalisierter Form. Vor allem muss die Flexibilität des rotatorischen Ausgleichs von freien Kräften und Momenten erwähnt werden, die in Kombination mit Ausgleichswellen unkonventionelle Ausgleicharten hervorbringen vermag und nicht nur im gezeigten Beispiel von Nutzen ist.

Zusammenfassend zeigt diese Arbeit die Umsetzung eines Zuschaltkonzept, welches die Nachteile des Downsizings und der Zylinderabschaltung mit bestehender, etablierter Technologie reduziert. Es entsteht ein attraktives Konzept, um Potentiale zu heben, die sonst mit höheren Kosten verbunden sind.

Die Prüfstandsuntersuchungen zeigen in der niedrigen Teillast Verbrauchsvorteile bis zu 12%, welche durch die Lastpunktverschiebung mit der angepassten Restgasstrategie hervorgehen. In der Kennfeldvermessung führen die Restgasentkopplung in Kombination mit dem Brennverfahren mit späten Einlassventilschließen bereits ab einer Last von  $p_{me}=5\text{bar}$  Wirkungsgrade von über  $\eta_{eff} > 32\%$  ( $b_e < 270\text{g/kWh}$ ). Weiter wird in weiten Bereichen ein Wirkungsgrad von über  $\eta_{eff} > 34\%$  ( $b_e < 255\text{g/kWh}$ ) dargestellt. Der Bereich mit Bestverbräuchen ist aufgeweitet und steht bei mittleren Drehzahlen und Drehmomenten mit einem Wirkungsgrad von über  $\eta_{eff} > 36\%$  ( $b_e < 240\text{g/kWh}$ ) zur Verfügung. Ein minimaler spez. Verbrauch von  $b_e=234\text{g/kWh}$  und damit  $\eta_{eff} = 37\%$  bei einer Verdichtung von  $\varepsilon = 10$  zeigt sich als hervorragend im Vergleich mit aktuellen Serienmotoren.

Als Ausblick für kommende Fahrzeugmessungen zeigt das neue Motorkonzept in der Fahrzeugsimulation einen Verbrauchsvorteil von 7,4% im NEFZ-Verbrauchswert. Der CO<sub>2</sub>-Austoss im WLTC, welcher der zulassungsrelevante Zyklus der EU ist, kann um 6,7% reduziert werden.



## 8 Abkürzungsverzeichnis

$\text{CO}_2$	Kohlenstoffdioxid
$\text{CO}$	Kohlenstoffmonoxid
$\Delta\eta$	Verlust in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\Delta\eta_{\text{Kalorik}}$	Verluste aufgrund der kalorischen Eigenschaften von Realgas in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\Delta\eta_{\text{LW}}$	Ladungswechselperlust in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\Delta\eta_{\text{Reib}}$	Reibverlust in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\Delta\eta_{\text{Verbrennung}}$	Verluste aufgrund realer Verbrennung in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\Delta\eta_{\text{Wand}}$	Verluste aufgrund Wandwärmeübergänge in Bezug auf den Gleichraumwirkungsgrad im Rahmen einer Verlustanalyse
$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad des realen Prozesses
$\eta_{\text{GR}}$	thermischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozess
$\eta_{\text{th}}$	thermischer Wirkungsgrad
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_{\text{F}}$	Fanggrad
$\lambda_{\text{LA}}$	Luftaufwand
$\lambda_{\text{LG}}$	Liefergrad
$M_{\text{D}}$	Motordrehmoment
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\varphi$	Abgaskomponente
$^{\circ}\text{KW}$	Grad Kurbelwelle
$^{\circ}\text{NW}$	Grad Nockenwelle
Aö	Auslassventil öffnet - Öffnungsevent der Auslassventile
As	Auslassventil schließt - Schließevent der Auslassventile
AS	Auslassspreizung

---

ATL	Abgas-Turbo-Aufladung
$b_e$	Effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$b_i$	Innerer/indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
CA50	50% Verbrennungsumsatz
COV	Variationskoeffizient
DI	Direkteinspritzung
Eö	Einlassventil öffnet - Öffnungsevent der Einlassventile
Es	Einlassventil schließt - Schließevent der Einlassventile
ES	Einlassspreizung
H <sub>2</sub> O	Wasser(dampf)
HC	Kohlenwasserstoffe
HDP	Hochdruckpumpe
H <sub>U</sub>	Unterer Heizwert
LET	Low-End-Torque
LWOT	Ladungswechsel-Oberer-Totpunkt, Oberer Totpunkt im Ladungswechsel
$\dot{m}_{Kr}$	Kraftstoffmassenstrom
n	Drehzahl
NEFZ	Neuer Europäischen Fahrzyklus
NO <sub>x</sub>	Stickstoffoxide, Stickoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
P <sub>e</sub>	Effektive Leistung
p <sub>HDP</sub>	Spezifische Arbeit des Hochdruckprozess, Hochdruckmitteldruck
p <sub>LW</sub>	Spezifische Arbeit des Ladungswechsels, Ladungswechselmitteldruck
p <sub>me</sub>	Spezifische Arbeit, Mitteldruck
p <sub>mi</sub>	Spezifische Innere/indizierte Arbeit, Innerer/indizierter Mitteldruck
p <sub>mr</sub>	Spezifische Reibarbeit, Reibmitteldruck
q <sub>zu</sub>	spez. zugeführte Energie über den Kraftstoff
RDE	Real Driving Emissions
TUK-LAF	RDE-konformer Fahrzyklus des Lehrstuhls für Antriebe in der Fahrzeugtechnik der Technischen Universität Kaiserslautern
UT	Unterer Totpunkt
V <sub>H</sub>	Hubvolumen gesamter Motor

---

V <sub>h</sub>	Hubvolumen Zylinder
W <sub>e</sub>	Effektive Arbeit
WG	Wastegate
W <sub>HD</sub>	Hochdruckarbeit, Arbeit der Arbeitstakte
W <sub>i</sub>	Innere/indizierte Arbeit
WLTC	Worldwide harmonized Light vehicles Test Cycle
WLTP	Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure
W <sub>LW</sub>	Ladungswechselerarbeit, Arbeit der Ladungswechseltakte
W <sub>r</sub>	Reibarbeit
x <sub>res</sub>	Restgasanteil
ZAS	Zylinderabschaltung
ZOT	Zündungs-Oberer-Totpunkt, Oberer Totpunkt im Arbeitstakt
ZZP	Zündzeitpunkt

## 9 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: FEV-Streuband – Kraftstoffverbrauch bei $n=2000\text{min}^{-1}$ und $p_{me}=2\text{bar}$ [8].....	2
Abbildung 2: Flügelzellenphasensteller der Fa. HILITE [16] - links; Elektrischer Phasensteller von Timken Company [17] - rechts .....	5
Abbildung 3: Ventilhubumschaltung AVS der AUDI AG [19].....	6
Abbildung 4: Umschalthebel (von links nach rechts) der Fa. MAHLE [21], EATON [22] und DELPHI [15] .....	6
Abbildung 5: Umschalttasse PORSCHE VARIOCAM PLUS [15].....	7
Abbildung 6: Vergleich der Einspritzzeiten von Benzin-Direkteinspritzung und Saugrohreinspritzung -links; Ansteuerung des Hochdruck-Einspritzventils HDEV der ROBERT BOSCH GmbH - rechts (a Ansteuersignal, b Stromverlauf im HDEV, c Nadelhub, d eingespritzte Kraftstoffmenge) [24] .....	8
Abbildung 7: Ausschnitt des spez. Verbrauchskennfelds eines Ottomotors (eigene Darstellung).....	11
Abbildung 8: NEFZ-Bereiche mit verschiedenen Downsizing-Graden [34] .....	12
Abbildung 9: Verbrauchspotential im Zylinderabschaltbetrieb des VW 1,4l Vier-Zylindermotor mit Turboaufladung und Direkteinspritzung von 2012 [20] .....	14
Abbildung 10: Vier-Takt-Prozess.....	17
Abbildung 11 Strategien zur internen Restgassteuerung - Einlasshub (Volllinie); Auslasshub gestrichelte (Linie).....	21
Abbildung 12 Vergleich Restgas- gegen Lambdaänderung .....	23
Abbildung 13: pV- und TS-Diagramm des Gleichraumprozess .....	25
Abbildung 14: Gleichraumwirkungsgrad in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses und Isentropenexponent .....	26
Abbildung 15: Ladungswechsel bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ und $p_{me}=7\text{bar}$ ; Ein- und Auslasshubkurven hinterlegt (gepunktete Linie); Druck im Zylinder und im Einlass- und Auslasssystem (oben), Massenströme durch die Ein- und Auslassventile (unten) .....	28
Abbildung 16: pV-Diagramm bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ und $p_{me}=7\text{bar}$ ; Hochdruckschleife hellgrau hinterlegt, Ladungswechsel dunkelgrau hinterlegt; Eö: Einlassventil öffnet, Es: Einlassventil schließt, Aö: Auslassventil öffnet,	

As: Auslassventil schließt .....	29
Abbildung 17: relativer Beitrag der Ladungswechselarbeit zur Gesamtarbeit .....	31
Abbildung 18: relativer Beitrag der Ladungswechselarbeit zur Gesamtarbeit mit unterschiedlicher Anzahl aktiver Zylinder.....	32
Abbildung 19: normierter Kraftstoffumsatz und Umsatzrate.....	33
Abbildung 20: Zylinderdruckverlauf mit und ohne klopfende Verbrennung [57] .....	37
Abbildung 21: Oktanzahlbedarf über Lambda .....	38
Abbildung 22: spez. isobare und isochore Wärmekapazität und Isentropenexponent von trockener Luft, Restgas und einem stöchiometrischen Luft-Oktan-Gemisch (eigene Darstellung, Daten aus [72]) .....	43
Abbildung 23: Einfluss der Last auf den Wandwärmübergang bei $n=2500\text{min}^{-1}$ ...	45
Abbildung 24: Kurbelstern eines 4-Zylinder Motors erster und zweiter Ordnung der oszillierenden Massenkräfte und -momente.....	51
Abbildung 25: Steuerzeitendiagramm.....	53
Abbildung 26: Ventilhub, -geschwindigkeit und -beschleunigung.....	54
Abbildung 27: Ordnungsanalyse der Ventilbeschleunigung (links), synthetisches Campbell-Diagramm (rechts).....	56
Abbildung 28 Allgemeine Geometrie der Kurbelwelle und des Einzelzylinderkurbeltriebs .....	60
Abbildung 29: Kurbelsternvergleich des Originalmotors und des neuen Motorkonzepts.....	61
Abbildung 30: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei $n=3000\text{min}^{-1}$ - Zündfolgenstudie.....	62
Abbildung 31: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei $n=3000\text{min}^{-1}$ - Ausgleichsgradvergleich .....	63
Abbildung 32: 50%-Ausgleichs der freien Momente mit variablem Ausgleich der freien Massenkräfte .....	64
Abbildung 33: Freie Massenkräfte und -momente am Kurbelgehäuse bei $n=3000\text{min}^{-1}$ - Ausgleichsgradvergleich .....	64
Abbildung 34: Neue Kurbelwelle (oben) im Vergleich zur Originalwelle (unten)....	65
Abbildung 35: Neue Auslass- (oben) und Einlassnockenwelle (unten) .....	66
Abbildung 36: Restgasniveau über Einlassspreizung.....	68
Abbildung 37: Steuerdiagramm mit der Neuauslegung der Hubkurben mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit .....	71

Abbildung 38: Neuauslegung der Hubkurven mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit - Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe (Volllinie); Originalkurven (Strichlinie).....	72
Abbildung 39: Prüfstands Aufbau 3/4-Zylinder .....	73
Abbildung 40 Messung - Einspritzdruck und -dauer über Einlassspreizung bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	75
Abbildung 41 Messung - Einlasssammlerdruck und simulativer Restgasgehalt über Einlassspreizung und Differenzenbetrachtung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ .....	77
Abbildung 42 Messung - Effektiver und indizierter spezifischer Verbrauch über Einlassspreizung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ .....	78
Abbildung 43 Messung - Ladungswechselarbeit eines Zylinders und des ganzen Motors über Einlassspreizung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $M_D=33.3\text{Nm}$ .....	78
Abbildung 44 Messung - Spezifischer Reibmitteldruck und Brenndauer über Einlassspreizung bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ .....	79
Abbildung 45 Restgasverlauf, momentaner Isentropenexponent und spez. Wärmekapazität im Zylinder bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	80
Abbildung 46 Kumulierter Brennverlauf und Umsatzrate bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	81
Abbildung 47 Temperatur im Zylinder und Wandwärmestrom bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	82
Abbildung 48 p-V-Diagramm und Massenströme durch die Ventile bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	83
Abbildung 49 Verlustteilung über den gesamten Motor bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=3\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	84
Abbildung 50 Messung - Einlasssammlerdruck und Restgasgehalt über Einlassspreizung bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	85
Abbildung 51 Messung - Brenndauer und Verbrennungsschwerpunkt über Einlassspreizung bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	86
Abbildung 52 Messung - effektiver spezifischer Verbrauch und Variationskoeffizient über Einlassspreizung bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	86
Abbildung 53 Messung - Druck- und Summenheizverläufe mit minimalem und maximalem Restgasanteil bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ .....	88
Abbildung 54 Verlustteilung über den gesamten Motor bei $n=1300\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=2\text{bar}$ , $ES=80^\circ\text{KW}$ .....	89

Abbildung 55 Verbrennungsverluste über den gesamten Motor bei n=1300min <sup>-1</sup> , p <sub>me</sub> =2bar .....	90
Abbildung 56 Messung - Spez. CO- und HC-Emissionen und Verbrennungswirkungsgrad über Einlassspreizung bei n=1300min <sup>-1</sup> , p <sub>me</sub> =2bar ..	90
Abbildung 57 Messung - Überschneidungsphase im Originalmotor bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=80°KW .....	93
Abbildung 58 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=80°KW .....	94
Abbildung 59 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=100°KW .....	94
Abbildung 60 Messung - Überschneidungsphase im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	95
Abbildung 61 Messung - Überschneidungsphase des vierten Zylinders im 4- Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	96
Abbildung 62 Messung - Überschneidungsphase des dritten Zylinders im 4- Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	96
Abbildung 63 Messung - spezifische CO-, O <sub>2</sub> -Emissionen (links) und Lambda (rechts) über Einlassspreizung bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar .....	97
Abbildung 64 Messung - spezifische NO <sub>x</sub> - und HC-Emission (links); Verbrennungswirkungsgrad und spez. Verbrauch über Einlassspreizung bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar .....	98
Abbildung 65 Messung - Ladungswechselschleife im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	99
Abbildung 66 Zusammensetzung der Zylinderfüllung im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	100
Abbildung 67 Messung - 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW - Einlasssammlerdruck (grauer Volllinie: Einzelzyklen; schwarze Volllinie: Mittelwert) und Einlasshöhe (Punktlinie: Zylinder 1 und 4; Strichlinie: Zylinder 2; Strich-Punkt-Linie: Zylinder 3) .....	101
Abbildung 68 Verlustteilung der einzelnen Zylinder im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei n=2000min <sup>-1</sup> , p <sub>mi</sub> =16bar, ES=120°KW .....	101

Abbildung 69 Messung - Druck-, Temperatur-, und Heizverlauf der verschiedenen Betriebsmodi mit spülendem Ladungswechsel bei $n=2000\text{min}^{-1}$	104
Abbildung 70 Wirkungsgradanalyse der verschiedenen Betriebsmodi mit spülendem Ladungswechsel bei $n=2000\text{min}^{-1}$ .....	105
Abbildung 71 Messung - spezifischer Verbrauch über Heizverlaufschwerpunkt bei $n=1400\text{min}^{-1}$ und $p_{mi}=14\text{bar}$ .....	106
Abbildung 72 Messung - Kraftstoffverbrauchs Differenz über Heizverlaufschwerpunkt bei $n=1400\text{min}^{-1}$ und $p_{mi}=14\text{bar}$ .....	107
Abbildung 73 Verdichterkennfeld - Zündwinkelvariation bei verschiedenen Einlassspreizungen bei $n=1400\text{min}^{-1}$ und $p_{mi}=14\text{bar}$ im Originalmotor und im 3-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors.....	107
Abbildung 74 Druckverhältnis über Massenstrom über Verdichter bei $n=1400\text{min}^{-1}$ und $p_{mi}=14\text{bar}$ .....	108
Abbildung 75 Verbrauchsvorteil bei $n=1400\text{min}^{-1}$ , $p_{mi}=14\text{bar}/p_{me}=10\text{bar}$ .....	109
Abbildung 76 Messung - Ladedruckregelschwankungen im 4-Zylinder-Betrieb des modifizierten Motors bei niedriger Drehzahl.....	110
Abbildung 77 Vollastlinie (links) und Druckverhältnis über Verdichtermassenstrom (rechts) .....	112
Abbildung 78 Messung - spez. Stickoxidemissionen und Temperatur vor Turbine über Einlassspreizung bei $n=2500\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=4\text{bar}$ .....	113
Abbildung 79 Messung - Indizierter Mitteldruck des deaktivierten Zylinders (Isolinien: Volllinie, dünn); Maximaler indizierter Mitteldruck der Messkampagne eines aktiven Zylinders (Volllinie, dick) .....	116
Abbildung 80 Messung - p-V-Diagramme des abgeschalteten Zylinders für Takt 1 und 2 (links) und Takt 3 und 4 (rechts) .....	117
Abbildung 81 Messung - Maximaldruck des abgeschalteten Zylinders (Isolinien: Volllinie, dünn); Maximaler indizierter Mitteldruck der Messkampagne eines aktiven Zylinders (Volllinie, dick) .....	117
Abbildung 82 Simulative Betrachtung der Reibung im Kurbeltrieb und der Kolbengruppe für verschiedene Abschaltkonzepte .....	119
Abbildung 83 Aufschlüsselung der simulativen Reibleistung der einzelnen Komponenten des Kurbeltriebs bei $n=2000\text{min}^{-1}$ , $p_{me}=10\text{bar}$ .....	120
Abbildung 84: Aktive Zylinder für die 3/4-Zylinder Kennfelderstellung.....	121
Abbildung 85: Bereichsbeschreibung im Kennfeld.....	122

Abbildung 86: Messung - Einlasspreizung, Einlassschließen und Ventilüberschneidung im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts) .....	124
Abbildung 87: Messung - Einlasssammlerdruck, Druckdifferenz von Einlass- zu Auslasssystem im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts) .....	125
Abbildung 88: Restgasgehalt im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts) .....	126
Abbildung 89: Messung - Ladungswechselerbeit im 3/4-Zylinder-Betrieb (Umschaltlinie, gestrichelt) .....	127
Abbildung 90: Messung - Lastbezogenes Differenzkennfeld (mod. –org. pme); (Umschaltlinie, gestrichelt) .....	127
Abbildung 91: Messung - Spitzendruck, globales Verbrennungsluftverhältnis und Temperatur vor Turbine im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links; Umschaltlinie, gestrichelt) und im Originalbetrieb (org., rechts) .....	129
Abbildung 92: Messung - Verbrennungsschwerpunkt und Brenndauer im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt .....	130
Abbildung 93: Messung - CO und O <sub>2</sub> im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt .....	132
Abbildung 94: Messung - NO <sub>x</sub> und HC im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt .....	133
Abbildung 95: Spezifischer Verbrauch der Kennfeldvermessung im 3/4-Zylinder-Betrieb mit gestrichelter Umschaltlinie.....	134
Abbildung 96: Differenz des spezifischen Verbrauchs der Kennfeldvermessung des 3/4-Zylinder-Betriebs ( <i>mod.-org.org.</i> ) mit gestrichelter Umschaltlinie.....	135
Abbildung 97 Verlustkennfelder - Kalorik (Oben), Verbrennung (Mitte), und Wandwärmeübergang (Unten) im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt .....	136
Abbildung 98 Verlustkennfelder - Ladungswechsel (Oben), Reibung (Mitte) und effektive Arbeit (Unten) im 3/4-Zylinder-Betrieb (mod., links) und im Differenzkennfeld (mod. - org., rechts); Umschaltlinie, gestrichelt .....	137
Abbildung 99: Geschwindigkeits- und Höhenprofil der Testfahrt „TUK-LAF“ ....	139
Abbildung 100: Streckenverbräuche im NEFZ, WLTC und im „TUK-LAF“ .....	140

---

Abbildung 101: Lastpunkte und Zeitverteilung der RDE-Testfahrt.....	141
Abbildung 102 Verlustteilung über NEFZ, WLTC und TUK-LAF .....	142
Abbildung 103 Allgemeine Geometrie der Kurbelwelle und des Einzelzylinderkurbeltriebs .....	169
Abbildung 104: Geometrie des Kurbeltriebs .....	171
Abbildung 105: Ordnungsanalyse des Kolbenwegs .....	172
Abbildung 106: Ordnungsanalyse der Massenkraft des Kolbens bei $n=3000\text{min}^{-1}$	173
Abbildung 107: Eigenschaften der komplexer Kreisfunktion.....	174
Abbildung 108: Kurbelstern erster und zweiter Ordnung der oszillierenden Massenkräfte und -momente .....	176
Abbildung 109: Möglichkeiten zur Anordnung von Ausgleichswellen.....	182
Abbildung 110 Kräfte am Einzylinder-Triebwerk.....	183
Abbildung 111: Ordnungsanalyse des freien Moments der Kolbenführungskraft bei $n=3000\text{min}^{-1}$ .....	185
Abbildung 112: Vergleich unterschiedlicher Auslegungsmöglichkeiten für einen 50%-Ausgleich der freien Kräfte und Momente.....	190
Abbildung 113: Vergleich unterschiedlicher Auslegungsmöglichkeiten für einen 10%-Ausgleich der freien Kräfte und 50%-Ausgleich Momente.....	191
Abbildung 114: Approximation des Beschleunigungsverlauf durch skalierte Sprungfunktionen .....	194
Abbildung 115: Polynom 2.- 4.- und 10.-Ordnung als Beispiel für Übergangsfunktionen.....	196
Abbildung 116: Halbseitiger Beschleunigungsverlauf (links) und zerlegte Darstellung der glatten Sprünge (rechts) .....	198
Abbildung 117: Neuauslegung der Hubkurven mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit - Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe.....	199

## 10 Literatur

- [1] *Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015: Adoption of the Paris Agreement*, 2016. [Online]. Verfügbar unter:  
<https://unfccc.int/process/conferences/pastconferences/paris-climate-change-conference-november-2015/paris-agreement>
- [2] R. K. Pachauri und L. Mayer, Hg., *Climate change 2014: Synthesis report*. Geneva, Switzerland: Intergovernmental Panel on Climate Change, 2015.
- [3] Intergovernmental Panel on Climate Change, „Klimaänderung 2014 – Minderung des Klimawandels“.
- [4] ACEA, *Passenger car fleet by fuel type, European Union*. [Online]. Verfügbar unter:  
<https://www.acea.auto/figure/passenger-car-fleet-by-fuel-type/> (Zugriff am: 2022).
- [5] *Verordnung (EU) 2019/631 des Europäischen Parlaments und des Rates vom 17. April 2019 zur Festsetzung von CO<sub>2</sub>-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 443/2009 und (EU) Nr. 510/2011 (Text von Bedeutung für den EWR.)*.
- [6] *Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission vom 18. Juli 2008 zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*.
- [7] *Verordnung über die Emissionsberichterstattung nach dem Brennstoffemissionshandelsgesetz für die Jahre 2021 und 2022 (Emissionsberichterstattungsverordnung 2022 - EBeV 2022)*, 2020.

