

# **Detektion klopfender Verbrennung in Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren**

---

Der Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften  
am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
(Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichseder)  
der Technischen Universität Graz  
zur Erlangung des akademischen Grades  
Doktor der Technischen Wissenschaften (Dr. techn.)  
eingereichte

## **D i s s e r t a t i o n**

vorgelegt von

**Dipl.-Ing. Martin Kirsten**

---

Betreuer

A.o. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik  
Technische Universität Graz

Zweitbegutachter

Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker  
Institut für Technische Verbrennung  
Leibniz Universität Hannover

Graz, Februar 2016

”Nur weil es alle so machen, heißt das nicht, dass es gut ist!”

- Unbekannt

# Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz im Fachbereich *LEC - Large Engines Competence Center*.

Ein besonderer Dank gilt dem Vertrauen und der Unterstützung von Herrn Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer. Nur mit seiner Hilfe war es mir möglich, den Grundstein für diese Arbeit zu legen und schließlich die schriftliche Dissertation zu verfassen.

Weiterhin möchte ich mich bei Herrn Univ.-Prof. em. Dr.-Ing. habil. Günter P. Merker für die Übernahme der Zweitbegutachtung bedanken.

Auf diesem Wege möchte ich ebenfalls einen ganz besonderen Dank meinen Kollegen Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Chmela, Dipl.-Ing. Dr. techn. Harald Schlick, Dipl.-Ing. Dr. techn. Sebastian Salbrechter, Dipl.-Ing. Maximilian Malin, Mag. Maureen Levis, Ing. Karl-Heinz Steinbauer und Ronald Brunner für die vielen inspirierenden Stunden und die Hilfe auf dem Weg zur Promotion aussprechen. Gleichzeitig möchte ich mich auch bei allen weiteren Kolleginnen und Kollegen für die tatkräftige Unterstützung bei der Entstehung dieser Arbeit bedanken.

Des Weiteren möchte ich mich recht herzlich bei allen bedanken, die mich auf meinem Lebensweg, bei dieser Arbeit und dem vorausgegangenen Studium so tatkräftig unterstützt haben. Ohne deren Hilfe hätte diese Arbeit nicht entstehen können.

Auch bei meiner Schwester und ihrer lieben Familie möchte ich mich für das Interesse an meiner Arbeit, die vielen Ratschläge und freudigen Momente mit meiner Nichte und meinem Neffen bedanken.

Ich widme diese Dissertation meinen Eltern Ute und Andreas Kirsten, die mir meinen Lebensweg geebnet haben, mir das Studium ermöglichten, immer großes Interesse an meiner Arbeit gezeigt haben und mich stets sehr verständnis- und liebevoll unterstützten.

*Martin Kirsten*

# **Eidesstattliche Erklärung**

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, 25. Januar 2016

Martin Kirsten

# **Statutory Declaration**

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

Graz, 25 January 2016

Martin Kirsten

# Kurzfassung

Im Rahmen der Entwicklung eines Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahrens für stationäre Großmotoren zeigten sich zwei unterschiedlich zu bewertende Verbrennungsanomalien. Neben Klopfen, der schlagartigen Umsetzung des im Zylinder befindlichen Endgases, trat alleinig oder simultan die klingelnde Dieselerverbrennung im Verbrennungszyklus auf. Die klingelnde Dieselerverbrennung verursacht ebenso wie die klopfende Verbrennung Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal. Initialisiert wird sie während der vorgemischten Dieselerverbrennung. Die verdampfte und zündfähige Menge an Dieselerkraftstoff wird unter Zündbedingungen schlagartig umgesetzt und regt so die Zylinderladung zum Schwingen an. Anders als bei der klopfenden Verbrennung wurde selbst bei starken Ausprägungen der klingelnden Dieselerverbrennung keine motorschädigende Wirkung festgestellt. Die umgesetzte Kraftstoffmenge und die Intensität der Schwingungen ist eine Funktion der Gemischaufbereitung und laut Untersuchungen abhängig vom Einspritzdruck, Einspritzbeginn und von der Menge des eingespritzten Dieselerkraftstoffs.

Im Entwicklungsprozess sowie im Feldebetrieb stationärer Großmotoren ist die Kenntnis der Klopfgrenze ein wichtiger Parameter, um Bauteil- oder gar Motorschäden zu vermeiden. Hierzu werden Klopfkennungsalgorithmen verwendet, die das Ziel der Separierung von klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklen verfolgen.

Die Spektralanalyse aufgezeichneter Zylinderdruckverläufe ergab, dass die klingelnde Dieselerverbrennung und die klopfende Verbrennung die Zylinderladung in denselben Eigenmoden anregen.