- 
- [8] M. Klüting, St. Missy und C. Schwarz, Hg., *Potenziale des Strahlgeführten Benzin-DI-Brennverfahrens in Verbindung mit Aufladung*, 2005.
- [9] H. Unger, C. Schwarz, J. Schneider und K.-F. Koch, „Die Valvetronic“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 69, 7-8, S. 598–605, 2008, doi: 10.1007/BF03227471.
- [10] Benedikt Klaus, Hubert Fischer, Julian Lerch, Dirk Leinhos, Hg., *BMW VALVETRONIC – Ladungswechselsteuerung von Teillast bis Vollast*, 2015.
- [11] J. Liebl, M. Klüting, J. Poggel und S. Missy, „Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 62, 7-8, S. 570–579, 2001, doi: 10.1007/BF03227352.
- [12] C. Schwarz, E. Schünemann, B. Durst, J. Fischer und A. Witt, „Potentials of the Spray-Guided BMW DI Combustion System“ in *SAE 2006 World Congress & Exhibition*, 2006, doi: 10.4271/2006-01-1265.
- [13] T. G. Leone und M. Pozar, „Fuel Economy Benefit of Cylinder Deactivation - Sensitivity to Vehicle Application and Operating Constraints“ in *SAE Technical Paper 2001-01-3591*, 2001.
- [14] J. Schommers, U. Kleinecke, J. Miroll und A. Wirth, „Der neue Mercedes-Benz Zwölfzylindermotor mit Zylinderabschaltung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 61, Nr. 6, S. 392–400, 2000, doi: 10.1007/BF03226579.
- [15] MAHLE GmbH, *Ventiltrieb: Systeme und Komponenten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013.
- [16] Hilite Germany GmbH, *Unternehmensbroschüre, Stand 0507*. Marktheidenfeld 2007.
- [17] X. Ai, M. Wilmer und D. Remboski, „Electrical Variable Cam Phase Shifter for Internal Combustion Engine“ in *SAE World Congress & Exhibition*, 2008, doi: 10.4271/2008-01-1351.
- [18] R. Wurms, R. Budack, J. Böhme, R. Dornhöfer, A. Eiser und W. Hatz, „Der neue 2.0L-TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4 — die nächste Generation

der Audi Turbo-FSI-Technologie“. 2008.

- [19] AUDI AG - Das AVS-Prinzip, *Das AVS-Prinzip*. Ingolstadt, 2021.
- [20] H. Middendorf, J. Theobald, L. Lang und K. Hartel, „The 1.4-l TSI Gasoline Engine with Cylinder Deactivation“, *MTZ worldwide*, S. 186–193, 2012, 2012.
- [21] *MAHLE GmbH*.
- [22] *EATON Corporation plc*. Dublin.
- [23] M. Beer, W. Held, M. Kerkau und A. Rehr, „Der neue Motor des Porsche 911 Turbo“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 61, Nr. 11, S. 730–743, 2000, doi: 10.1007/BF03227310.
- [24] K. Reif, *Bosch Grundlagen Fahrzeug- und Motorentechnik*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 2011.
- [25] H. Pucher und K. Zinner, *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2012.
- [26] K. Menny, *Strömungsmaschinen: Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen : mit 36 Tabellen*, 5. Aufl. Wiesbaden: B.G. Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH Wiesbaden, 2006.
- [27] C. Pfeleiderer und H. Petermann, *Strömungsmaschinen*, 7. Aufl. Berlin: Springer, 2005. [Online]. Verfügbar unter: <http://lib.mylibrary.com/detail.asp?id=62248>
- [28] F. Payri, F. Boada und V. Macián, „Reduction of Pumping Losses By the Use of a Variable Valve Timing System“, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Transport Engineering*, Jg. 198, Nr. 4, S. 295–300, 1984, doi: 10.1243/PIME\_PROC\_1984\_198\_157\_02.
- [29] J. Scharf, T. Uhlmann, A. Balazs und R. Tharmakulasingham, „Gezielte Wirkungsgradoptimierung des Ottomotorkennfelds“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 77, Nr. 6, S. 36–41, 2016, doi: 10.1007/s35146-016-0041-4.

- 
- [30] B. Hu, S. Akehurst und C. Brace, „Novel approaches to improve the gas exchange process of downsized turbocharged spark-ignition engines: A review“, *International Journal of Engine Research*, Jg. 17, Nr. 6, S. 595–618, 2016, doi: 10.1177/1468087415599866.
- [31] D. Han, S.-K. Han, B.-H. Han und W.-T. Kim, „Development of 2.0L Turbocharged DISI Engine for Downsizing Application“ in *SAE Technical Paper 2007-01-0259*, 2007.
- [32] G. Mastrangelo, D. Micelli und D. Sacco, „Extremes Downsizing durch den Zweizylinder-Ottomotor von Fiat“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 2, S. 88–95, 2011, doi: 10.1365/s35146-011-0024-4.
- [33] O. A. Kutlar, H. Arslan und A. T. Calik, „Methods to improve efficiency of four stroke, spark ignition engines at part load“, *Energy Conversion and Management*, Jg. 46, Nr. 20, S. 3202–3220, 2005, doi: 10.1016/j.enconman.2005.03.008.
- [34] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer-Verlag, 2008.
- [35] U. D. Grebe, I. Janthur, J. Quarg und G. Schlarb, „Der neue Zweiliter-Turbo-Ottomotor im Opel Coupé“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 62, Nr. 2, S. 126–135, 2001, doi: 10.1007/BF03227319.
- [36] G. Böhler, U. D. Grebe, T. Löhnert, M. Pöpperl und K. Steffens, „Der neue 1,8-l-Vierzylinder-Ottomotor für Opel-Automobile“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 66, Nr. 4, S. 242–251, 2005, doi: 10.1007/BF03226729.
- [37] J. Böhme, M. Jung, G. Fröhlich, D. Pfannerer, T. Märkle und C. Felsmann, „Der neue 1,8-l-Vierzylinder-T-FSI-Motor von Audi“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 67, Nr. 10, S. 734–747, 2006, doi: 10.1007/BF03225414.
- [38] H.-S. Braun *et al.*, „Der neue Zwölfzylinder-Ottomotor von BMW“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 70, Nr. 11, S. 840–849, 2009, doi: 10.1007/BF03225526.
- [39] N. Merdes, C. Enderle, G. Vent und R. Weller, „Der Neue Vierzylinderottomotor mit Turboaufladung von Mercedes-Benz“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 12, S.

- 942–951, 2011, doi: 10.1365/s35146-011-0204-2.
- [40] T. Niizato, M. Shibata, M. Fischer und U. Reinschmidt, „Der neue 1,0-l-Dreizylinder-Ottomotor von Honda“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 79, Nr. 1, S. 18–25, 2018, doi: 10.1007/s35146-017-0145-5.
- [41] M. Shirasaka, „Der neue 2,0-l-Vierzylinder-Boxer-Ottomotor von Subaru“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 72, Nr. 11, S. 866–873, 2011, doi: 10.1365/s35146-011-0188-y.
- [42] A. Welter, T. Bruener, H. Unger, U. Hoyer und U. Brendel, „Der neue aufgeladene Reihensechszylinder-Ottomotor von BMW“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 68, Nr. 2, S. 80–89, 2007, doi: 10.1007/BF03225447.
- [43] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, K. Persigehl und W. Wendt, „Der 1,0-l-Dreizylinder-TSI-Motor im modularen Baukasten von Volkswagen“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 75, Nr. 11, S. 32–39, 2014, doi: 10.1007/s35146-014-0552-9.
- [44] R. Friedfeldt, T. Zenner, R. Ernst und A. Fraser, „Dreizylinder-Ottomotor mit Direkteinspritzung und Turboaufladung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 73, Nr. 5, S. 354–363, 2012, doi: 10.1007/s35146-012-0308-3.
- [45] M. Fortnagel *et al.*, „Der neue Mercedes-Benz-Zwölfzylindermotor mit Zylinderabschaltung“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 61, Nr. 5, S. 280–291, 2000, doi: 10.1007/BF03226570.
- [46] A. Falkowski, M. McElwee und U. Geiger, Hg., *Features and Development of the DaimlerChrysler 5.7L HEMI® Engine Multi-Displacement System*, 2005.
- [47] B. Gush, M. Fleiss, S. Baron-Oxberry, J. Humphries und T. Seipel, „Der neue 6  $\frac{3}{4}$ -l-V8-Turbomotor für den Bentley Mulsanne“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 70, Nr. 11, S. 798–807, 2009, doi: 10.1007/BF03225523.
- [48] Friedrich Eichler, Jörg Gindele, Martin Hart, Thomas Ramsteiner, Gerald Thater und Telse Tschamon, Hg., *The New AMG 5.5 l V8 Naturally Aspirated Engine with Cylinder Shut-off*, 2011.
- [49] C. Brünglinghaus, „Neuer 1,5-l-TSI-Motor von Volkswagen kommt Ende 2016“ in

- Wiener Motorensymposium*, 2016.
- [50] H. Faust und M. Scheidt, „Möglichkeiten und Grenzen der Zylinderabschaltung im Antriebsstrang“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 77, Nr. 6, S. 82–87, 2016, doi: 10.1007/s35146-016-0072-x.
- [51] S. Doller, S. Franke, S. Sengpiel und T. Semper, „IAV-Zuschaltkonzept zur CO<sub>2</sub>-Reduzierung bei Ottomotoren“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 74, Nr. 12, S. 960–965, 2013, doi: 10.1007/s35146-013-0286-0.
- [52] R. Flierl, F. Lauer, M. Breuer und W. Hannibal, „Cylinder Deactivation with Mechanically Fully Variable Valve Train“ in *SAE Int. J. Engines 5(2)*, 2012, S. 207–215.
- [53] T. Kortwittenborg und F. Walter, „Strategy to Control the Cylinder Deactivation“, *MTZ worldwide*, Feb. 2013, 2013.
- [54] N. Held, *Zylinderdruckbasierte Regelkonzepte für Sonderbrennverfahren bei Pkw-Dieselmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017.
- [55] K.-N. Jippa, *Onlinefähige, thermodynamikbasierte Ansätze für die Auswertung von Zylinderdruckverläufen*. Zugl.: Stuttgart, Univ., Diss., 2003. Renningen: Expert-Verl., 2004.
- [56] Gamma Technologies LLC, *GT-SUITE - Mechanics Theory Manual*.
- [57] Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen, Hg., *Abschlussbericht Sonderforschungsbereich 224 - "Motorische Verbrennung"*. [Online]. Verfügbar unter: <http://www.sfb224.rwth-aachen.de/bericht.htm>
- [58] J. Ganser, *Untersuchungen zum Einfluß der Brennraumströmung auf die klopfende Verbrennung*, 1994.
- [59] W. Bick, *Einflüsse geometrischer Grunddaten auf den Arbeitsprozess des Ottomotors bei verschiedenen Hub-Bohrungs-Verhältnissen*, 1990.
- [60] S. Kadunic, „Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Ottomotor“. Dissertation.

- 
- [61] B. Galmiche, F. Halter und F. Foucher, „Effects of high pressure, high temperature and dilution on laminar burning velocities and Markstein lengths of iso-octane/air mixtures“, *Combustion and Flame*, Jg. 159, Nr. 11, S. 3286–3299, 2012, doi: 10.1016/j.combustflame.2012.06.008.
- [62] S. Ohler, „Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren“. Ph.D. Thesis, Universität der Bundeswehr Hamburg, 2014.
- [63] S. Russ, „A Review of the Effect of Engine Operating Conditions on Borderline Knock“ in *International Congress & Exposition*, 1996, doi: 10.4271/960497.
- [64] M. Kratzsch und M. Günther, Hg., *Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung: Mit 35 Tabellen = Knocking at gasoline engines - irregular combustion*. Renningen: Expert-Verl., 2011.
- [65] J.-M. Zaccardi, M. Lecompte, L. Duval und A. Pagot, „Vorentflammung an hoch aufgeladenen Ottomotoren“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 70, Nr. 12, S. 938–945, 2009, doi: 10.1007/BF03225536.
- [66] R. Ernst, S. Münzinger, B. Hanula, T. Schnitzler und F. Geiser, „Das Phänomen Glühzündung Ursachen, Entstehung und Vermeidung“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 63, Nr. 11, S. 916–924, 2002, doi: 10.1007/BF03226660.
- [67] R. Pischinger, M. Kell und S. Theodor, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine (in german)*. Wien: Springer-Verlag, 2009.
- [68] A. Witt, „Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten (in german)“. Dissertation, Technische Universität Graz.
- [69] P. Löbbert, „Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub“. Dissertation, Technische Universität Dresden.
- [70] LLC, Gamma Technologies, *GT-Engine Engine Performance Application Manual*.
- [71] LLC, Gamma Technologies, *GT-Post Help, Cylinder Efficiency Analysis, Detailed*.

- 
- [72] *VDI-Wärmeatlas*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2013.
- [73] F. Xie, X. Li, Y. Su, W. Hong, B. Jiang und L. Han, „Influence of air and EGR dilutions on improving performance of a high compression ratio spark-ignition engine fueled with methanol at light load“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 94, S. 559–567, 2016, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2015.10.046.
- [74] Z. Zhang, H. Zhang, T. Wang und M. Jia, „Effects of tumble combined with EGR (exhaust gas recirculation) on the combustion and emissions in a spark ignition engine at part loads“, *Energy*, Jg. 65, S. 18–24, 2014, doi: 10.1016/j.energy.2013.11.062.
- [75] J. B. Heywood, *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988.
- [76] R. van Basshuysen und F. Schäfer, *Handbuch Verbrennungsmotor*. Bad Wimpfen/Hamm: Springer Vieweg, 2015.
- [77] G. P. Merker und R. Teichmann, *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. Wiesbaden: Springer Fachmedien Wiesbaden, 2018.
- [78] W. K. Cheng, D. Hamrin, J. B. Heywood, S. Hochgreb, K. Min und M. Norris, „An Overview of Hydrocarbon Emissions Mechanisms in Spark-Ignition Engines“ in *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*, 1993, doi: 10.4271/932708.
- [79] G. P. Merker und G. Stiesch, *Technische Verbrennung - motorische Verbrennung*. Stuttgart: Teubner, 1999.
- [80] R. van Basshuysen, Hg., *Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung - Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2016.
- [81] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble, *Verbrennung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 1997.
- [82] R. Stone, *Introduction to Internal Combustion Engines*. London, s.l.: Macmillan

- Education UK, 1999. [Online]. Verfügbar unter: <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-349-14916-2>
- [83] Y. B. Zeldovich, „The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions.“ in *Acta Physicochimica U.S.S.R.*, S. 577–628.
- [84] G. A. Lavoie, J. B. Heywood und J. C. KECK, „Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines“, *Combustion Science and Technology*, Jg. 1, Nr. 4, S. 313–326, 1970, doi: 10.1080/00102206908952211.
- [85] K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hg., *Doppel*. Magdeburg und Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011.
- [86] H. Dresig und F. Holzweißig, *Maschinendynamik*. Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, 2011.
- [87] Rudolf Flierl, „Kurbelwelle für eine Vierzylinder-Brennkraftmaschine sowie eine Vierzylinder-Brennkraftmaschine,“ DE102011054881B9.
- [88] Jörg Neugärtner, „Innere Lastpunktverschiebung bei Dieselmotoren“. Ph.D. Thesis, Institute of combustion engines, Kaiserslautern, 2018.
- [89] T. Buitkamp, „Potenziale eines Dieselmotors mit variablem Ventiltrieb und Zylinderzuschaltung in einem Traktor“. Dissertation, 2019.
- [90] T. Li, Y. Gao, J. Wang und Z. Chen, „The Miller cycle effects on improvement of fuel economy in a highly boosted, high compression ratio, direct-injection gasoline engine: EIVC vs. LIVC“, *Energy Conversion and Management*, Jg. 79, S. 59–65, 2014, doi: 10.1016/j.enconman.2013.12.022.
- [91] F. Mollo, S. Luisi, F. Borean und A. Stroppiana, „Numerical and experimental investigation on combustion characteristics of a spark ignition engine with an early intake valve closing load control“, *Fuel*, Jg. 121, S. 298–310, 2014, doi: 10.1016/j.fuel.2013.12.047.
- [92] M. Scheidt, C. Brands, M. Lang, M. Kratzsch und M. Günther, „Kombinierte

- Miller-/Atkinson-Strategie für zukünftige Downsizing-Konzepte (in german)“ in *Internationaler Motorenkongress*, 2014.
- [93] Y. Wang *et al.*, „An analytic study of applying Miller cycle to reduce NO<sub>x</sub> emission from petrol engine“, *Applied Thermal Engineering*, Jg. 27, 11-12, S. 1779–1789, 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2007.01.013.
- [94] J. P. Szybist und D. A. Splitter, „Pressure and temperature effects on fuels with varying octane sensitivity at high load in SI engines“, *Combustion and Flame*, Jg. 177, S. 49–66, 2017, doi: 10.1016/j.combustflame.2016.12.002.
- [95] R. Budack, R. Kuhl, W. Trost und R. Poida, Hg., *Vorteile auslassseitiger Ventiltriebsvariabilitäten beim Turbomotor*. Haus der Technik, 2009.
- [96] D. Wabbals, *Potenziale der Kombination von kontinuierlich verstellbarem Verdichtungsverhältnis und variabler Ventilsteuerung*. Zugl.: Kaiserslautern, Techn. Univ., Diss., 2013. Kaiserslautern: Techn. Univ, 2013.
- [97] Federal-Mogul Burscheid GmbH, *Kolbenringhandbuch*. Burscheid: Online-Ausgabe, 2008.
- [98] MAHLE GmbH und Springer Vieweg, *Zylinderkomponenten - Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe*.
- [99] T. Hellwig, „Simulation der Kolbengruppe und deren Interaktion mit der Zylinderlaufbahn“. Dissertation, Technische Universität München.
- [100] W. Eifler, E. Schlücker, U. Spicher und G. Will, *Küttner Kolbenmaschinen*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner | GWV Fachverlage GmbH, 2009.
- [101] F. Lauer, „Drosselfreie Laststeuerung und Zylinderabschaltung mit mechanisch vollvariablem Ventiltrieb am turboaufgeladenen Ottomotor (in german)“. Ph.D. Thesis, Institute of combustion engines, Kaiserslautern.
- [102] S. Goebbels und S. Ritter, *Mathematik verstehen und anwenden – von den Grundlagen bis zu Fourier-Reihen und Laplace-Transformation*. Heidelberg: Springer Spektrum, 2018.

- 
- [103] A. Neubauer, *DFT – Diskrete Fourier-Transformation*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2012.
- [104] H. Weber und H. Ulrich, *Laplace-, Fourier- und z-Transformation*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012.
- [105] H. Tschöke und K. Mollenhauer, „Verbrennungsmotoren“ in *Dubbel*, K.-H. Grote und J. Feldhusen, Hg., Magdeburg und Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2011, S. 46–50.
- [106] G. Gruber, M. Prandstötter und R. Hollnbuchner, „Integriertes Ausgleichswellensystem des neuen Vierzylinder-Dieselmotors von BMW“, *MTZ Motortech Z*, Jg. 69, Nr. 6, S. 518–524, 2008, doi: 10.1007/BF03227464.
- [107] J. Stastny, R. Ratzberger, C. Fessel und A. Keber, „Ausgleichswellen des neuen Vierzylinder-Dieselmotors von BMW“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 63, Nr. 3, S. 178–185, 2002, doi: 10.1007/BF03226619.
- [108] F. Steinparzer, T. Brüner, C. Schwarz und M. Rüllicke, „Die neuen Drei- und Vierzylinder-Ottomotoren von BMW“, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift*, Jg. 75, Nr. 6, S. 30–37, 2014, doi: 10.1007/s35146-014-0362-0.
- [109] J. Hoschek und D. Lasser, *Grundlagen der geometrischen Datenverarbeitung*. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag, 1992.

## 11 Anhang

### 11.1 Kurbeltrieb

In Abbildung 103 sind die geometrischen Abmessungen des Kurbeltriebs dargestellt. Weiter wird gleichzeitig ein einheitliches Koordinatensystem eingeführt. Die Zylinder bewegen sich oszillatorisch in  $y$ -Richtung. Die  $z$ -Achse stellt die Längsrichtung dar und die  $x$ -Achse weist quer zum Kurbelgehäuse.

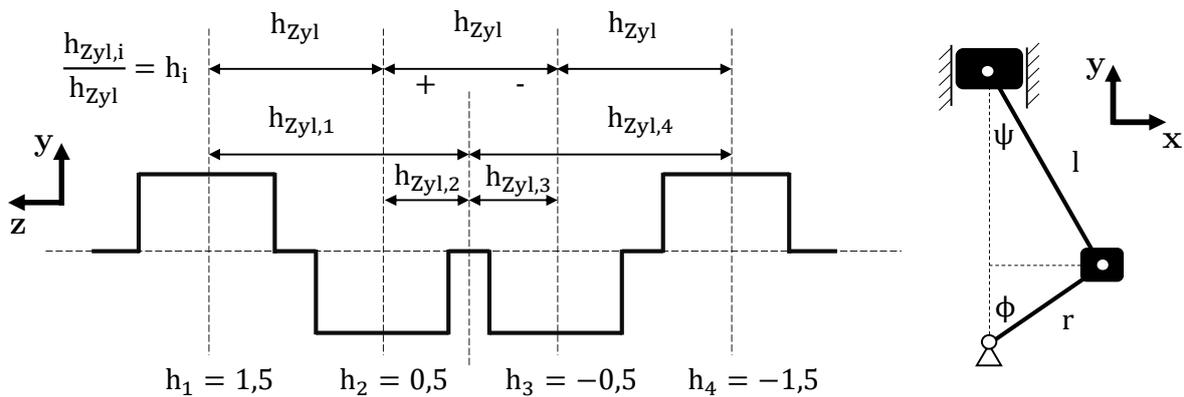


Abbildung 103 Allgemeine Geometrie der Kurbelwelle und des Einzelzylinderkurbeltriebs

Mit der Annahme, dass die Gestaltung von Kurbelgehäuse und -welle weitestgehend symmetrisch ist, befindet sich der Schwerpunkt des Kurbeltrieb auf der  $xy$ -Ebene zwischen den mittleren Zylinder, vorausgesetzt man betrachtet eine gerade Zylinderanzahl in Reihenbauweise. Im Falle einer ungeraden Anzahl findet sich der Schwerpunkt auf der  $xy$ -Ebene, die durch die mittlere Zylinderachse verläuft. Weiter können die Kurbelwellenlager in einem Ersatzmodell in den Zylinderebenen platziert werden. Hierdurch entsteht ein statisch bestimmtes Ersatzsystem, welches simpel lösbar ist. Durch diese Einzelzylinderbetrachtung samt zugehörigem Lager können die oszillierenden und rotatorischen Massenkräfte hergeleitet werden. Durch Überlagerung der einzelnen Zylinder kann auf das gesamte System „Kurbelgehäuse“ geschlossen werden, ohne eine „exakte“ Lösung des überbestimmten Systems zu benötigen [76]. Für eine Vorauslegung reicht dies und ist in voller Übereinstimmung zur begleitenden Mehrkörpersimulation im gleichen Detailierungsgrad. In einem weiteren Schritt können aus den vier Lager fünf erzeugt werden, indem man nebeneinanderliegende Lager jeweils zur Hälfte überlagert. Für die folgenden Ausführungen werden hier die benötigten Zusammenhänge dargestellt und die wichtigsten Größen und Formeln definiert.

### Geometrische Kenngrößen

Die Geometrie eines Motors bestimmt in erster Linie Kenngrößen, welche vor Auslegung bekannt sind. Dazu gehört die funktionalen Abmaße des Brennraums und der Kurbelwelle. Es folgt eine Übersicht über diese relevanten Abmaße:

#### Kurbeltrieb:

$m_{\text{Osz}}$  : Oszillierende Masse  
 $m_{\text{Rot}}$  : Rotierende Masse  
 $s$  : Kolbenhub  
 $r$  : Kurbelradius der Kurbelwelle  
 $l$  : Pleuellänge  
 $\lambda$  : Schubstangenverhältnis

#### Brennraum:

$d_{\text{Zyl}}$  : Bohrungsdurchmesser  
 $\varepsilon$  : Verdichtungsverhältnis  
 $V_c$  : Kompressionsvolumen  
 $V_h$  : Zylinderhubvolumen  
 $V_H$  : Hubraum des Motors

#### Kolbenhub:

Für weiterführende Betrachtungen hinsichtlich der Maschinendynamik im Kurbeltrieb wird der Kolbenhub  $s(\phi)$  eingeführt. Dieser liegt in der Form vom oberen Totpunkt (UT) bis zum unteren Totpunkt (OT) vor und erzeugt multipliziert mit der Zylinderfläche  $\frac{\pi}{4}d_{\text{Zyl}}^2$  somit die Zylinderhubvolumenfunktion  $V_h(\phi)$ .

$$\begin{aligned}
 s(\phi = 0) &= 0 \\
 \Rightarrow s(\phi) &= (r + l) - (r \cos(\phi) + l \cos(\psi)) \\
 \text{mit } \lambda &= \frac{r}{l} \\
 \Rightarrow l \cdot (1 + \lambda - \lambda \cos(\phi) - \cos(\psi)) & \text{ i)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 l \sin(\psi) &= r \sin(\phi) + e \\
 \Rightarrow \sin(\psi) &= \lambda \sin(\phi) + \frac{e}{l} \quad \text{ii)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 1 - \sin^2(x) &= \cos^2(x) \\
 \Rightarrow \cos(\psi) &= \sqrt{1 - \sin^2(\psi)} \quad \text{iii)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{iii) in iv) und mit } \frac{e}{l} &= \lambda_{\text{Exz}} \\
 \cos(\psi) &= \sqrt{1 - (\lambda \sin(\phi) + \lambda_{\text{Exz}})^2} \quad \text{iv)}
 \end{aligned}$$

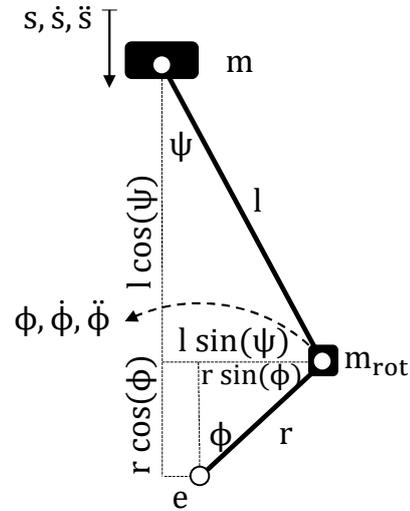


Abbildung 104: Geometrie des Kurbeltriebs

$$\text{iv) in i): } s(\phi) = \frac{r}{\lambda} (1 + \lambda - \lambda \cos(\phi) - \sqrt{1 - (\lambda \sin(\phi) + \lambda_{\text{Exz}})^2}) \quad (2)$$

Mit Kenntnis der Bewegungsgleichung des Pleuellagerhubs erhält man mittels zweifacher Ableitung nach der Zeit die Beschleunigung des Pleuellagers. Alle oszillierenden Massen bewegen sich nun nach diesem Bewegungsgesetz und die resultierende Pleuellagerkraft errechnet sich mit:

$$F_{\text{Osz}} = m_{\text{Osz}} \ddot{s}_{\text{abs}}$$

Da (2) eine Funktion abhängig vom Pleuellagerwinkel  $\phi$  ist, müssen in einem weiteren Schritt die absoluten Größen  $s_{\text{abs}}$ ,  $\dot{s}_{\text{abs}}$ ,  $\ddot{s}_{\text{abs}} = f(t)$  aus den pleuellagerwinkelbezogenen Größen  $s_{\text{bez}}$ ,  $s'_{\text{bez}}$ ,  $s''_{\text{bez}} = f(\phi)$  erzeugt werden. Mit der Annahme, dass die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  konstant<sup>11</sup> ist, ergeben sich folgende Beziehungen:

$$\begin{aligned}
 \dot{s}_{\text{abs}} &= \frac{ds}{dt} = \frac{ds_{\text{bez}}}{d\phi} \frac{d\phi}{dt} = s'_{\text{bez}} \dot{\phi} = s'_{\text{bez}} \omega \quad \text{mit } \dot{\phi} = \omega \\
 \ddot{s}_{\text{abs}} &= \frac{d(s'_{\text{bez}} \dot{\phi})}{dt} = \frac{ds'_{\text{bez}}}{dt} \dot{\phi} + \frac{d\dot{\phi}}{dt} s'_{\text{bez}} = \frac{ds'_{\text{bez}}}{d\phi} \underbrace{\frac{d\phi}{dt}}_{\omega} \omega + \underbrace{\ddot{\phi} s'_{\text{bez}}}_{=0} = s''_{\text{bez}} \omega^2
 \end{aligned}$$

<sup>11</sup> Hier ist darauf hinzuweisen, dass die Winkelbeschleunigung  $\ddot{\phi}$  bei realen Anwendungen mit hohen Drehgeschwindigkeiten, wie es zum Beispiel ein Dreizylindermotor darstellt, einen Einfluss hat.

Somit kann nun die oszillierende Massenkraft des Einzylindertriebwerkes durch die vom Kurbelwinkel abhängige Gleichung (3) beschrieben werden:

$$F_{Osz} = m_{Osz} s''_{bez} \omega^2 \quad (3)$$

In einem rotierenden System erzeugt jede Masse, die einen Abstand zur Drehachse hat einen nach außen gerichteten Kraftvektor. Die Summe über alle Massen wird in einen einzelnen Kraftvektor überführt, der nur im Schwerpunkt des gesamten Systems angreift. Folgender Zusammenhang gilt:

$$F_{Rot} = m_{Rot} r_{Rot} \omega^2 \quad (4)$$

Mit der Kenntnis der oszillierenden Kraft eines Zylinders kann eine globale Betrachtung aller Zylinder geschehen und eine Aussage über nichtausgeglichene Kräfte ergibt sich.

Der Ausdruck  $s''_{bez}$  kann numerisch erzeugt werden, jedoch leidet so die Anschaulichkeit. Daher wird eine analytische Herleitung auf Basis diskreter Fourier-Transformation (DFT, [102–104]) angeführt, aus der eine graphische Lösungsmethode hervorgeht, die eine Darstellung in der komplexen Ebene zu Grunde hat und der Methode der Kurbelsterne entspricht [85]. Eine Ordnungsanalyse von (2) mit den geometrischen Abmessungen des in dieser Arbeit betrachteten Motors, ist dafür in Abbildung 105 dargestellt.

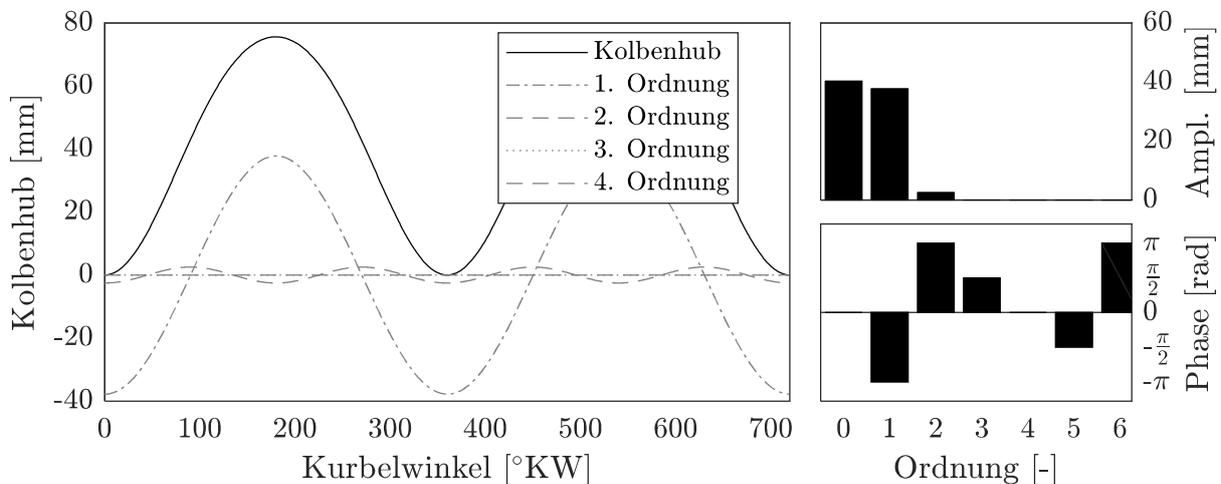


Abbildung 105: Ordnungsanalyse des Kolbenwegs

Nach der zweiten Ordnung fällt der Beitrag zur Bewegung sehr gering aus. In verschiedenen Quellen wird daher eine Reihenentwicklung für den Wurzelterm aus (2) angestrebt [100, 105]. Diese Reihenentwicklung wird meist nach dem zweiten Term der Reihe abgebrochen. Eine Desaxierung oder Schränkung findet dabei keine Berücksichtigung. Da durch die Ordnungsanalyse jedoch das gesamte Spektrum dargestellt wird, beinhaltet diese auch die Vereinfachungen der Reihenentwicklung und

ist für eine spätere Erhöhung der Komplexität gewappnet. Folgend ist Gleichung (2) mit den zugehörigen bezogenen Ableitungen als Realteil der komplexen Funktion  $\hat{s}_{\text{bez}}(\phi)$  und als Fourierreihe mit komplexen Koeffizienten  $\hat{c}_k$  dargestellt:

$$\begin{aligned} s_{\text{bez}}(\phi) &= \text{Re}\{\hat{s}_{\text{bez}}(\phi)\} = \text{Re}\left\{\sum_{k=0}^{n_{\text{Ord}}} \hat{c}_k e^{jk\phi}\right\} \\ s'_{\text{bez}}(\phi) &= \text{Re}\{\hat{s}'_{\text{bez}}(\phi)\} = \text{Re}\left\{\sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} jk \hat{c}_k e^{jk\phi}\right\} = \text{Re}\left\{\sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} k e^{j\frac{\pi}{2}} \hat{c}_k e^{jk\phi}\right\} \\ s''_{\text{bez}}(\phi) &= \text{Re}\{\hat{s}''_{\text{bez}}(\phi)\} = \text{Re}\left\{\sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} j^2 k^2 \hat{c}_k e^{jk\phi}\right\} = \text{Re}\left\{\sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} k^2 \underbrace{e^{j\pi}}_{-1} \hat{c}_k e^{jk\phi}\right\} \end{aligned}$$

Zu beachten ist, dass die Ableitung für  $k = 0$  verschwindet, da  $e^0 = 1$  nicht weiter von  $\phi$  abhängig ist. Um auf die Massenkraft zu kommen, setzt man  $s''_{\text{bez}}$  in (3) ein und fasst die Variablen die nicht direkt von  $\phi$  abhängen zusammen. Für die einfachere Schreibweise führt man die komplexe Kraft  $\hat{F}_{\text{Osz}}(\phi)$  ein, welche als Realteil die gesuchte Lösung  $F_{\text{Osz}}(\phi)$  beinhaltet:

$$\begin{aligned} F_{\text{Osz}}(\phi) &= \text{Re}\{\hat{F}_{\text{Osz}}(\phi)\} = m_{\text{Osz}} \omega^2 s''_{\text{bez}}(\phi) = \text{Re}\left\{\sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \underbrace{-m_{\text{Osz}} \omega^2 k^2 \hat{c}_k}_{\hat{F}_k} e^{jk\phi}\right\} \\ \Rightarrow \hat{F}_{\text{Osz}}(\phi) &= \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k e^{jk\phi} \end{aligned} \quad (5)$$

Eine Ordnungsanalyse bei  $n = 3000 \text{min}^{-1}$  mit einer oszillierenden Masse von  $m_{\text{Osz}} = 0,45 \text{kg}$  zeigt die Kräfteamplituden  $|\hat{F}_k|$  und Phasenwinkel  $\arg(\hat{F}_k)$  (Abbildung 106).

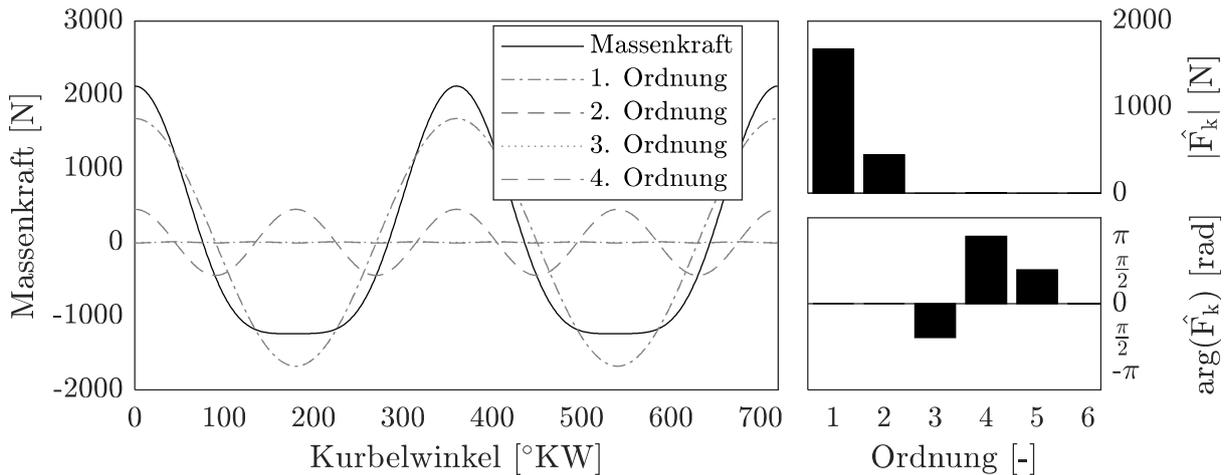


Abbildung 106: Ordnungsanalyse der Massenkraft des Kolbens bei  $n=3000 \text{min}^{-1}$

Durch das Quadrat der Ordnungen  $k^2$  im Ausdruck  $|\hat{F}_k|$  entsteht ein merklicher Beitrag zur Gesamtkraft aus der relativ kleinen zweiten Ordnung des Kolbenhubs. Bei gegebener Geometrie ergibt sich die zweite Ordnung zu mehr als einem Viertel der ersten Ordnung.