Für die ottomotorische Verbrennung etablierte Klopfkennungsalgorithmen zeigten Fehlinterpretationen der klingelnden Dieselerverbrennung als klopfende Verbrennung, was die Entwicklung eines neuen Ansatzes für den Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb erforderte.

Kern des neu entwickelten Ansatzes ist die Interpretation der durch die zwei genannten Verbrennungsanomalien aufgeprägten Oberschwingungen. Der Ansatz bewertet die klingelnde Dieselerverbrennung und die klopfende Verbrennung durch die Aufteilung des Verbrennungsprozesses in zwei gleich große und starre Berechnungsphasen. Dieses Vorgehen bedingt die Dynamik des Berechnungsbeginns, um die Funktionalität der Methode im gesamten Motorkennfeld zu gewährleisten. Dabei entspricht der zyklisch berechnete Brennbeginn dem Berechnungsbeginn.

In den einzelnen Berechnungsphasen werden die Signalenergien sowie Spitzendrücke der Oberschwingungen ermittelt und führen zu einem gemeinsamen Energie- bzw. Spitzendruckquotienten. Beide Größen führen letztendlich zu einer dimensionslosen Kennzahl.

Dimensionslose Kennzahlen zeigen ihren entscheidenden Vorteil in der Kalibrierung von Schwellwerten. Während dimensionsbehaftete Größen eine betriebsparameterabhängige Schwellwertkalibrierung bedingen, konnte mithilfe der entwickelten dimensionslosen Kenngröße eine Beschränkung auf lediglich zwei Schwellwerte erreicht werden.

Ebenfalls Gegenstand des Klopfkennungsalgorithmus ist die Auswertung der als klopfend erkannten Verbrennungszyklen. In dieser Auswertung erfolgt die Bestimmung des Klopfbeginns, wozu der Heizverlauf herangezogen wurde, sowie die Ermittlung der Klopfhärte. Hierzu werden zwei Ansätze vorgestellt: zum einen die weitverbreitete Methode des Spitzendrucks der Oberschwingungen und auf der anderen Seite der Ansatz über die errechnete Signalenergie der zweiten Berechnungsphase.

# Summary

Two different combustion anomalies were discovered during the process of developing a diesel/natural gas dual fuel combustion concept for stationary large engines. In addition to knocking, or the sudden conversion of the end gas in the cylinder, ringing diesel combustion occurred separately or in conjunction with knocking during the combustion cycle. Ringing diesel combustion as well as knocking combustion caused overlaid oscillations in the cylinder pressure signal. Ringing is initiated during premixed diesel combustion. The evaporated and ignitable amount of diesel fuel is converted suddenly under ignition conditions and thus stimulates the cylinder charge to oscillate at its eigenfrequencies. Unlike with knocking combustion, no harmful effects were observed even with severe manifestations of ringing diesel combustion. The amount of fuel converted and the intensity of the oscillations is a function of mixture preparation and according to studies depends on the injection pressure, injection timing and the amount of diesel fuel injected.

In the process of developing stationary large engines as well as in their field operation, the knock limit is an important parameter that must be known to avoid damage to the component or even the engine. Thus knock detection algorithms are used to pursue the goal of separating knocking from non-knocking combustion cycles.

Spectral analysis of recorded cylinder pressure curves revealed that ringing diesel combustion and knocking combustion stimulate the cylinder charge in the same eigenmodes. When the knock detection algorithms established for gasoline engines were used with dual fuel engines, ringing diesel combustion was misinterpreted as knocking combustion, which required the development of a new approach for diesel /natural gas dual fuel operation. Central to the newly developed approach is the interpretation of the signal energies influenced by the two combustion anomalies. Ringing diesel combustion and knocking combustion are assessed by dividing the combustion process into two fixed calculation phases that are equal in size. This approach requires the dynamic shift in the start of calculation to guarantee that the method works throughout the entire engine map. The start of combustion calculated for every cycle corresponds to the start of calculation.

In the individual calculation phases, the signal energies and peak pressures of the pressure oscillations are determined and united in an energy and peak pressure quotient respectively. Both quotients ultimately result in a dimensionless index.

Dimensionless indices are a major benefit when thresholds are calibrated. While dimensional values require thresholds to be calibrated as a function of operating parameters, using the dimensionless parameter allowed the number of thresholds to be limited to just two.