Der Phasenversatz der interessierenden Ordnungen eins und zwei fällt nahezu auf null. Mit größeren Desaxierungen oder Schränkungen und anderen Schubstangenverhältnissen ist dies jedoch nicht der Fall und findet somit durch diese Form weiterhin Beachtung. In Abbildung 107 ein Beispiel einer komplexen Kreisfunktion  $\hat{z} = |\hat{c}|e^{j\Phi}$  dargestellt, um zu verdeutlichen, warum für die Herleitung der Ansatz mit komplexen Zahlen von Vorteil ist.

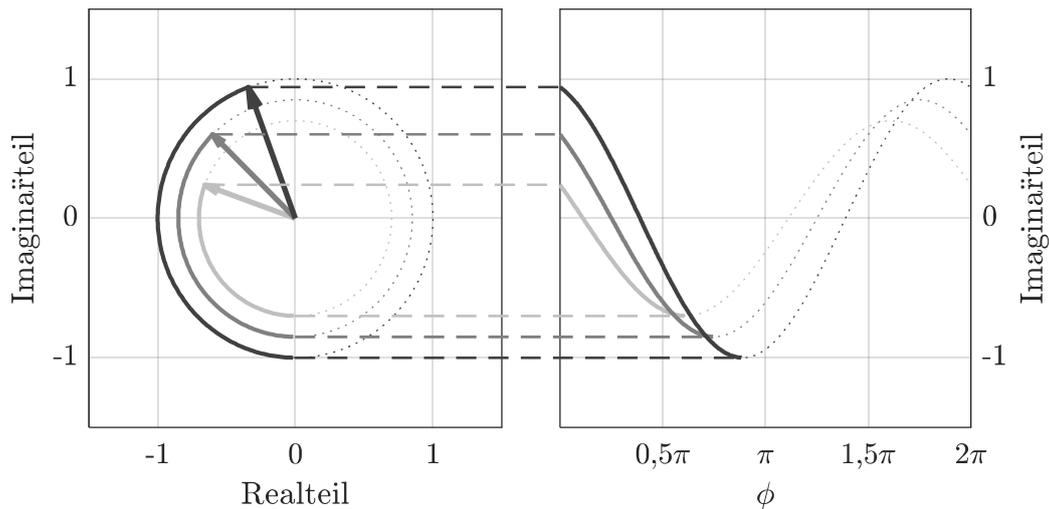


Abbildung 107: Eigenschaften der komplexer Kreisfunktion

Die komplexe Zahl  $|\hat{c}| = a + jb$  kann überführt werden in  $|\hat{c}|e^{j\alpha}$ . Dies führt zu einer Trennung der Kreisfunktion  $e^{j\phi}$ , des Phasenversatzes  $e^{j\alpha}$  und der Amplitude  $|\hat{c}|$ . Somit werden Additionen und Multiplikation sinusförmiger Harmonischen mit verschiedenen Phasen und Amplituden simpel und intuitiv darstellbar.

In einem weiteren Schritt können mittels Aufsummierung der Zylinder auf die freien oszillierenden Massenkräfte des gesamten Motors berechnet werden. In dieser Form ist die Aufprägung der Zündabstände in der Reihenfolge der Zündfolge durch einen Phasenversatz  $\varphi_i$  möglich. Ein Phasenversatz um  $\varphi_i$  kann durch eine Multiplikation der komplexen Zahl  $e^{j\varphi_i}$  erzeugt werden. Als Index für die Zylinder in Zündreihenfolge wird folglich  $i$  verwendet. Der Index für die Ordnung ist  $k$ . Weiter bietet sich es an die einzelnen Terme umzusortieren, um eine Gruppierung der Kräfte und Momente des gesamten Kurbeltriebs nach Ordnungen zu erhalten. Folgende Ausdrücke ergeben sich:

$$\begin{aligned}
\hat{F}_{\text{Osz},M}(\phi) &= \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k e^{jk(\phi+\varphi_i)} = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \underbrace{e^{jk\varphi_i}}_{\hat{P}_k^i} e^{jk\phi} = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k \underbrace{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{P}_k^i}_{\hat{P}_k^F} e^{jk\phi} \\
&= \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \underbrace{\hat{F}_k \hat{P}_k}_{\hat{F}_k} e^{jk\phi} \\
\hat{F}_{\text{Osz},\text{Mot}}(\phi) &= \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{F}_k e^{jk\phi} \tag{6}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\hat{M}_{\text{Osz},\text{Mot}}(\phi) &= \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} h_{\text{Zyl},i} \hat{F}_k e^{jk(\phi+\varphi_i)} = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \underbrace{h_{\text{Zyl}} \hat{F}_k}_{\hat{M}_k} \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} h_i \underbrace{e^{jk\varphi_i}}_{P_k^i} e^{jk\phi} \\
&= \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{M}_k \underbrace{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} h_i P_k^i}_{\hat{P}_k^M} e^{jk\phi} = \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \underbrace{\hat{M}_k \hat{P}_k^M}_{\hat{M}_k} e^{jk\phi} \\
\hat{M}_{\text{Osz},\text{Mot}}(\phi) &= \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} \hat{M}_k e^{jk\phi} \tag{7}
\end{aligned}$$

Für die Zündfolge, Zündabstände und Hebelarme können die geometrischen Randbedingungen einer Vierzylinder-Kurbelwelle herangezogen werden. Eine gängige Zündfolge lautet 1-3-4-2. Im Falle eines konventionellen Vierzylindermotors sind die Zündabstände äquidistant und ergeben sich zu  $\varphi_{\text{ZA},\text{Zyl},i \rightarrow i+1} = 180^\circ = \pi$ . Mit diesen Randbedingungen können nun die Zündzeitpunkte definiert werden, welche die Phasenversätze der einzelnen Zylinder  $\varphi_i$  beschreiben:

$$\begin{aligned}
\varphi_1 &= 0 & \varphi_3 &= \varphi_2 + \varphi_{\text{ZA},\text{Zyl}3 \rightarrow 4} = 2\pi \\
\varphi_2 &= \varphi_1 + \varphi_{\text{ZA},\text{Zyl}1 \rightarrow 3} = \pi & \varphi_4 &= \varphi_3 + \varphi_{\text{ZA},\text{Zyl}4 \rightarrow 2} = 3\pi
\end{aligned}$$

Die grafische Lösung von  $\hat{F}_k$  und  $\hat{M}_k$  für  $k=1$  und  $k=2$  in der komplexen Ebene mit der Definition, dass der Realteil nach oben zeigt, ergibt die Kurbelsterne für die erste und zweite Ordnung der Kräfte und Momente eines Vierzylinder, wie aus der Literatur bekannt [76, 85, 86]. Zu sehen sind diese in Abbildung 24.

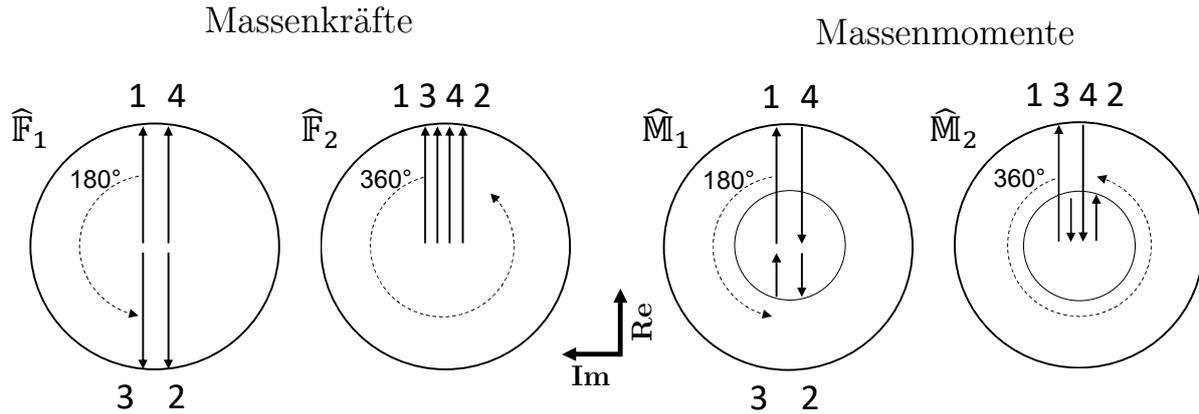


Abbildung 108: Kurbelstern erster und zweiter Ordnung der oszillierenden Massenkräfte und -momente

Da die Einzelkräfte  $\hat{F}_1^i$  genau um den Zündabstand verschoben sind, bekommt die grafische Lösung in der komplexen Ebene geometrische Bedeutung und entspricht der Frontansicht auf die Kurbelwelle.

#### 11.1.1 Rotatorischer Ausgleich der ersten Ordnung

Die Betrachtung der Kurbelwelle beruht auf der Prämisse, dass der rotatorische Anteil der Massenkraft bereits ausgeglichen ist. Das heißt für den globalen Ausgleich, dass die Schwerachse, unter Berücksichtigung der rotatorischen Anteile des Pleuels, auf der Drehachse der Kurbelwelle liegt. Nun gibt es verschiedene Ansätze freie oszillierende Kräfte mittels freien rotatorischen Kräften auszugleichen. Durch eine gezielte Desachsierung der Schwerachse der gesamten rotatorischen Masse  $m_{\text{Rot}}$  um  $r_{\text{Rot}}$  erhält man eine mit der Drehzahl umlaufende freie Kraft  $F_{\text{Rot}} = m_{\text{Rot}} r_{\text{Rot}} \omega^2$ . Projiziert auf die Zylinderachse wird somit eine freie oszillierende Kraft erzeugt, welche genutzt werden kann, um Kräfte erster Ordnung auszugleichen. Gleichzeitig entsteht jedoch eine weitere freie Komponente, welche sich als eine oszillierende Kraft in x-Achse mit  $-\frac{\pi}{2}$  Phasenversatz darstellt.

Die rotatorische Kraft wird als prozentualer Anteil der oszillierenden Kraft eines Zylinders formuliert. Folgende Zusammenhänge ergeben sich:

$$\hat{F}_R = x_{\text{Rot}} \hat{F}_1$$

Die oszillierende Kraft erster Ordnung wirkt nur in y-Richtung. Es ergibt sich die Vektorform:

$$\hat{\vec{F}}_{\text{Osz,Mot,k=1}}(\phi) = \hat{F}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Die Projektion der einzelnen rotatorischen Kräfte in x-Richtung weist zusätzlich den Phasenversatz  $e^{-j\frac{\pi}{2}} = -j$  in x-Richtung auf. Für den globalen rotatorischen Ausgleich ergibt sich die Vektorform zu:

$$\hat{\vec{F}}_{\text{Rot,Mot}}(\phi) = \hat{F}_{\text{Rot,Mot}}(\phi) \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} = \hat{F}_R e^{j\phi} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} = x_{\text{Rot}} \hat{F}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Wählt man die Massenschwerpunkte  $m_{\text{Rot,i}} \hat{r}_{\text{Rot,i}}$  der einzelnen Zylinder in Zündfolge und bringt diese über  $\hat{x}_i$  in Relation zum oszillierenden Massenschwerpunkt  $m_{\text{Osz}} \hat{c}_1$ , ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$m_{\text{Rot,i}} \hat{r}_{\text{Rot,i}} \omega^2 = \hat{x}_i m_{\text{Osz}} \hat{c}_1 \omega^2 = \hat{x}_i \hat{F}_1 = \hat{F}_{\text{Rot,i}} \quad \text{mit: } \hat{x}_i = \frac{m_{\text{Rot,i}} \hat{r}_{\text{Rot,i}}}{m_{\text{Osz}} \hat{c}_1}$$

Damit kann man herleiten:

$$\begin{aligned} \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \underbrace{m_{\text{Rot,i}} \hat{r}_{\text{Rot,i}}}_{\hat{x}_i m_{\text{Osz}} \hat{c}_1} \omega^2 e^{j\varphi_i} &= \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \underbrace{\hat{x}_i m_{\text{Osz}} \hat{c}_1 \omega^2}_{\hat{F}_1} e^{j\varphi_i} = \hat{F}_1 \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \underbrace{\hat{x}_i e^{j\varphi_i}}_{\hat{P}_1^i} = \hat{F}_1 \underbrace{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i \hat{P}_1^i}_{\hat{P}_R^F} = \underbrace{\hat{F}_1}_{\hat{F}_R} \underbrace{\hat{P}_R^F}_{\hat{F}_R} \\ &= \hat{F}_R = x_{\text{Rot}} \hat{F}_1 = x_{\text{Rot}} \underbrace{\hat{F}_1 \hat{P}_1^F}_{\hat{F}_1} = x_{\text{Rot}} \hat{F}_1 \underbrace{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{P}_1^i}_{\hat{P}_1^F} = x_{\text{Rot}} \hat{F}_1 \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \underbrace{e^{j\varphi_i}}_{\hat{P}_1^i} \end{aligned}$$

$$\text{Folgende Verhältnisse ergeben sich: } x_{\text{Rot}} = \frac{\hat{F}_R}{\hat{F}_1} = \frac{\hat{P}_R^F}{\hat{P}_1^F} = \frac{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i \hat{P}_1^i}{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{P}_1^i} = \frac{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i e^{j\varphi_i}}{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} e^{j\varphi_i}}$$

Die Formulierung für  $x_{\text{Rot}}$  als zwingend reale Zahl mit einer komplexen Zahl im Nenner und im Zähler, führt zu der Bedingung, dass sich bei der Verrechnung der Imaginärteil aufhebt. Daraus folgt:

$$\frac{|\hat{F}_R| e^{j \arg(\hat{F}_R)}}{|\hat{F}_1| e^{j \arg(\hat{F}_1)}} = \frac{|\hat{F}_R|}{|\hat{F}_1|} e^{j(\arg(\hat{F}_R) - \arg(\hat{F}_1))} \Rightarrow \arg(\hat{F}_R) - \arg(\hat{F}_1) = 0 \text{ bzw. } \pi$$

Das heißt, dass der gesuchte globale Schwerpunkt immer auf der Wirklinie der Summe des Kurbelsterns erster Ordnung  $\hat{F}_1$  liegt. Im Unterschied dazu kann bei der Einzelbetrachtung der Zylinder auf diese Bedingung verzichtet werden. Diese hat jedoch in der Summe der rotatorischen Einzelausgleiche  $\hat{F}_{\text{Rot,i}} = \hat{x}_i \hat{F}_1$  bestand. Somit wird es möglich, einzelne Zylinder unterschiedlich stark auszugleichen. Bezogen auf die resultierende Kraft  $\hat{F}_1$  ergibt sich der Ausgleichsgrad zu:

$$x_{\text{Rot}} = \frac{\hat{F}_1}{\hat{F}_1} \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i e^{j\varphi_i}$$

Da ein Phasenversatz einer rotierenden Kraft gleichzusetzen ist mit der räumlichen

Platzierung einer exzentrischen Masse erhalten  $\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot}}$  und  $\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot},i}$ , überdies direkte geometrische Bedeutung und ergeben sich in dieser Betrachtung zu:

$$\vec{\mathbf{r}}_{\text{Rot}} = \begin{pmatrix} \text{Im}\{\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot}}\} \\ \text{Re}\{\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot}}\} \\ h_{\text{Rot}} \end{pmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{\mathbf{r}}_{\text{Rot},i} = \begin{pmatrix} \text{Im}\{\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot},i}\} \\ \text{Re}\{\hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot},i}\} \\ h_{\text{Rot},i} \end{pmatrix}$$

Mit der Annahme, dass die zylinderselektiven Hebelarme  $h_{\text{Rot},i}$  der rotierenden Kräfte den oszillierenden  $h_{\text{Zyl},i}$  gleichzusetzen sind, gestaltet sich die Herleitung der entstehenden Momente durch den rotatorischen Ausgleich nach bekanntem Schema:

$$\begin{aligned} \widehat{\mathbf{M}}_{\text{R}} e^{j\phi} &= x_{\text{Rot}}^{\text{M}} \widehat{\mathbf{M}}_1 \\ \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \underbrace{m_{\text{Rot},i} \hat{\mathbf{r}}_{\text{Rot},i}}_{\hat{x}_i m_{\text{Osz}} \hat{c}_1} \omega^2 h_{\text{Zyl}} h_i e^{j\varphi_i} &= \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i \underbrace{m_{\text{Osz}} \hat{c}_1 \omega^2}_{\hat{\mathbf{F}}_1} h_{\text{Zyl}} h_i e^{j\varphi_i} = \hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i h_i \underbrace{e^{j\varphi_i}}_{\hat{\mathbf{P}}_1^i} \\ &= \hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \underbrace{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i h_i \hat{\mathbf{P}}_1^i}_{\hat{\mathbf{P}}_{\text{R}}^{\text{M}}} = \hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \underbrace{\hat{\mathbf{P}}_{\text{R}}^{\text{M}}}_{\widehat{\mathbf{M}}_{\text{R}}} = \widehat{\mathbf{M}}_{\text{R}} = x_{\text{Rot}}^{\text{M}} \widehat{\mathbf{M}}_1 = x_{\text{Rot}}^{\text{M}} \underbrace{\hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \hat{\mathbf{P}}_1^{\text{M}}}_{\widehat{\mathbf{M}}_1} \\ &= x_{\text{Rot}}^{\text{M}} \hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \underbrace{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} h_i \hat{\mathbf{P}}_1^i}_{\hat{\mathbf{P}}_1^{\text{M}}} = x_{\text{Rot}}^{\text{M}} \hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}} \sum_{i=1}^{\text{nZF}} h_i \underbrace{e^{j\varphi_i}}_{\hat{\mathbf{P}}_1^i} \\ \text{mit: } x_{\text{Rot}}^{\text{M}} &= \frac{\widehat{\mathbf{M}}_{\text{R}}}{\widehat{\mathbf{M}}_1} = \frac{\hat{\mathbf{P}}_{\text{R}}^{\text{M}}}{\hat{\mathbf{P}}_1^{\text{M}}} = \frac{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i h_i \hat{\mathbf{P}}_1^i}{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} h_i \hat{\mathbf{P}}_1^i} = \frac{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i h_i e^{j\varphi_i}}{\sum_{i=1}^{\text{nZF}} h_i e^{j\varphi_i}} \end{aligned}$$

Betrachtet man den Ausgleich der oszillierenden Massenmomente durch die rotatorisch eingebrachten Kräfte, ergibt sich somit ein anderer Ausgleichsgrad:

$$x_{\text{Rot}}^{\text{M}} = \frac{\hat{\mathbf{F}}_1 h_{\text{Zyl}}}{\widehat{\mathbf{M}}_1} \sum_{i=1}^{\text{nZF}} \hat{x}_i h_i e^{j\varphi_i}$$

Die Vektorform ergibt sich aus dem Kreuzprodukt der resultierenden Kraft  $\widehat{\mathbf{F}}_{\text{Rot},\text{Mot}}(\phi)$  mit dem Hebel  $h_{\text{rot}}$ :

$$\widehat{\mathbf{M}}_{\text{Rot},\text{M}}(\phi) = \widehat{\mathbf{F}}_{\text{R}} e^{j\phi} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{\text{rot}} \end{pmatrix} = x_{\text{Rot}} h_{\text{rot}} \widehat{\mathbf{F}}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} 1 \\ j \\ 0 \end{pmatrix}$$

Der parasitäre x-Anteil der rotatorischen Kraft erzeugt ein zusätzliches Moment um die y-Achse, mit einem Phasenversatz von  $e^{-j\frac{\pi}{2}} = -j$ .

### 11.1.2 Ausgleichswellen

Ein weiterer Ansatz, um freie Kräfte auszugleichen, besteht in der Verwendung von Ausgleichswellen. Hier werden Wellen mit desachsiertem Schwerpunkt an die Kurbelwelle gekoppelt. Dies erzeugt wieder einen umlaufenden Kraftvektor und somit eine oszillierende Kraft in y- und eine betragsgleiche phasenverschobene Kraft in x-Richtung. Verwendet man zwei Wellen mit symmetrischem Abstand zur Kurbelwellenachse in der xz-Ebene, wobei eine Welle eine Umkehrstufe besitzt, kann man den Kraftanteil in x-Richtung zu jedem Kurbelwinkel zur Gänze ausgleichen ohne weitere Kräfte in das System einzuleiten. Der oszillierende Anteil in y-Richtung steht somit zum Ausgleich freier Massenkräfte zur Verfügung. Vierzylindermotoren haben oft aus Komfortgründen zwei gegenläufige Ausgleichswellen, die mit doppelter Motordrehzahl angetrieben werden, um die freie Massenkraft zweiter Ordnung auszugleichen[106–108].

Mathematisch entspricht eine Ausgleichswelle mit paralleler Drehachse zur Kurbelwelle und Übersetzung  $k$  einer rotierenden Kraft mit einem Vielfachen  $k$  der Drehzahl.  $\hat{F}_{W,k}$  beinhaltet  $n_m$  freie Kräfte, stammend von exzentrisch rotierenden Massen. Folgende Zusammenhänge gelten für die Kräfte:

$$\hat{F}_{W,k}(\phi) = \sum_{q=1}^{n_m} \underbrace{m_{W,q} \hat{r}_{W,q} k^2 \omega^2}_{\hat{F}_{W,k}^q} e^{jk} = \hat{F}_{W,k} e^{kj}$$

Positive Übersetzungen  $k$  sind vektoriell zum rotatorischen Ausgleich äquivalent. Negative Übersetzungen  $-k$  führen zu einer komplex konjugierten Kreisfunktion, wohingegen der Drehsinn die geometrische Gestaltung nicht beeinflusst. Somit gilt  $\hat{F}_{W,k} = \hat{F}_{W,-k}$  und folgende Zusammenhänge ergeben sich:

$$\hat{F}_{W,k}(\phi) = \hat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; \quad \hat{F}_{W,-k}(\phi) = \hat{F}_{W,k} e^{-jk\phi} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Für die Auslegung von  $\hat{F}_{W,k}$  ist vor allem die Summe aus  $\hat{F}_{W,k}(\phi) + \hat{F}_{W,-k}(\phi)$  von Interesse:

$$\hat{F}_{W,k}(\phi) + \hat{F}_{W,-k}(\phi) = \hat{F}_{W,k} \begin{pmatrix} -j(e^{jk\phi} + e^{-jk\phi}) \\ e^{jk\phi} + e^{-jk\phi} \\ 0 \end{pmatrix} \Rightarrow \hat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 2 \\ 0 \end{pmatrix}$$

Der sich ergebene reine Imaginärteil in x-Richtung hat keine komplexe Kreisfunktion mehr als Faktor und fällt bei der Realteil-Lösung weg. Daher hat sie keinerlei Einfluss mehr auf weitere Verrechnungen und wird folglich nicht weiter betrachtet. Somit folgt für den völligen Ausgleich einer Ordnung in y-Richtung:

$$\hat{\mathbb{F}}_{W,k} = \frac{1}{2} \hat{\mathbb{F}}_k$$

Weiter besteht in Form der Einleitungspunkte die Möglichkeit, unabhängig vom Kräfteausgleich freie Momente in das System zu bringen. Dazu kann angenommen werden, dass die Lager einer Ausgleichswelle zusammengefasst zu einem einzigen Lager in der Schwerebene der Kurbelwelle sind, wo auch die Einleitung in das Kurbelgehäuse stattfindet. Das heißt, einzig der Ortsvektor jeder einzelnen Masse bzw. der kräftegemittelte Ortsvektor der Gesamtkraft zum Lager ist von Relevanz. Der folgende Zusammenhang ergibt sich:

$$\begin{aligned} \widehat{\mathbb{M}}_{W,k}(\phi) &= \sum_{q=1}^{n_m} \hat{\mathbb{F}}_{W,k}^q e^{jk} \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_{W,q} \\ y_{W,q} \\ z_{W,q} \end{pmatrix} = \sum_{q=1}^{n_m} \hat{\mathbb{F}}_{W,k}^q e^{jk} \begin{pmatrix} z_{W,q} \\ jz_{W,q} \\ -(x_{W,q} + jy_{W,q}) \end{pmatrix} \\ &= \hat{\mathbb{F}}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} \end{aligned}$$

In diesem Zusammenhang kann man erkennen, dass Abstände in z-Richtung zur Schwerebene Momente um die x-Achse und mit einen Phasenversatz von  $\frac{\pi}{2}$  um die y-Achse erzeugen. Abstände in x-Richtung sowie in y-Richtung erzeugen Momente um die z-Achse. Der Abstand in y-Richtung weist zudem einem Phasenversatz von  $\frac{\pi}{2}$  auf.

In der Ausführung zweier gegenläufiger Ausgleichswellen können nun zwei Fälle konzipiert werden, für die es simple Lösungen gibt. Im ersten Fall  $I^+$  geht man davon aus, dass alle Abstände um den jeweils gleichen Betrag in die gleiche Richtung weisen. Es ergibt sich nach der Faktorisierung eine Addition der Kreisfunktion mit ihrer komplex Konjugierten. Somit fallen alle imaginären Faktoren, die nicht mehr abhängig von der Kreisfunktion sind, in der späteren rein reellwertigen Lösung weg (vgl. Kapitel 11.1 für einen genaueren Überblick der Rechenverfahren).

$$\begin{aligned} I^+: \widehat{\mathbb{M}}_{W1,k}(\phi) + \widehat{\mathbb{M}}_{W2,-k}(\phi) &= \hat{\mathbb{F}}_{W,k} e^{jk} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} + \hat{\mathbb{F}}_{W,k} e^{-jk\phi} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} \\ &= \hat{\mathbb{F}}_{W,k} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} (e^{jk} + e^{-jk}) \Rightarrow 2\hat{\mathbb{F}}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} z_W \\ 0 \\ -x_W \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Im subtraktiven Fall weisen alle Abstände entgegengesetzte Vorzeichen auf. Dies führt zu einer komplex-konjugierten Subtraktion der Kreisfunktionen. Hier verschwinden die realen Faktoren im resultierenden Vektor und ein um  $\frac{\pi}{2}$  verschobenes Moment bleibt übrig.

$$\begin{aligned} \Gamma^-: \widehat{M}_{W1,k}(\phi) - \widehat{M}_{W2,-k}(\phi) &= \widehat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} + \widehat{F}_{W,k} e^{-jk\phi} \begin{pmatrix} -z_W \\ -jz_W \\ (x_W + jy_W) \end{pmatrix} \\ &= \widehat{F}_{W,k} \begin{pmatrix} z_W \\ jz_W \\ -(x_W + jy_W) \end{pmatrix} (e^{jk\phi} - e^{-jk\phi}) \Rightarrow 2j\widehat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ jz_W \\ y_W \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Die Aussage, die für beide Fälle getroffen werden kann, ist die Unabhängigkeit der z-Koordinate zu den anderen Koordinaten. Da jedoch  $z_W$  in beiden Fällen auftritt, bedeutet das, dass man immer ein Moment um die x-Achse und ein phasenverschobenes Moment um die y-Achse erhält. Somit sind weitere Überlegungen dahingehend nur sinnvoll, wenn man rotatorische Kräfte damit ausgleichen will. Um freie Momente um die x-Achse und y-Achse zu vermeiden muss  $z_W = 0$  sein. Das heißt jedoch nur, dass sich die einzelnen Abstände  $z_{W,q}$  in der Kräftebilanz ausgleichen müssen. Dies entspricht einer symmetrischen Anordnung der erzeugten Kräfte zur xy-Ebene. Eine Auflösung in das Einzelkräftesystem  $\sum_{q=1}^{n_m} \widehat{F}_{W,k}^q$  zeigt zudem, dass einer Anordnung und damit einem Ausgleichen der z-Komponente über zwei Wellen hinweg nichts entgegen spricht. Die geometrische Aussage der betrachteten Fälle zeigt zudem, dass Wellen auf gleicher Höhe ( $y_{W1} = y_{W2}$ ) und symmetrisch zur yz-Ebene ( $x_{W1} = -x_{W2}$ ), kein Moment um die z-Achse erzeugen. Es ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\widehat{M}_{W,k}(\phi) + \widehat{M}_{\overline{W},-k}(\phi) = 0 \text{ mit } \vec{r}_W = \begin{pmatrix} x_W \\ y_W \\ 0 \end{pmatrix}, \vec{r}_{\overline{W}} = \begin{pmatrix} -x_W \\ y_W \\ 0 \end{pmatrix}$$

Nimmt man diese Randbedingung als Grundlage, kann zudem jeder andere Fall hergeleitet werden und stellt somit die Basis für die weiteren Überlegungen dar. Geht man von zwei gleichen Wellen mit jeweils beliebiger Platzierung in x- und y-Richtung aus, kann man folgenden Zusammenhang herleiten:

$$\begin{aligned} \widehat{M}_{W1,k}(\phi) + \widehat{M}_{W2,-k}(\phi) &= \widehat{M}_{W2,-k}(\phi) + \underbrace{\widehat{M}_{W1,k}(\phi) - \widehat{M}_{W3,k}(\phi)}_{\widehat{M}_{\overline{W2},k}(\phi)} + \widehat{M}_{W3,k}(\phi) \\ &= \underbrace{\widehat{M}_{W2,k}(\phi) + \widehat{M}_{\overline{W2},-k}(\phi)}_{=0} + \widehat{M}_{W3,k}(\phi) = \widehat{M}_{W3,k}(\phi) \\ \vec{r}_{W1} - \vec{r}_{W3} &= \vec{r}_{\overline{W2}} = \begin{pmatrix} x_{W1} - x_{W3} \\ y_{W1} - y_{W3} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -x_{W2} \\ y_{W2} \\ 0 \end{pmatrix} \\ \widehat{M}_{W3,k}(\phi) &= \widehat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -(x_{W3} + jy_{W3}) \end{pmatrix} \text{ mit } \vec{r}_{W3} = \begin{pmatrix} x_{W1} + x_{W2} \\ y_{W1} - y_{W2} \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Es ergibt sich ein Ersatzsystem, welches komplett durch eine dritte virtuelle Ausgleichswelle beschrieben werden kann. In Abbildung 109 sind die grundlegenden Varianten dargestellt.

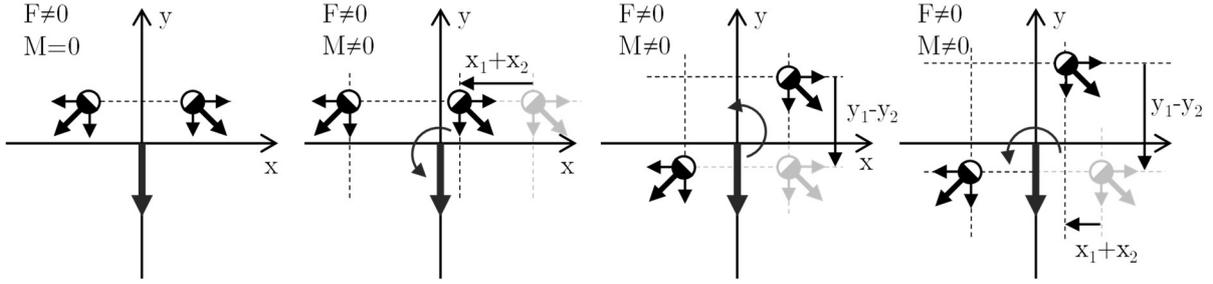


Abbildung 109: Möglichkeiten zur Anordnung von Ausgleichswellen

In einer weiteren Überlegung können Ausgleichswellen verwendet werden, um freie Momente in das System einzubringen, ohne zusätzliche Kräfte zu erzeugen. Somit können gezielt Momente einzelner Ordnungen ausgeglichen werden. Hierzu haben zwei geometrisch gleiche Wellen,  $\hat{F}_{W1,k} = \hat{F}_{W2,k} = \hat{F}_{W,k}$ , den gleichen Drehsinn, sind aber um  $180^\circ$  in der Phase versetzt. Für die erzeugten Kräfte gilt:

$$\hat{F}_{W1,k}(\phi + \pi) + \hat{F}_{W2,k}(\phi) = -\hat{F}_{W,k}(\phi) + \hat{F}_{W,k}(\phi) = 0$$

Für das erzeugte freie Moment ergibt sich folgender Zusammenhang:

$$\begin{aligned} \hat{M}_{W1,k}(\phi + \pi) + \hat{M}_{W2,k}(\phi) &= \hat{F}_{W,k} e^{jk} \left[ \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_{W2,q} \\ y_{W2,q} \\ z_{W2,q} \end{pmatrix} - \begin{pmatrix} -j \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} x_{W1,q} \\ y_{W1,q} \\ z_{W1,q} \end{pmatrix} \right] \\ &= \hat{F}_{W,k} e^{jk} \begin{pmatrix} \Delta z_W \\ j\Delta z_W \\ -(\Delta x_W + j\Delta y_W) \end{pmatrix} \text{ mit } \Delta x = x_2 - x_1, \Delta y = y_2 - y_1, \Delta z = z_2 - z_1 \end{aligned}$$

Somit erhält man durch die Positionierung der Wellen in z-Richtung einen gekoppelten Ansatz, Momente mit gleichem Betrag um die x-Achse und phasenverschoben um die y-Achse zu erzeugen. Weit interessanter zeigt sich jedoch das freie Moment um die z-Achse. Da  $\Delta x_W$  und  $\Delta y_W$  die Komponenten einer komplexen Zahl darstellen und diese direkte geometrische Bedeutung haben, kann somit der Betrag und die Phase des gewollten Moments eingestellt werden. Da keine Kräfte ins System gelangen, kann man Betrag und Phase des erzeugten Moments zusätzlich durch die Geometrie der Welle  $\hat{F}_{W,k}$  einstellen. Somit erhält man zwei unabhängige Parameter zum Einstellen dieses Moments und somit eine hohe Wahrscheinlichkeit, diesen Ansatz konstruktiv umzusetzen.

Das Antriebsmoment stellt ein „freies“ Moment um die z-Achse dar. Im Lastfall stellt die nullte Ordnung das Antriebsmoment dar.

$$M_{Osz,k=0}^Z(\phi) = M_D$$

Mit einem oszillierenden Moment um die Antriebsachse einer bestimmten Ordnung kann man daher Einfluss auf die Drehungleichförmigkeit des Antriebsmoments nehmen. Die axiale Gestaltung der Ausgleichswellen gestattet es, auch oszillierende Momente um die x- und y-Achse zu erzeugen und somit diese im Gesamtsystem auszugleichen.

### 11.1.3 Kräfte- und Momentenbilanz am Motorblock

Die Bewegung des Motorblocks wird durch die Krafteinleitungspunkte des Kurbeltriebs ins Kurbelgehäuse bestimmt. Es gibt jeweils zwei Einleitungspunkte pro Zylinder. Abbildung 110 zeigt hierzu die wirkenden Massenkräfte an einem Zylinder samt Lagerkräfte

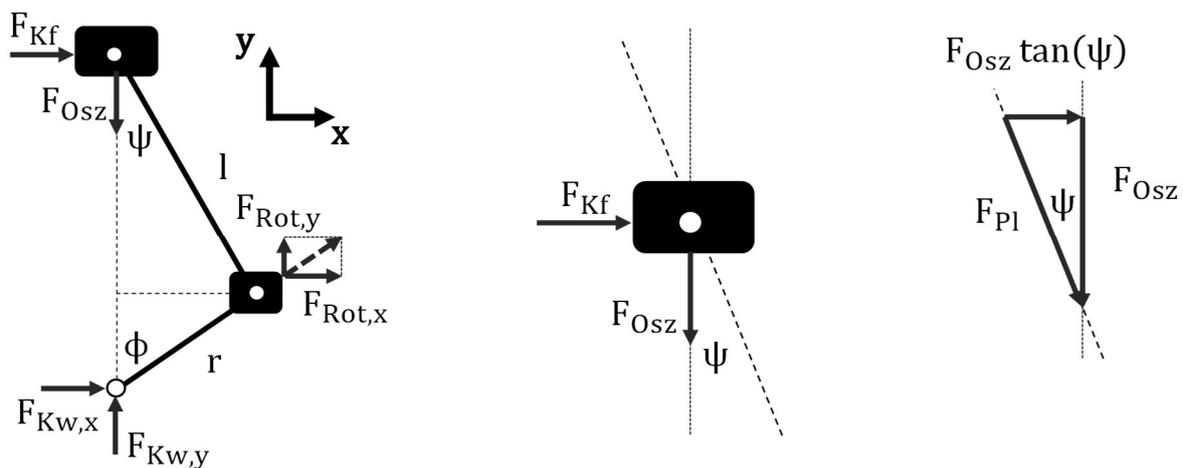


Abbildung 110 Kräfte am Einzylinder-Triebwerk

Das Pleierlager nimmt dabei Kräfte in x-, y- und z-Richtung auf. In der idealen Betrachtung können jedoch Kräfte in z-Richtung vernachlässigt werden. Für die Pleierlagerkraft ergeben sich folgende Zusammenhänge.

$$F_{Kw,x} = -F_{Rot,x} - F_{Kf}$$

$$F_{Kw,y} = F_{Rot,y} + F_{Osz}$$

Die lineare Führung des Pleiers vermag nur Kräfte in x- (und z-) Richtung abzustützen.

$$F_{Kf} = F_{Osz} \tan(\psi)$$

Der Abstand des Pleiers zur Pleierdrehachse ergibt sich zu:

$$h_K = r + l - s$$

Daraus ergeben sich die Gleichungen für die  $m$  freien Kräfte am Motorblock  $\vec{F}_{MB,m}$  durch einen Zylinder und sehen wie folgt aus:

$$\vec{F}_{Zyl} = \sum_m \vec{F}_{MB,m} = \vec{F}_{Kf} + \vec{F}_{Kw} = \begin{pmatrix} F_{Kf} \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{Rot,x} - F_{Kf} \\ F_{Osz} - F_{Rot,y} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -F_{Rot,x} \\ F_{Osz} + F_{Rot,y} \\ 0 \end{pmatrix}$$

Das freie Moment ergibt sich aus der Summe der Kreuzprodukte der Kräfte und den jeweiligen Einleitungspunkten  $\vec{h}_m$  vom Schwerpunkt aus:

$$\begin{aligned} \vec{M}_{Zyl} &= \sum_m \vec{F}_{MB,m} \times \vec{h}_m = \vec{F}_{Kf} \times \begin{pmatrix} 0 \\ h_K \\ h_{Zyl,i} \end{pmatrix} + \vec{F}_{Kw} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ h_{Zyl,i} \end{pmatrix} \\ &= \begin{pmatrix} 0 \\ -F_{Kf} h_{Zyl,i} \\ F_{Kf} s \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} (F_{Osz} + F_{Rot,y}) h_{Zyl,i} \\ (F_{Rot,x} + F_{Kf}) h_{Zyl,i} \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} (F_{Osz} + F_{Rot,y}) h_{Zyl,i} \\ F_{Rot,x} h_{Zyl,i} \\ F_{Kf} h_K \end{pmatrix} \end{aligned}$$

Daraus ergibt sich das Gleichungssysteme für den idealisierten Beitrag eines Zylinders zur Gesamtbetrachtung:

$$\vec{F}_{Zyl} = \begin{pmatrix} -F_{Rot,x} \\ F_{Osz} + F_{Rot,y} \\ 0 \end{pmatrix}; \vec{M}_{Zyl} = \begin{pmatrix} (F_{Osz} + F_{Rot,y}) h_{Zyl,i} \\ F_{Rot,x} h_{Zyl,i} \\ F_{Kf} h_K \end{pmatrix} \quad (8)$$

Mit dem komplexen Ansatz und den in Kapitel 4.1 hergeleiteten Beziehungen,

$$\hat{\vec{F}}_{Osz,Mot}(\phi) = \sum_{k=1}^{n_{Ord}} \hat{f}_k e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix}; \hat{\vec{F}}_{Rot,Mot}(\phi) = x_{Rot} \hat{f}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} j \\ -1 \\ 0 \end{pmatrix}$$

folgt die Kräftebilanz für den gesamten Motor in Vektordarstellung:

$$\begin{aligned} \hat{\vec{F}}_{Mot}(\phi) &= \sum_{k=1}^{n_{Ord}} \begin{pmatrix} j x_{Rot} \hat{f}_1 e^{j\phi} \\ \hat{f}_k e^{jk} & -x_{Ro} \hat{f}_1 e^{j\phi} \\ 0 \end{pmatrix} \\ \Rightarrow \hat{\vec{F}}_{Mot}(\phi) &= \hat{f}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} j x_{Rot} \\ 1 - x_{Rot} \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=2}^{n_{Ord}} \hat{f}_k e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{pmatrix} \end{aligned} \quad (9)$$

Die Bilanz der Momente erweist sich als ein wenig aufwendiger, folgt aber der gleichen Logik. Die Kolbenführungskraft  $F_{Kf}$  ist nicht direkt von  $\phi$  abhängig und wird in der Momentenbilanz mit dem Abstand des Kolbens multipliziert. Dieser liegt zwar schon als Reihenentwicklung  $h_K(s)$  vor, jedoch würde eine Multiplikation zweier Funktionen, die als Reihe vorliegen, einer mathematischen Faltung entsprechen. Daher wird die Vorablösung  $\sum_{k=1}^{n_{Ord}} \sum_{i=1}^{n_{ZF}} h_{Zyl} \hat{M}_{KF,k}^i e^{jk}$  bzw.  $\sum_{k=1}^{n_{Ord}} \hat{M}_{KF,k} e^{jk}$  eingeführt, um die Methodik weiterzuführen.

$$\begin{aligned} \hat{\vec{M}}_{Mot}(\phi) &= \hat{M}_k \sum_{k=1}^{n_{Ord}} \sum_{i=1}^{n_{ZF}} \begin{pmatrix} h_i \hat{P}_k^i e^{jk} & -\hat{x}_i h_i \hat{P}_1^i e^{j\phi} \\ j \hat{x}_i h_i \hat{P}_1^i e^{j\phi} \\ \hat{M}_{KF,k}^i e^{jk} \end{pmatrix} \\ &= \hat{M}_1 \sum_{i=1}^{n_{ZF}} \hat{P}_1^i h_i e^{j\phi} \begin{pmatrix} 1 - \hat{x}_i \\ j \hat{x}_i \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=2}^{n_{Ord}} \hat{M}_k e^{jk} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=1}^{n_{Ord}} e^{jk} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \hat{M}_{KF,k} \end{pmatrix} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \widehat{\mathbf{M}}_{\text{Mot}}(\phi) = \widehat{\mathbf{M}}_1 e^{j\phi} \begin{pmatrix} 1 - x_{\text{Rot}} \\ jx_{\text{Rot}} \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=2}^{n_{\text{Ord}}} \widehat{\mathbf{M}}_k e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} + \sum_{k=1}^{n_{\text{Ord}}} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \widehat{\mathbf{M}}_{\text{KF},k} \end{pmatrix} \quad (10)$$

Das resultierende Moment aus der Kolbenführung kann man mit weniger Aufwand im Zeitbereich lösen und das Ergebnis in den Frequenzbereich per DFT transformieren. In der dazugehörigen Ordnungsanalyse in Abbildung 111 sind die zweite und dritte Ordnung dominierend. Die erste Ordnung beträgt nur ein Fünftel von der zweiten.