Knocking combustion cycles are identified using the knock detection algorithm. When a knocking cycle occurs, it is further analyzed to determine the onset of knock from the rate of heat release as well as to establish knock intensity. Two approaches to this are

presented in this work: the most common method, the evaluation of the peak pressure of the overlaid oscillations, and the calculated signal energy of the second calculation phase.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung und Zielsetzung</b>	<b>1</b>
1.1	Problemstellung und Motivation . . . . .	4
1.2	Zielsetzung der Arbeit . . . . .	7
<b>2</b>	<b>Klopferkennung</b>	<b>9</b>
2.1	Reguläre und irreguläre Verbrennung . . . . .	10
2.1.1	Ottomotorischer Verbrennungsprozess . . . . .	10
2.1.2	Dieselmotorischer Verbrennungsprozess . . . . .	12
2.1.3	Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung . . . . .	13
2.1.4	Verbrennungsanomalien . . . . .	15
2.2	Herausforderungen der Klopferkennung im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb	29
2.2.1	Brennraumresonanzen . . . . .	29
2.2.2	Spektralanalyse . . . . .	31
2.3	Stand der Technik . . . . .	32
2.3.1	Zylinderdruckbasierende Klopferkennung . . . . .	33
2.3.2	Klopfsensorenbasierende Klopferkennung . . . . .	45
<b>3</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen und Datenbasis</b>	<b>48</b>
3.1	Versuchsträger/Versuchsaufbau . . . . .	48
3.2	Prüfstand . . . . .	50
3.2.1	Medien- und Kraftstoffversorgung/Kraftstoffzusammensetzung . . . . .	51
3.2.2	Messtechnik . . . . .	54
3.3	Datenbasis . . . . .	58
3.3.1	Messplanung . . . . .	58
3.3.2	Messprogramm . . . . .	59
3.3.3	Provozieren klopfender Verbrennung . . . . .	60
<b>4</b>	<b>Klopferkennung für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren</b>	<b>63</b>
4.1	Anwendung des Klopferkennungsalgorithmus für ottomotorische Verbrennung	63
4.2	Methode und Formelapparat . . . . .	65
4.3	Dynamik der Methode . . . . .	73
4.4	Abstimmung der Berechnungsphasen . . . . .	74
4.5	Grenzwertkalibrierung . . . . .	78
4.5.1	Überlagerung von subjektiver und mathematischer Auswertematrix	78
4.5.2	Notwendigkeit multipler Grenzwerte . . . . .	81
4.6	Flussdiagramm Klopfdetektion Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung . . . . .	85
4.7	Klopfauswertung . . . . .	86
4.7.1	Klopfbeginn . . . . .	86
4.7.2	Klopfintensität . . . . .	89

<b>5 Validierung und Diskussion</b>	<b>90</b>
5.1 Validierung durch Variation von Betriebsparametern . . . . .	90
5.1.1 Einspritzbeginn-Variation . . . . .	90
5.1.2 Variation Menge eingespritzten Dieselkraftstoff . . . . .	92
5.1.3 Variation Einspritzdruck . . . . .	94
5.1.4 Variation Luftverhältnis . . . . .	97
5.1.5 Variation Gemischtemperatur . . . . .	98
5.2 Vergleich zwischen Zylinderdruck- und Beschleunigungssensordaten . . . . .	100
5.3 Bewertung und Interpretation der Ergebnisse . . . . .	104
5.4 Sensitivität der Klopfkennung . . . . .	104
5.5 Anwendungsbereiche und Grenzen . . . . .	104
<b>6 Schlussbetrachtungen</b>	<b>106</b>
6.1 Zusammenfassung . . . . .	106
6.2 Ausblick . . . . .	107
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>108</b>

# Formelzeichen, Indizes, Abkürzungen und Operatoren

## Lateinische Formelzeichen

A	$m^2$	Fläche
B	m	Bohrung
c	m/s	Schallgeschwindigkeit
E	div.	Signalenergie
f	Hz	Frequenz
h	J/kg	spezifische Enthalpie
n	–	Anzahl
$\dot{m}$	kg/h	Massenstrom
p	bar	Druck
Q	J	Wärme
$\dot{Q}$	J/m <sup>2</sup>	Wärmestrom
s	–	Signal
t	s	Zeit
T	°C	Temperatur
$\dot{V}$	m <sup>3</sup> /h	Volumenstrom

## Griechische Formelzeichen

$\alpha$	W/(mK)	Wärmeleitfähigkeit
$\alpha$	–	Wellenzahl
$\Delta\varphi$	°KW	Kurbelwinkeldauer
$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\lambda$	–	Luftverhältnis
$\kappa$	–	Polytropenexponent
$\varphi$	°KW	Kurbelwinkel
$\varphi$	%	Substitutionsrate Diesel an Erdgas