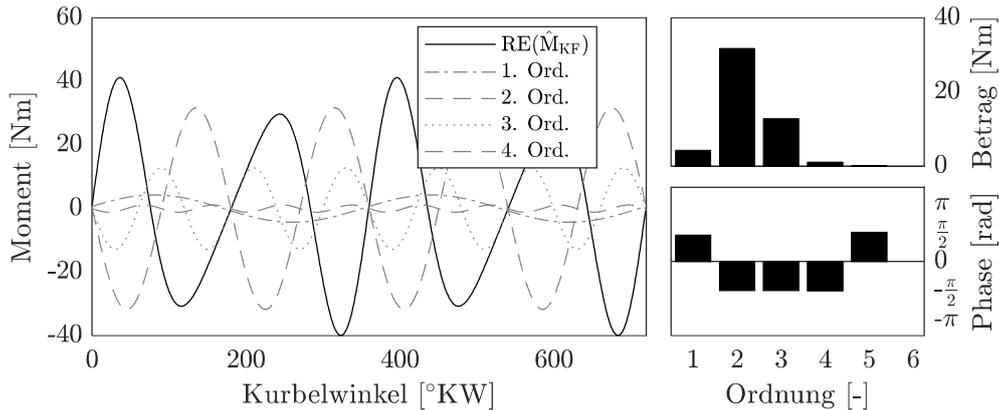


Abbildung 111: Ordnungsanalyse des freien Moments der Kolbenführungskraft bei  $n=3000\text{min}^{-1}$

#### 11.1.4 Zusammenhänge für die Kurbelwellenauslegung

Symbol	Erläuterung	Beispiel
$j$	Imaginäre Einheit	$j^2 = -1$
$\widehat{z}$	Indikator für komplexe Zahl	$\widehat{z} = a + jb$
$\text{Re}\{\widehat{z}\}, \text{Im}\{\widehat{z}\}$	Real-, Imaginärteil von $\widehat{z}$	$\text{Re}\{\widehat{z}\} = a, \text{Im}\{\widehat{z}\} = b$
$ \widehat{z} $	Betrag von $\widehat{z}$	$ \widehat{z}  = \sqrt{a^2 + b^2}$
$\arg(\widehat{z})$	Phase von $\widehat{z}$	$\arg(\widehat{z}) = \tan^{-1}\left(\frac{b}{a}\right)$
$e^{j\alpha}$	Eulerform	$\widehat{z} =  \widehat{z}  e^{j\arg(\widehat{z})}$ $=  \widehat{z}  (\cos(\arg(\widehat{z})) + j\sin(\arg(\widehat{z})))$

$\phi$		Kurbelwinkel
$\widehat{c}_k$	$\widehat{c}_k = a_k + jb_k$	k. -Ordnung des komplexen Kolbenwegs; Betrag und Phase

$e^{jk\phi}$		Kreisfunktion k.-Ordnung
$\hat{P}_k^i$	$e^{jk\varphi_i}$	Phasenversatz durch Zündfolge k.-Ordnung
$h_{Zyl,i}$	$h_{Zyl}h_i$	Abstand des i.-Zylinder in z-Richtung zur Schwerebene der Kurbelwelle
$\hat{F}_k$	$m_{Osz}\omega^2\hat{c}_k k^2 e^{j\pi}$	k.-Ordnung der komplexen Massenkraft; Betrag und Phase
$\hat{F}_k^i$	$\hat{F}_k \hat{P}_k^i$	k.-Ordnung der komplexen Massenkraft des i. Zylinders; Betrag und Phase
$\hat{P}_k^F$	$\sum_{i=1}^{n_{ZF}} \hat{P}_k^i$	Normierter Kurbelstern der freien Kräfte k.-Ordnung
$\hat{F}_k$	$\hat{F}_k \sum_{i=1}^{n_{ZF}} \hat{P}_k^i$	Kurbelstern der freien Kräfte k.-Ordnung
$\hat{M}_k$	$h_{Zyl}\hat{F}_k$	k.-Ordnung des komplexen Massenmoments; Betrag und Phase auf den Zylinderabstand normiert
$\hat{M}_k^i$	$\hat{M}_k \hat{P}_k^i h_i$	k.-Ordnung des komplexen Massenmoments des i. Zylinders; Betrag und Phase auf den Zylinderabstand normiert
$\hat{P}_k^M$	$\sum_{i=1}^{n_{ZF}} \hat{P}_k^i h_i$	Normierter Kurbelstern der freien Momente k.-Ordnung
$\hat{M}_k$	$\hat{M}_k \sum_{i=1}^{n_{ZF}} \hat{P}_k^i h_i$	Kurbelstern der freien Momente k.-Ordnung

Komplexe Kreisfunktion:

$$\hat{z}(\phi) = \hat{z} = e^{jk} = \cos(k\phi) + j\sin(k\phi)$$

Komplexe konjugierte Kreisfunktion:

$$\hat{\bar{z}}(\phi) = \hat{\bar{z}} = e^{-jk\phi} = \cos(k\phi) - j\sin(k\phi)$$

Rechenregeln komplexer Kreisfunktionen mit ihrer Komplex-konjugierten:

$$\underline{\hat{z} + \hat{\bar{z}}} = \cos(k\phi) + j\sin(k\phi) + \cos(k\phi) - j\sin(k\phi) = 2\cos(k\phi) + \underbrace{2j\sin(k\phi) - 2j\sin(k\phi)}_{=0} = 2\hat{z} - 2j\sin(k\phi)$$

$$\underline{j(\hat{z} - \hat{\bar{z}})} = j(\cos(k\phi) + j\sin(k\phi)) - j(\cos(k\phi) - j\sin(k\phi)) = j\cos(k\phi) - \sin(k\phi) - j\cos(k\phi) - \sin(k\phi) = -2\sin(k\phi) = 2\cos(k\phi + \frac{\pi}{2}) + 2j\sin(k\phi + \frac{\pi}{2}) - 2j\sin(k\phi + \frac{\pi}{2}) = -2e^{jk(\phi + \frac{\pi}{2})} + 2j\sin(k\phi + \frac{\pi}{2}) = -2j\hat{z} + 2j\sin(k\phi + \frac{\pi}{2})$$

$$\underline{\hat{z} - \hat{z}} = \cos(k\phi) + j\sin(k\phi) - \cos(k\phi) + j\sin(k\phi) = 2j\sin(k\phi)$$

$$\underline{j(\hat{z} + \hat{z})} = j\cos(k\phi) - \sin(k\phi) + j\cos(k\phi) + \sin(k\phi) = 2j\cos(k\phi)$$

Reellwertigen Anteil:

$$\operatorname{Re}\{\hat{z} + \hat{z}\} = \operatorname{Re}\{2\hat{z} - 2j\sin(k\phi)\} = \operatorname{Re}\{2\hat{z}\}$$

$$\operatorname{Re}\{j(\hat{z} - \hat{z})\} = \operatorname{Re}\{-2j\hat{z} + 2j\sin(k\phi + \frac{\pi}{2})\} = \operatorname{Re}\{-2j\hat{z}\}$$

$$\operatorname{Re}\{\hat{z} - \hat{z}\} = \operatorname{Re}\{2j\sin(k\phi)\} = 0$$

$$\operatorname{Re}\{j(\hat{z} + \hat{z})\} = \operatorname{Re}\{2j\cos(k\phi)\} = 0$$

$$\hat{z} + f\hat{z} = \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{1-f}{2}\hat{z} + \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{-1+f}{2}\hat{z} = \frac{1+f}{2}(\hat{z} + \hat{z}) + \frac{1-f}{2}(\hat{z} - \hat{z}) \stackrel{\operatorname{RE}\{\}}{\Rightarrow} (1+f)\hat{z}$$

$$f\hat{z} + \hat{z} = \frac{1+f}{2}\hat{z} - \frac{1-f}{2}\hat{z} + \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{1-f}{2}\hat{z} = \frac{1+f}{2}(\hat{z} + \hat{z}) - \frac{1-f}{2}(\hat{z} - \hat{z}) \stackrel{\operatorname{RE}\{\}}{\Rightarrow} (1+f)\hat{z}$$

$$\hat{z} - f\hat{z} = \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{1-f}{2}\hat{z} - \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{1-f}{2}\hat{z} = \frac{1+f}{2}(\hat{z} - \hat{z}) + \frac{1-f}{2}(\hat{z} + \hat{z}) \stackrel{\operatorname{RE}\{\}}{\Rightarrow} (1-f)\hat{z}$$

$$f\hat{z} - \hat{z} = \frac{1+f}{2}\hat{z} - \frac{1+f}{2}\hat{z} + \frac{f-1}{2}\hat{z} + \frac{f-1}{2}\hat{z} = \frac{1+f}{2}(\hat{z} - \hat{z}) - \frac{1-f}{2}(\hat{z} + \hat{z}) \stackrel{\operatorname{RE}\{\}}{\Rightarrow} -(1-f)\hat{z}$$

## 11.2 Erweiterter rotatorischer Ausgleich

Für einen weiterführenden rotatorischen Ausgleich einer 4-Zylinder-Kurbelwelle mit äquidistanten Zündabständen von  $240^\circ\text{KW}$ , wird die Formulierung aus Kapitel 11.1 herangezogen. Es gelten die Definitionen für den allgemeingültigen Ausgleichgrad:

$$\begin{aligned} x_{\text{Rot}} &= \frac{\hat{F}_1 \hat{\mathbb{P}}_R^F}{\hat{F}_1 \hat{\mathbb{P}}_1^F} = \frac{\hat{F}_1 \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i e^{j\varphi_i}}{\hat{F}_1 \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} e^{j\varphi_i}} = \frac{\hat{F}_1 \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i \hat{\mathbb{P}}_i}{\hat{F}_1 \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{\mathbb{P}}_i} \\ x_{\text{Rot}}^M &= \frac{\hat{\mathbb{P}}_R^M}{\hat{\mathbb{P}}_1^M} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i h_i e^{j\varphi_i}}{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} h_i e^{j\varphi_i}} = \frac{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i h_i \hat{\mathbb{P}}_i}{\sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} h_i \hat{\mathbb{P}}_i} \end{aligned}$$

Damit stehen nun zwei unabhängige Gleichungen für den rotatorischen Ausgleich zur Verfügung:

$$\text{F: } x_{\text{Rot}} = \frac{1}{\hat{\mathbb{P}}_1^F} \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i \hat{\mathbb{P}}_i \quad \text{M: } x_{\text{Rot}} = \frac{1}{\hat{\mathbb{P}}_1^M} \sum_{i=1}^{n_{\text{ZF}}} \hat{x}_i h_i \hat{\mathbb{P}}_i$$

Man kann folgendes Gleichungssystem erzeugen:

$$A_{\hat{x}} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ h_1 & h_2 & h_3 & h_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{\text{Rot}} \hat{\mathbb{P}}_1^F \\ x_{\text{Rot}}^M \hat{\mathbb{P}}_1^M \end{bmatrix} = \hat{b}$$

Dieses unterbestimmte Gleichungssystem lässt sich lösen, indem man zwei weitere Bedingungen einführt. Mit der Prämisse, dass immer nur jeweils zwei Zylinder entweder den Kräfteausgleich oder den Momentenausgleich bewerkstelligen sollen, erhält man beispielsweise folgendes erweiterte Gleichungssystem.

$$A_{\text{Sym}\hat{x}} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 \\ h_1 & h_2 & h_3 & h_4 \\ 1 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & h_2 & h_3 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{\text{Rot}} \hat{\mathbb{P}}_1^F \\ x_{\text{Rot}}^M \hat{\mathbb{P}}_1^M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \hat{b}_{\text{Sym}}$$

Die ausgenutzte Symmetrie der Kurbelwelle in diesem Gleichungssystem liefert demnach entsprechend symmetrische Lösungen mit  $\hat{x}_1 = -\hat{x}_4$  und  $\hat{x}_2 = \hat{x}_3$ .

Nun kann man sich jedoch vorstellen, dass alle Zylinder den gewünschten Ausgleich mittragen sollen, um eine höhere konstruktive Umsetzbarkeit zu erzeugen. Dies stellt jedoch ein Widerspruch in der obigen Formulierung dar.

Folgend wird eine Lösungsmethodik aufgezeigt, um eine generelle Lösung dieser Problemstellung zu erhalten. Dafür wird das Gleichungssystem zerlegt und „nacheinander“ gelöst. Eine Aufteilung in die inneren und äußeren Zylinder bietet sich dabei an:

$$A\hat{x} = A_a\hat{x} + A_i\hat{x} = \hat{b}_a + \hat{b}_i = \hat{b}$$

$$\text{Mit: } \hat{x} = \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_2 \\ \hat{x}_3 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix}; A_a = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 1 \\ h_1 & 0 & 0 & h_4 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; A_i = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 1 & 0 \\ 0 & h_2 & h_3 & 0 \end{bmatrix}$$

In Schritt I) wird mit Hilfe eines gewichteten Beitrags zum gewünschten Gesamtausgleich eine Vorablösung bestimmt, welche nur aus den äußeren Zylindern hervorgeht:

$$\text{I) } A_a\hat{x} = \hat{b}_a = \begin{bmatrix} g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F \\ g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Dieses Vorabergebnis stellt eine Vertrimmung der gewünschten Lösung dar. Dieses Vertrimmung der Kräfte  $\sum_i \hat{x}_i$  und der Momente  $\sum_i h_i \hat{x}_i$  wird im Schritt II) wieder komplett ausgeglichen. Es ergibt sich folgende Beziehung:

$$\text{II) } A_i\hat{x} = \hat{b}_i = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ (1 - g_F) x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F \\ (1 - g_M) x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \end{bmatrix}$$

Es wird durch die Zerlegung des Gleichungssystem möglich, die Teilsysteme in der Dimension zu reduzieren und analytisch zu lösen.

$$\hat{x}_a = A_a^{-1} \hat{b}_a = \begin{bmatrix} \hat{x}_1 \\ \hat{x}_4 \end{bmatrix} = \frac{1}{2h_1} \begin{bmatrix} h_1 & 1 \\ h_1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F \\ g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \end{bmatrix} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F + \frac{1}{h_1} g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F - \frac{1}{h_1} g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \end{bmatrix}$$

$$\hat{x}_i = A_i^{-1} \hat{b}_i = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} (1 - g_F) x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F + \frac{1}{h_2} (1 - g_M) x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ (1 - g_F) x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F - \frac{1}{h_2} (1 - g_M) x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \end{bmatrix}$$

Im Anschluss können die Teillösungen wieder kombiniert werden. Dies liefert somit den allgemeinen Ausgleichsvektor für einen getrennt betrachten rotatorischen Ausgleich der Kräfte und der Momente über unabhängige innere und äußere Zylinder.

$$\hat{x} = \frac{1}{2} \begin{bmatrix} g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F + \frac{1}{h_1} g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ (1 - g_F) x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F + \frac{1}{h_2} (1 - g_M) x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ (1 - g_F) x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F - \frac{1}{h_2} (1 - g_M) x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \\ g_F x_{\text{Rot}} \hat{P}_1^F - \frac{1}{h_1} g_M x_{\text{Rot}}^M \hat{P}_1^M \end{bmatrix}$$

Diese Lösung stellt die Grundlage für eine bewertende Auslegungsmethodik dar. Hierzu kann man Kenngrößen generieren, die Aussagen über die konstruktive Konsequenz der gewählten Gewichtungen treffen. Diese Kenngrößen dienen zur Bewertung einzelner Kombinationen für gewünschte Ausgleichgrade.

Eine wichtige Größe dabei ist die Summe über den Absolutwert aller Komponenten  $\hat{x}_i$  des Ausgleichsvektors. Da die Gewichtungen immer zum gewünschten Gesamtausgleich führen, kann über eine Minimumbestimmung dieser Kenngröße die Kombination gefunden werden, die am wenigsten konstruktiven Aufwand beschreibt und damit gleichsam das geringste Massenträgheitsmoment aufweist. Man definiert die Kenngröße des „konstruktiven Aufwands“ des Ausgleichs:  $k_1 = \sum_i |\hat{x}_i|$ .

Eine weitere Kenngröße stellt z. B. die Standardabweichung der einzelnen Absolutwerte des Ausgleichsvektors dar. Damit ergibt sich eine Größe, welche die Gleichverteilung der einzelnen Beiträge der Zylinder bewertet. Man definiert die Kenngröße der „Gleichverteilung“ des Ausgleichs:  $k_2 = \sigma(|\hat{x}_i|)$ .

Wertet man diese Kenngrößen über einen sinnvollen Bereich für  $g_F$  und  $g_M$  aus und überführt das Ergebnis in normierte Größen, sodass  $k_{x,nor} = 1$  das gesuchte Optimum beschreibt, erhält man durch eine gewichtete Addition oder simple Multiplikation, eine Funktion deren Maximum den besten Kompromiss der formulierten Kenngrößen darstellt.

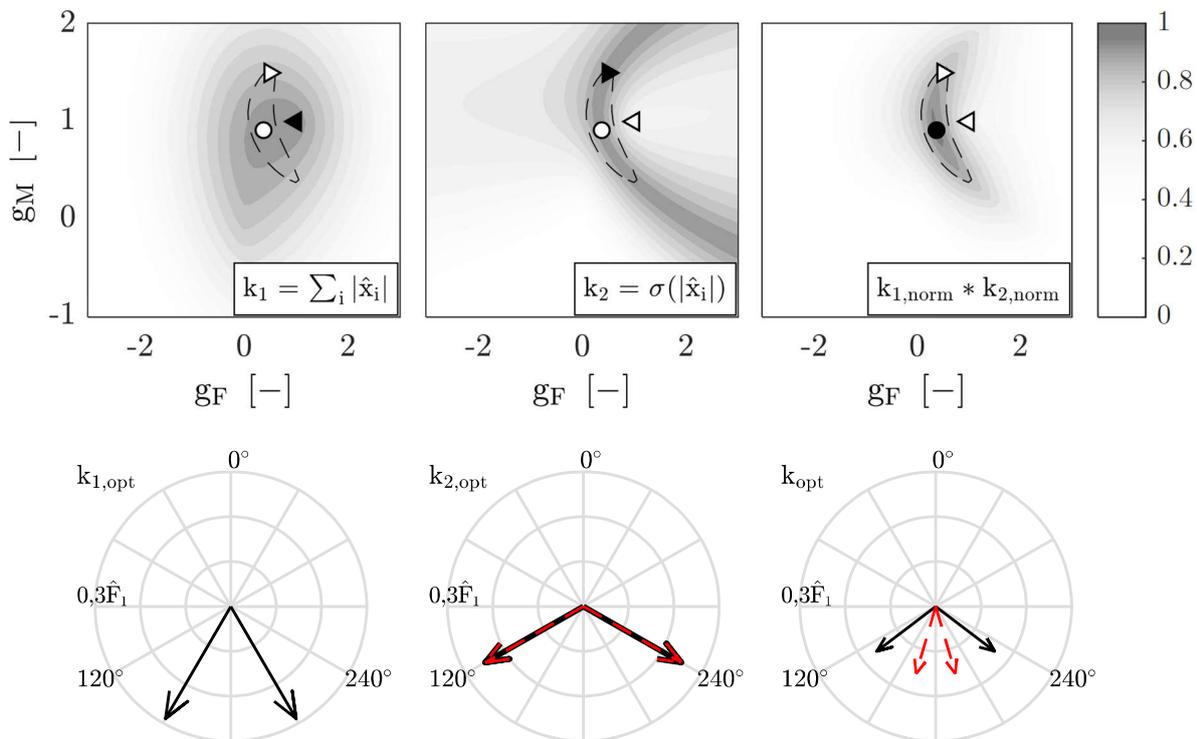


Abbildung 112: Vergleich unterschiedlicher Auslegungsmöglichkeiten für einen 50%-Ausgleich der freien Kräfte und Momente

Die resultierenden Kennfelder für den Fall  $x_{\text{Rot}} = 50\%$  und  $x_{\text{Rot}}^{\text{M}} = 50\%$  sind in Abbildung 112 dargestellt und Abbildung 113 zeigt das Ergebnis für den Fall  $x_{\text{Rot}} = 10\%$  und  $x_{\text{Rot}}^{\text{M}} = 50\%$ . Die schwarzen Marker beschreiben dabei das Optimum des jeweiligen Kennfelds. Die weißen Marker dienen zur Identifizierung des jeweiligen Optimums der jeweils anderen Kenngrößen. Die gestrichelte Linie umrandet den Bereich mit einer Bewertung über 85% des rechten Diagramms. Im Kurbelstern direkt unter den Diagrammen sind die Ausprägung des Ausgleichs des jeweiligen Optimums einer betrachteten Kenngröße zu finden. Die schwarzen Vektoren in Volllinie repräsentieren die äußeren Zylinder und die rot gestrichelten die inneren.

Man erkennt im Kurbelstern auf der linken Seite, dass die äußeren Zylinder den kompletten Ausgleich übernehmen. Somit wird zwar der Gesamtvektor minimal, jedoch sind die einzelnen Vektoren vergleichsweise lang. Da diese Vektoren gleichsam den Schwerpunkt des rotatorischen Ausgleichs des Zylinders repräsentiert, könnte diese Ausprägung des Ausgleichs nicht den Bauraumrandbedingung genügen. Im mittleren Kurbelstern sind insgesamt vier Vektoren dargestellt und die Länge der einzelnen kann reduziert werden. Erst die Kombination der beiden Kenngrößen liefert den rechten Kurbelstern und stellt die optimale Ausprägung unter den Gesichtspunkten der formulierten Randbedingungen dar.

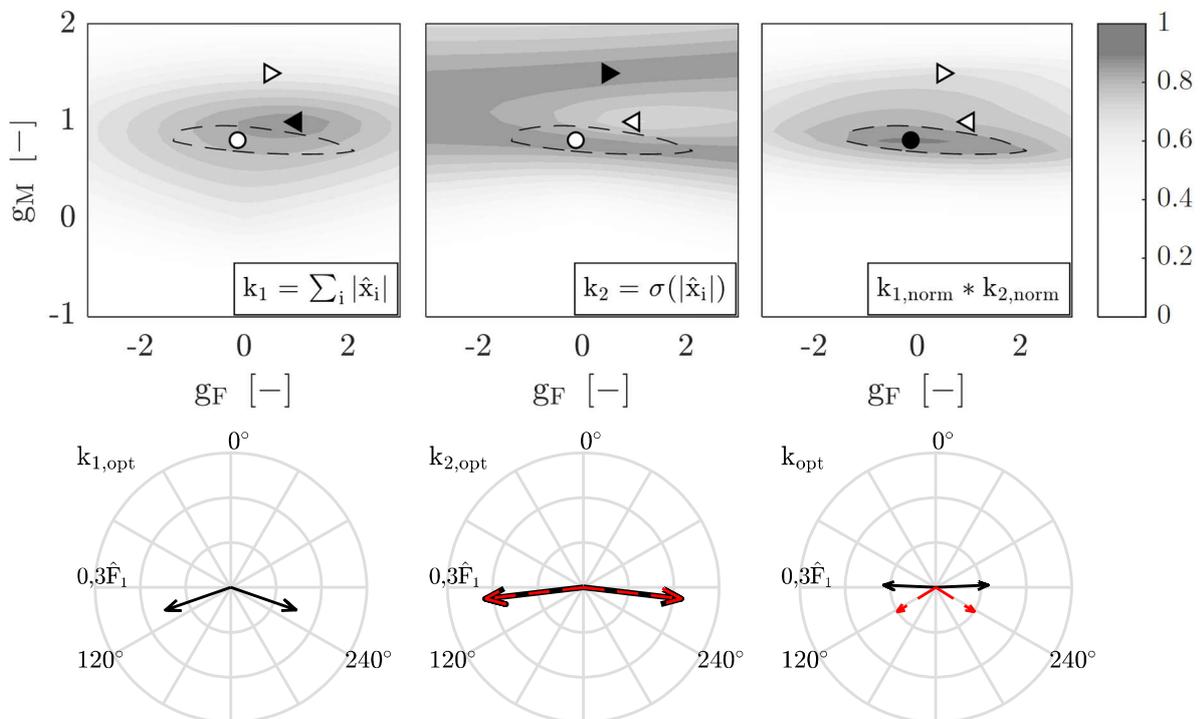


Abbildung 113: Vergleich unterschiedlicher Auslegungsmöglichkeiten für einen 10%-Ausgleich der

*freien Kräfte und 50%-Ausgleich Momente*

In den Kennfeldern der beiden Fälle erkennt man das unterschiedliche Verhalten des jeweiligen Ausgleichsgrades. Für die Gestaltung einer Kurbelwelle verspricht daher die Kenntnis der stets optimalen Lage der Schwerpunkte des gewünschten Ausgleichs große Vorteile, da Iterationsschleifen vermieden werden können.

Somit zeigt sich, dass durch die analytische Formulierung, eine flexible Gestaltungsvorgabe erzeugt wurde.

### 11.2.1 Ausgleichswellen

In Reihen-Vier-Zylinder Motoren können Ausgleichswellen zum Einsatz kommen, um die verbleibende freie Massenkraft 2. Ordnung auszugleichen. Dabei helfen die doppelte Drehzahl und die zweifache Ausführung der radialen Ausprägung der Ausgleichswellen. Im neuen Motorkonzept ergibt sich durch die veränderte Zündfolge ein besonderer Fall. Drei Zylinder gleichen sich stets hinsichtlich der oszillierenden Massenkraft 1. und 2. Ordnung aus. Nun wäre ein Ausgleich der verbleibenden oszillierenden Kräfte 1. Ordnung durch zwei Ausgleichswellen denkbar. Um das beste Resultat zu erhalten, müsste man hier nun auf den rotatorischen Ausgleich verzichten, da man so keine Kräfte in x-Richtung erzeugt. Das ergibt Ausgleichswellen, die jeweils die Hälfte der 1. Kräfteordnung ausgleichen.

In einer weiteren Überlegung kann der gleiche Ausgleich mit nur einer Ausgleichswelle geschehen. Mit der Methodik für den rotatorischen Ausgleich werden die oszillierenden Kräfte mittels optimalen rotatorischen Ausgleich reduziert.

Diese Methodik stellt ebenfalls die Grundlage für die Auslegung von Ausgleichswellen dar. Nimmt man an, dass die Kurbelwelle mit 50%-Ausgleich eine Ausgleichswelle darstellt, wäre man in der Lage mittels nur einer weiteren Ausgleichswelle, mit gleichem Ausgleichsgrad, sämtliche freien Kräfte und Momente 1. Ordnung auszugleichen. Jedoch ergibt sich durch die unsymmetrische Lage der Ausgleichswelle zwangsläufig ein Moment 1. Ordnung um-z-Achse. Dieses Moment ist nutzbar, um dem auftretenden Drehmoment durch Zündung zweier parallellaufender Zylinder zu einem Teil entgegenzuwirken.

Aufwändiger wäre ein teiladaptiver Ausgleich der 0,5 Motorordnung um die z-Achse im

Zuschaltbetrieb. Mit Blick auf die analytische Beschreibung zwei gleicher Ausgleichswellen mit gleichem Drehsinn und  $180^\circ$  Phasenversatz erkennt man die Möglichkeit, gezielt Momente um die z-Achse zu erzeugen ohne weitere Kräfte ins System zu bringen:

$$\begin{aligned}\widehat{F}_{W1,k}(\phi + \pi) + \widehat{F}_{W2,k}(\phi) &= -\widehat{F}_{W,k}(\phi) + \widehat{F}_{W,k}(\phi) = 0 \\ \widehat{M}_{W1,k}(\phi + \pi) + \widehat{M}_{W2,k}(\phi) &= \widehat{F}_{W,k} e^{jk\phi} \begin{pmatrix} \Delta z_W \\ j\Delta z_W \\ -(\Delta x_W + j\Delta y_W) \end{pmatrix}\end{aligned}$$

In der Überlegung könnten zwei Schwungscheiben im Kettenkasten mit jeweils exzentrischem Schwerpunkt ein Moment 0,5 Ordnung erzeugen, um die Ordnung der Parallelzündung zweier Zylinder auszugleichen. Wäre diese Exzentrizität hydraulisch verstellbar, könnte man stets genau das Moment ausgleichen welches durch die Lastanforderung erzeugt wird. Einfacher wäre ein Zwei-Punkt-Steller, der bei Zuschaltung eine Exzentrizität stellt. Die Kettenräder der Nockenwellen stellen genau solche Schwungscheiben dar und können mit der nötigen konstruktiven Gestaltung  $\widehat{F}_{W,k}$  der Ausgleichscheibe jede Phasenlage erzeugen auch wenn der imaginäre Anteil wegfiel aufgrund der gleichen y-Lage der Nockenwellen. Somit wären der nötige konstruktive Aufwand und der Bauraumbedarf gering einzustufen und durch die bereits vorhandene Ölversorgung simpel umzusetzen. Ein Magnetventil könnte dabei eine federgelagerte Masse hydraulisch in einen Endanschlag befördern, welcher einen sinnvollen Tilgungspunkt im niedrigen Drehzahlbereich darstellt.

### 11.3 Hubkurvenauslegung

Folgend wird eine Methodik angeführt, um Hubkurven nach gewünschten Randbedingungen auszulegen. Dazu ist es notwendig eine analytische Form des Hub-, Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverlauf zu erhalten. Von Vorteil wäre eine Darstellung als Reihe, um die Problemstellung der komplexen Auslegung auf kleinere herunterzubrechen. Ein Ansatz hierzu wird folgend hergeleitet. Die Grundidee besteht darin, dass man einen bestehenden Beschleunigungsverlauf in einzelne Übergänge zerlegt und diese mittels skaliertes Sprungfunktionen approximiert. Dies ist in Abbildung 114 gezeigt. Somit stehen die Übergänge für eine Optimierung zur Verfügung, ohne Einfluss auf die vorgegebenen Beschleunigungen nehmen zu müssen.

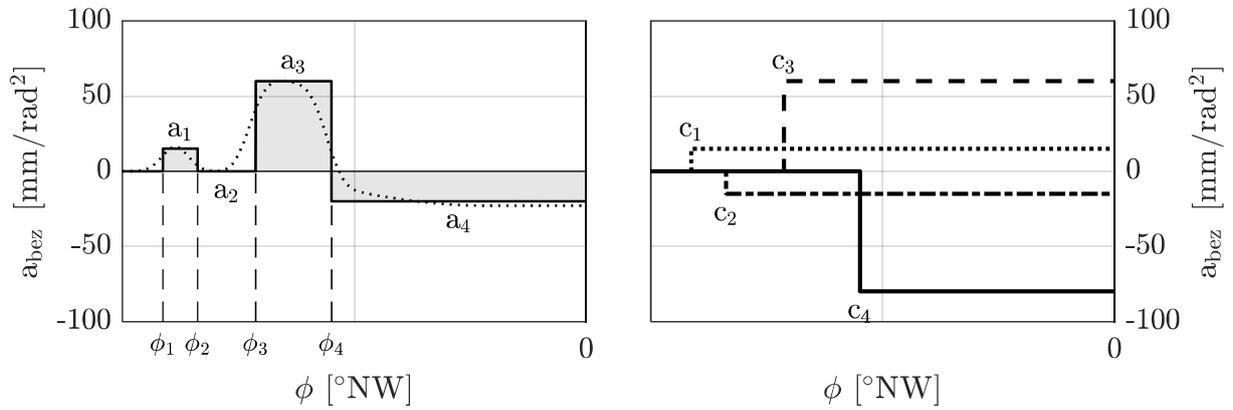


Abbildung 114: Approximation des Beschleunigungsverlauf durch skalierte Sprungfunktionen

Es ergibt sich folgender Zusammenhang für eine vorläufige Form für die Beschleunigung:

$$\ddot{a}(\phi) = \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_i) = \underbrace{[c_1 \dots c_n]}_{\vec{c}^T} \underbrace{\begin{bmatrix} \sigma(\phi - \phi_1) \\ \vdots \\ \sigma(\phi - \phi_n) \end{bmatrix}}_{\sigma(\vec{\Phi}) = \vec{\sigma}} = \vec{c}^T \vec{\sigma}$$

$$\text{mit } c_i = a_i - a_{i-1}; \quad a_0 = 0; \quad a_{n+1} = 0;$$

$$\vec{\Phi} = \begin{bmatrix} (\phi - \phi_1) \\ \vdots \\ (\phi - \phi_n) \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \vec{\sigma} = \sigma(\vec{\Phi}) = \begin{bmatrix} \sigma(\phi - \phi_1) \\ \vdots \\ \sigma(\phi - \phi_n) \end{bmatrix}$$

Weiter ist man in der Lage  $\ddot{a}(\phi)$  mit Hilfe der Rechenvorschriften, die in 11.3.3 gezeigt sind, zwei Mal zu integrieren, um die folgenden Ausdrücke für Geschwindigkeit und Hub zu erhalten:

$$\begin{aligned}\check{v}(\phi) &= \frac{\pi}{180} \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_i) (\phi - \phi_i) = \frac{\pi}{180} \check{c}^T [\vec{\sigma} \circ \vec{\Phi}] \\ \check{h}(\phi) &= \left(\frac{\pi}{180}\right)^2 \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_i) \frac{(\phi - \phi_i)^2}{2} = \left(\frac{\pi}{180}\right)^2 \check{c}^T \left[\frac{1}{2} \vec{\sigma} \circ \vec{\Phi} \circ \vec{\Phi}\right]\end{aligned}$$

Die Darstellung der Summenbildung mittels Skalar- und Skalarprodukt stellt dabei eine simple Implementierung in mathematischen Programmiersprachen, wie MATLAB, dar.

In der vollständigen Näherung, bei  $a_i$  und  $\phi_i$  einen bereits bestehenden Beschleunigungsverlauf  $a_{\text{Bez}}(\phi)$  mit  $a_{\text{Bez}}(\phi_i) = a_i$  repräsentieren und  $c(\phi_i) = \frac{\Delta a_{\text{Bez}}(\phi_i)}{\Delta \phi}$  ist, ergeben  $\check{a}$ ,  $\check{v}$  und  $\check{h}$  die jeweiligen Interpolanten der bestehenden Verläufe.

Die halbseitige Herleitung ist aus Symmetriegründen legitim und erlaubt eine unsymmetrische Auslegung, sofern es an der Übergabestelle keine Abweichungen der interessierenden Ableitung gibt.

Da die zulässigen Beschleunigungsverläufe somit vorgegeben sind, stehen „nur noch“ die Nockenwinkel der Sprünge für eine Lösung zur Verfügung. Wählbare Randbedingungen sind vor allem das Hubmaximum und die Steuerzeit. Entscheidend für das Gelingen der Auslegung ist die Randbedingungen des Flächenausgleichs der Beschleunigung. Das heißt, dass das Ventil bei Hubmaximum und bei Hubende zur Ruhe kommen muss, sprich die Geschwindigkeit an diesen Punkten Null wird. Eine weitere Randbedingung könnte die Gestaltung der Rampen sein, um z. B. die Schließgeschwindigkeit bei bestehender Resthubhöhe zu definieren.

Mit sinnhaften Randbedingungen entsteht somit ein nicht-lineares Gleichungssystem, welches mit Computerunterstützung lösbar ist oder in ein lokales Minimum gebracht werden kann.

Da die Approximation des Beschleunigungsverlauf aus unstetigen Sprüngen besteht, erhält man somit eine Aussage zur maximalen Fülligkeit des Hubs, bei gegebenen Randbedingungen.

In einem weiteren Schritt können die Sprungfunktionen in stetige Funktionen überführt werden. Hierzu wird ein Sprung  $c_i \sigma(\phi - \phi_i)$  mit einem glatten, stetigen Übergang erweitert. Hierfür wird eine Funktion  $c_i f_i(\phi)$  eingeführt und im interessierenden Intervall  $[\phi_l, \phi_r]$  mittels Fensterfunktion  $\Pi_{i,lr}(\phi)$  freigestellt. Die Übergangsfunktion muss mindestens die Randbedingungen  $f(\phi_l) = 0$  und  $f(\phi_r) = 1$  erfüllen, um an den nachfolgenden Sprung stetig anzuschließen. Als Übergangsfunktionen sind Polynome am simpelsten zu implementieren. Diese sind maschinell einfach zu differenzieren und zu

integrieren. Die gewünschten Eigenschaften können mittels Randbedingungen eingestellt werden. Zusätzlich zur Minimalbedingung können noch die jeweiligen Ableitungen an den Intervallgrenzen zu null gesetzt werden. Somit kann bis in die gewünschte Ableitung ein glatter Verlauf sichergestellt werden. In Abbildung 115 sieht man hierzu ein Polynom 2-, 4- und 10.-Ordnung im linken Diagramm und die Verläufe der jeweiligen 1. Ableitungen auf der rechten Seite dargestellt. Zusätzlich ist eine angepasste Cosinus Funktion dargestellt, welche die Randbedingungen erfüllt.

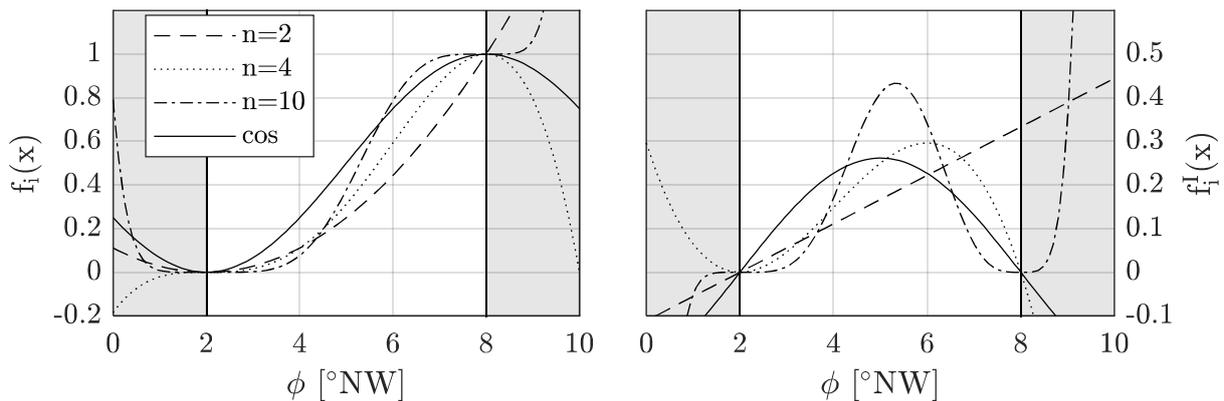


Abbildung 115: Polynom 2-, 4- und 10.-Ordnung als Beispiel für Übergangsfunktionen

Weiter stellen Beziér-Kurven (und weiterführende Algorithmen der frei-parametrierbaren Kurvendarstellung, [109]) ein mächtiges Werkzeug für die Definition jeglicher Übergangsfunktionen dar.

Definiert man die „rechte“ Intervallgrenze gleich der Sprünge aus  $\check{a}(\phi)$ , wird  $\phi_{i,r} = \phi_i$  und ein glatter Beschleunigungsverlauf kann erzeugt werden, welcher ähnlich zur Vorauslegung ist und einen guten Startpunkt für die Auslegung darstellt. Folgende Zusammenhänge ergeben sich:

$$\begin{aligned}
 a(\phi) &= c_i \left[ \sum_{i=1}^n \sigma(\phi - \phi_{i,l}) f_i(\phi) - \sum_{i=1}^n \sigma(\phi - \phi_{i,r}) f_i(\phi) + \sum_{i=1}^n \sigma(\phi - \phi_{i,r}) \right] \\
 &= \sum_{i=1}^n c_i \Pi_{i,lr}(\phi) f_i(\phi) + \underbrace{\sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,r})}_{\check{a}(\phi)} \\
 &= \left[ \sum_{i=1}^n c_i \Pi_{i,lr}(\phi) f_i(\phi) \right] + \check{a}(\phi)
 \end{aligned}$$

Mit der Vereinbarung, dass eine hochgestellte römische Zahl  $n$  an einer Funktion  $f$  die  $n$ -te Ableitung dieser ist und im Umkehrschluss eine hochgestellte negative römische Zahl  $n$  die  $n$ -te Stammfunktion ohne Integrationskonstanten darstellt, erhält man durch

einfache und zweifache Integration des glatten Beschleunigungsverlauf  $a(\phi)$  den Geschwindigkeits- und Hubverlauf:

$$\begin{aligned} v(\phi) &= \frac{\pi}{180} \left[ \sum_{i=1}^n c_i \Pi_{i,lr}(\phi) f_i^{-I}(\phi) - \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,l}) f_i^{-I}(\phi_{i,l}) \right. \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,r}) f_i^{-I}(\phi_{i,r}) \right] + \check{v}(\phi) \\ h(\phi) &= \left( \frac{\pi}{180} \right)^2 \left[ \sum_{i=1}^n c_i \Pi_{i,lr}(\phi - \phi_i) f_i^{-II}(\phi) - \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,l}) (\phi - \phi_{i,l}) f_i^{-I}(\phi_{i,l}) \right. \\ &\quad + \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,r}) (\phi - \phi_{i,r}) f_i^{-I}(\phi_{i,r}) - \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,l}) f_i^{-II}(\phi_{i,l}) \\ &\quad \left. + \sum_{i=1}^n c_i \sigma(\phi - \phi_{i,r}) f_i^{-II}(\phi_{i,r}) \right] + \check{h}(\phi) \end{aligned}$$

Für eine simple Implementierung definiert man folgende Vektoren für alle auftretenden Funktion:

$$\begin{aligned} \vec{\Pi}_{lr}(\phi) &= \begin{bmatrix} \Pi_{1,lr}(\phi) \\ \vdots \\ \Pi_{n,lr}(\phi) \end{bmatrix}; \quad \vec{\Phi}_l = \begin{bmatrix} (\phi - \phi_{1,l}) \\ \vdots \\ (\phi - \phi_{n,l}) \end{bmatrix}; \quad \vec{\Phi}_r = \begin{bmatrix} (\phi - \phi_{1,r}) \\ \vdots \\ (\phi - \phi_{n,r}) \end{bmatrix}; \\ \vec{\sigma}_l = \sigma(\vec{\Phi}_l) &= \begin{bmatrix} \sigma(\phi - \phi_{1,l}) \\ \vdots \\ \sigma(\phi - \phi_{n,l}) \end{bmatrix}; \quad \vec{\sigma}_r = \sigma(\vec{\Phi}_r) = \begin{bmatrix} \sigma(\phi - \phi_{1,r}) \\ \vdots \\ \sigma(\phi - \phi_{n,r}) \end{bmatrix}; \\ \vec{f}(\phi) &= \begin{bmatrix} f_1(\phi) \\ \vdots \\ f_n(\phi) \end{bmatrix}; \quad \vec{f}^{-I}(\phi) = \begin{bmatrix} f_1^{-I}(\phi) \\ \vdots \\ f_n^{-I}(\phi) \end{bmatrix}; \quad \vec{f}^{-II}(\phi) = \begin{bmatrix} f_1^{-II}(\phi) \\ \vdots \\ f_n^{-II}(\phi) \end{bmatrix}; \end{aligned}$$

und ebenso für alle Integrationskonstanten:

$$\vec{f}_l^{-I} = \begin{bmatrix} f_1^{-I}(\phi_l) \\ \vdots \\ f_n^{-I}(\phi_l) \end{bmatrix}; \quad \vec{f}_l^{-II} = \begin{bmatrix} f_1^{-II}(\phi_l) \\ \vdots \\ f_n^{-II}(\phi_l) \end{bmatrix}; \quad \vec{f}_r^{-I} = \begin{bmatrix} f_1^{-I}(\phi_r) \\ \vdots \\ f_n^{-I}(\phi_r) \end{bmatrix}; \quad \vec{f}_r^{-II} = \begin{bmatrix} f_1^{-II}(\phi_r) \\ \vdots \\ f_n^{-II}(\phi_r) \end{bmatrix}$$

Somit ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$\begin{aligned} a(\phi) &= \vec{c}^T [\vec{\Pi}_{lr}(\phi) \circ \vec{f}(\phi) + \vec{\sigma}_r] \\ v(\phi) &= \frac{\pi}{180} \vec{c}^T [\vec{\Pi}_{lr}(\phi) \circ \vec{f}^{-I}(\phi) + \vec{\sigma}_r \circ (\vec{f}_r^{-I} + \vec{\Phi}_r) - \vec{\sigma}_l \circ \vec{f}_l^{-I}] \\ h(\phi) &= \left( \frac{\pi}{180} \right)^2 \vec{c}^T \left[ \vec{\Pi}_{lr}(\phi) \circ \vec{f}^{-II}(\phi) + \vec{\sigma}_r \circ \left( \vec{f}_r^{-II} + \vec{\Phi}_r \circ \vec{f}_r^{-I} + \frac{1}{2} \vec{\Phi}_r \circ \vec{\Phi}_r \right) - \vec{\sigma}_l \circ (\vec{f}_l^{-II} + \vec{\Phi}_l \circ \vec{f}_l^{-I}) \right] \end{aligned}$$

Der jeweils fett gedruckte Term stellt dabei die jeweilige Vorablösung  $\check{a}(\phi)$ ,  $\check{v}(\phi)$  und  $\check{h}(\phi)$  dar. Weiter sind die Terme der linken Integrationskonstanten ( $\vec{f}_l^{-I}$ ,  $\vec{f}_l^{-II}$ ) nur vollständigshalber mit aufgeführt, werden jedoch durch die Vereinbarung, dass die Übergangsfunktionen am „linken“ Rand gleich null sind, auch in den bestimmten Integralen zu Null.

In Abbildung 116 sieht man hierzu einen optimierter Beschleunigungsverlauf auf der linken Seite und die zugehörige Zerlegung in die glatten Sprünge auf der rechten Seite.

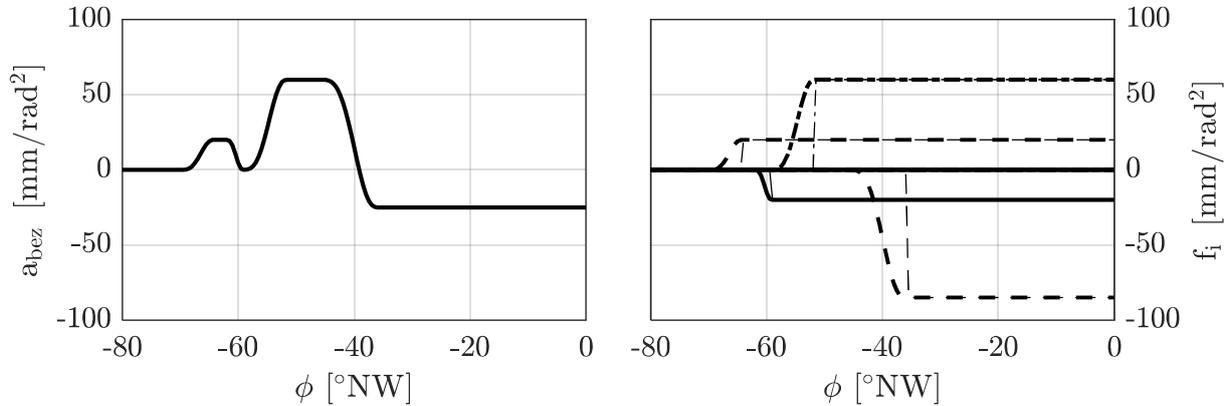


Abbildung 116: Halbseitiger Beschleunigungsverlauf (links) und zerlegte Darstellung der glatten Sprünge (rechts)

In einer weiterführenden Überlegung können mit der Methodik nun weitere Randbedingungen formuliert werden, die nicht per se mit dem Auslegungsprozess zu tun haben, jedoch wichtig für das dynamische Verhalten sind. Darunter fallen z. B. die Sicherheit gegen Kontaktverlust des Nockenfolgers. Dafür ist das analytische Vorhandensein der momentanen Beschleunigung während der Lösung von Nöten. Werkstoffkennwerte wie die maximale Flächenpressungen an den Kontakten können mit einbezogen werden.

Besonders interessant gestaltet sich die Möglichkeit, nach einer gelungenen Auslegung einzelne Übergangsfunktionen auszutauschen, ohne die Befürchtung haben zu müssen, dass die gesamte Auslegung hinfällig wird. Eine Idee wäre es, einzelne Sprünge mit dem größten dynamischen Beitrag mittels Tiefpass- oder Bandpassfilter von Ordnungen zu befreien, welche ansonsten Eigenfrequenzen der Ventildfeder bei einer bestimmten Drehzahl treffen würden.

### 11.3.1 Neue Hubauslegung

Die Neuauslegung der Hubkurven des modifizierten Motors verwendet Polynome 6.-Grades für die stetigen Übergänge.

Damit lauten die Werte für die Erstellung des analytischen Auslasshubs:

$$\vec{\phi}_{A,r}^T = [-63,49 \quad -53,98 \quad -47,52 \quad -39,52 \quad -24,52 \quad 42,73 \quad 50,26 \quad 62,28 \quad 70,5 \quad 75,97]$$

$$\vec{\phi}_{A,\dot{U}}^T = [11 \quad 9,5 \quad -10 \quad 12 \quad 30 \quad 30 \quad 15 \quad 12 \quad 8 \quad 8]$$

$$\vec{c}_A^T = [9,4 \quad 52,6 \quad -2 \quad -72 \quad -10,82 \quad 8,82 \quad 74 \quad -60 \quad 16,6 \quad -16,6]$$

Die Werte für die Erstellung des Einlasshubs ergeben sich zu:

$$\vec{\phi}_{E,r}^T = [-60,99 \quad -54,97 \quad -38,86 \quad -12,39 \quad 60,4 \quad 46,26 \quad 60,52 \quad 67 \quad 73]$$

$$\vec{\phi}_{E,\dot{U}}^T = [10 \quad 8 \quad 15 \quad 55 \quad 55 \quad 6 \quad 10 \quad 5 \quad 5]$$

$$\vec{c}_E^T = [13 \quad 52 \quad -75 \quad -14 \quad 19 \quad 73 \quad -68 \quad 13 \quad -13]$$

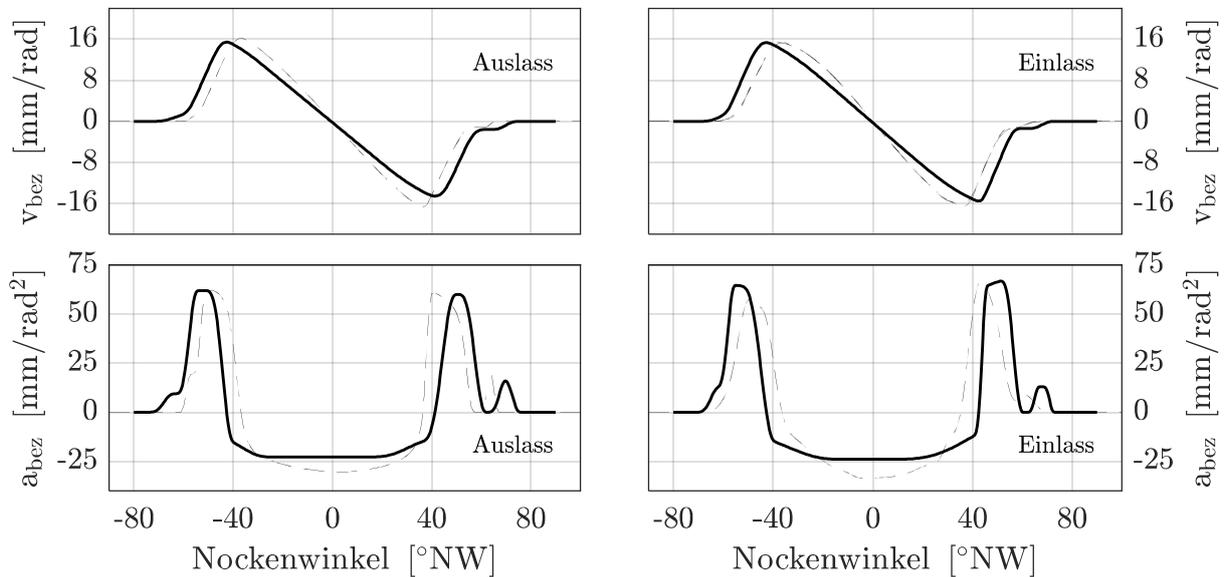


Abbildung 117: Neuauslegung der Hubkurven mit verlängerter Ein- und Auslasssteuerzeit - Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverläufe

## 11.3.3 Zusammenhänge für die Hubkurvenauslegung

Partielle Integration	$\int f(x)g'(x)dx = [f(x)g(x)] - \int f'(x)g(x)dx$
Dirac-Impuls Integration	$\int \delta(x)f(x)dx = f(0)$ mit $\delta(x) = \begin{cases} 1 & \text{falls } x = 0 \\ 0 & \text{falls } x \neq 0 \end{cases}$
Inkrement Substitution	$x(\phi) = \frac{\pi}{180} \phi \Rightarrow \frac{dx}{d\phi} = \frac{\pi}{180} \Rightarrow dx = \frac{\pi}{180} d\phi$
Sprungfunktion Integration	$\int_{-\infty}^x \sigma(\tilde{x})1d\tilde{x} = [\sigma(\tilde{x})\tilde{x}]_{-\infty}^x - \underbrace{\int_{-\infty}^x \delta(\tilde{x})\tilde{x}d\tilde{x}}_{=0} = \sigma(x)x$
Allgemeine Integration einer Funktion mit nur positivem Definitionsbereich	$\int_{-\infty}^x \sigma(\tilde{x})f(\tilde{x})d\tilde{x} = [\sigma(\tilde{x})F(\tilde{x})]_{-\infty}^x - \underbrace{\int_{-\infty}^x \delta(\tilde{x})F(\tilde{x})d\tilde{x}}_{\sigma(x)F(0)}$ $= \sigma(x)(F(x) - F(0))$
Verschobene Sprungfunktion	$\sigma_a(x) = \sigma(x - a)$ mit $\sigma_a(x) = \begin{cases} 0 & \text{falls } x < a \\ 1 & \text{falls } x \geq a \end{cases}$
Skalarprodukt	$\vec{a}^T \vec{b} = \sum_i a_i b_i$
Schur-Produkt (elementweise Matrixmultiplikation)	$\vec{a} \circ \vec{b} = \vec{c}$ mit $c_i = a_i b_i$
Allgemeine Integration einer nur teilweise definierten Funktion	$\int_{-\infty}^x \sigma_a(\tilde{x})f(\tilde{x})d\tilde{x} = [\sigma_a(\tilde{x})F(\tilde{x})]_{-\infty}^x - \underbrace{\int_{-\infty}^x \delta_a(\tilde{x})F(\tilde{x})d\tilde{x}}_{=\sigma_a(x)F(a)}$ $\sigma_a(x)F(x) - \sigma_a(x)F(a)$
Fensterfunktion	$\Pi_{ab}(x) = \sigma_a(x) - \sigma_b(x)$
Allgemeine Integration einer gefensternten Funktion	$\int_{-\infty}^x \Pi_{ab}(x)f(\tilde{x})d\tilde{x} = [\Pi_{ab}(\tilde{x})F(\tilde{x})]_{-\infty}^x - \underbrace{\int_{-\infty}^x \Pi'_{ab}(x)F(\tilde{x})d\tilde{x}}_{\sigma_a(x)F(a) - \sigma_b(x)F(b)}$ $= \Pi_{ab}(x)F(x) - \sigma_a(x)F(a) + \sigma_b(x)F(b)$

---

## Betreute studentische Arbeiten

**Klein, Martin:**

Erstellung und Abgleich eines Wärmeübergangmodells des VW 1,4l-90kW-TSI Motors anhand von CAD-Daten in die CAE-Umgebung GT-Suite

Projektarbeit, TU Kaiserslautern

**Brandenburger, Levin:**

Konstruktion und Auslegung eines Prüfstands zur Erprobung von vollvariablen Ventiltrieben

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Müller, Florian:**

Ermittlung von Verbrauchspotentialen an einem turboaufgeladenen Dreizylinder Ottomotor mit zuschaltbarem viertem Zylinder mit und ohne drosselfreie Laststeuerung

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Schurr, Alexander:**

Erstellung einer Auslegungs- und Validierungstoolkette für einen vollvariablen Ventiltrieb

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Pallman, Neil:**

Validierung und Optimierung der CFD Simulationsmethodik eines

Kühlmoduls

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Eisenbarth, Markus:**

Erstellung der Nocken- und Arbeitskurve für den mechanisch vollvariablen Ventiltrieb ProCam

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Beutler, Tim:**

Erarbeitung und Validierung einer Methodik zur nulldimensionalen Brennverlaufsanalyse eines Vierzylindermotors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Kohr, Matthias:**

Erarbeitung einer Methodik zur parametrischen Auslegung von mindestens vierfach stetig differenzierbaren Ventilhubkurven

Studienarbeit, TU Kaiserslautern

**Brandenburger, Levin:**

Untersuchung der Transportmechanismen im Ringfeld von Hubkolbenmaschinen

Diplomarbeit, TU Kaiserslautern

**Mann, Christian:**

Optimierung des Aufladesystems bestehend aus Abgasturbolader und elektrischem Zusatzverdichter an einem Hochleistungs-Ottomotor mittels Motorprozessrechnung

Diplomarbeit, TU Kaiserslautern

**Tim Beutler:**

Erstellung eines Simulationsmodells zur prädiktiven, turbulenzgesteuerten Prozessanalyse eines Vierzylindermotors mit Direkteinspritzung und Turboaufladung

Diplomarbeit, TU Kaiserslautern

**Aravinda Bhat Mudraje:**

Modelling and Simulation of Vehicle with 4-Cylinder Internal Combustion Engine and Evaluation of Cylinder Deactivation over NEDC & WLTP

Masterarbeit, TU Kaiserslautern

## Lebenslauf

Name	Anton Schurr
Geburtsort:	Kurgan-Tjube (Tadschikistan)
Staatsangehörigkeit:	deutsch
Familienstand:	ledig
Seit 10/2018	Spezialist Entwicklung BMW AG
10/2012 -10/2018	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen (VKM, Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl), heute Lehrstuhl für Antriebe in Fahrzeugtechnik (LAF, Prof. Dr.-Ing. Michael Günthner) TU Kaiserslautern
04/2006 - 10/2012	Abschluss Diplom, Maschinenbau und Verfahrenstechnik mit Vertiefung Fahrzeugtechnik TU Kaiserslautern
08/1996 - 04/2005	Allgemeine Hochschulreife Gauß-Gymnasium Worms

## Eigene Veröffentlichungen

- Autor/Vortrag      Schurr A., Günthner M., Woike D., Müller F., Flierl R.  
„Investigation of a Cylinder Activation Concept for a  
Turbocharged Direct-Injection Gasoline Engine.“  
SAE - International Powertrains, Fuels and Lubricants. 2018.  
Heidelberg
- Mitautor              Woike D., Schurr A., Günthner M. „Gezielte Steuerung des  
Ladungswechsels mittels vollvariablem Ventiltrieb mit zwei  
synchron rotierenden Kurvenscheiben.“  
VDI Fachtagung Ventiltrieb und Zylinderkopf. 2107.  
Würzburg
- Mitautor              Neugärtner J., Scholz A., Schurr A., Günthner M., Flierl R.  
„Load point shifting for Diesel engines – potentials for  
passenger car and truck engine applications.“  
Nfz-Motorentechnologie und neue Kraftstoff - internationaler  
Motorenkongress. 2017.
- Mitautor              Flierl R., Werth C., Hörhammer C., Schurr A. et al.  
„Ottomotoren mit einer Methan-Benzin  
Zweistoffverbrennung.“  
Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung -  
Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff, von Richard  
van Basshuysen, 575-610. Wiesbaden: Springer Fachmedien.
- Mitautor              Flierl R., Hannibal W., Schurr A., Neugärtner J.  
„Dreizylinder-Turbomotor mit Zuschaltung eines Zylinders.“  
Motortechnische Zeitschrift, 06/2014