## Indizes

B	Brennverlauf
bp	Bandpass
gef	gefiltert
H	Heizverlauf
hp	Hochpass
i	indiziert
Leck	Leckage
m	Umfangsknoten
max	Maximum
n	Radialknoten
Rail	Einspritzung
u	unverbrannt
W	Wand
Zyl	Zylinder
$\frac{1}{2}$	Einlasstemperatur
$\frac{3}{3}$	Abgastemperatur

## Abkürzungen

AEFD	Average Energy in Frequency Domain
AEPO	Average Energy of Pressure Oscillations
AS	Auslass schließt
AV	Auslassventil
BB	Brennbeginn
CH <sub>4</sub>	Methan
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Propan
CO	Kohlenmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid
COV	Coefficient of Variation – Variationskoeffizient
C <sub>x</sub> H <sub>y</sub>	diverse Kohlenwasserstoffgruppe
DFKI	Dual-Fuel-Klopf-Indikator
DISE	Diesel-Initiierte-Signal-Energie
DKI	Dimensionsless knock indicator
DoE	Design of Experiments
ECA	Emission Control Area
ES	Einlass schließt
EV	Einlassventil
FFT	Fast Fourier Transformation
HC	Kohlenstoff

HCCI	Homogeneous Charge Compression Ignition – Homogene Kompressionszündung
H <sub>2</sub> O	Wasser
HR	Heat release – Brennverlauf
IMAO	Integral Modulus of Accelerometer Oscillations
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure – indizierter Mitteldruck
IMO	International Maritime Organization
INJ	Injektor
IMHRG	Integral of Modulus of Heat Release Gradient
IMHRO	Integral of Modulus of Heat Release Oscillations
IMPG	Integral of Modulus of Pressure Gradient
IMPO	Integral of Modulus of Pressure Oscillations
K	Energiequotient
KACC	Knock Accelerometer Signal – Klopfensorsignal
KB	Klopfbeginn
KInKB	Klopfintensität nach Klopfbeginn
KISE	Klopf-Initiierte-Signal-Energie
KIvKB	Klopfintensität vor Klopfbeginn
KH	Klopfhärte
KRT	Knock relevant threshold
KSW	Knock sensitive window
LEC	Large Engines Competence Center
MAAO	Maximum amplitude of accelerometer oscillations
MAPO	Maximum amplitude of heat release oscillations
MAPO	Maximum amplitude of pressure oscillations
MAT	Manifold air temperatur – Einlasstemperatur
MATD	Maximum Amplitude in Time Domain – Maximale Amplitude im Zeitbereich
MFB50%	Mass Fraction Burned 50% – Verbrennungsschwerpunkt
MZ	Methanzahl
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
nOT	nach oberen Totpunkt
NO <sub>x</sub>	Summe NO und NO <sub>2</sub>
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
P1	Berechnungsphase 1
P2	Berechnungsphase 2
PM	Particulate Matter – Partikel/Feinstaub
PPF	Peak Pressure Factor – Spitzendruckfaktor
Q	Quadrant

SB	Spritzbeginn
SCE	Single Cylinder Engine
SECA	Sulphur Emission Control Area
SEF	Signal Energie Faktor
SEHRO	Signal Energy of Heat Release Oscillations
SEPO	Signal Energy of Pressure Oscillations
TVE	Threshold Value Exceeded
vOT	vor oberen Totpunkt
VZ	Verbrennungszyklus
ZV	Zündverzug
ZZP	Zündzeitpunkt

## Operatoren

$d$	vollständiges Integral
$\int$	Integral

# 1 Einleitung und Zielsetzung

Seit Beginn der Industrialisierung Mitte des 18. Jahrhunderts steigt der Energiekonsum der Menschheit rapide an. Heutzutage ist der weltweite Energieverbrauch pro Kopf so hoch wie nie zuvor und in naher Zukunft wird sich dieser 'Energiehunger' nicht mindern. In diesem Zusammenhang sieht sich die Menschheit weiteren Herausforderungen gegenüber. Da der Wohlstand unmittelbar mit der Verfügbarkeit und dem Konsum von Energie verknüpft ist, wird diese Thematik auch zukünftig aktuell bleiben. Abbildung 1.1 zeigt diesen drastischen Anstieg binnen der letzten zwei Jahrhunderte. Zusätzlich kann diesem Diagramm die Zusammensetzung der Primärenergieträger zur Deckung des weltweiten jährlichen Energiebedarfs entnommen werden. Wurde anfänglich neben der erneuerbaren Energie (vor allem Holz) auch Kohle verwendet, so erschlossen sich mit steigendem Technologiegrad im Laufe der Jahre andere Energieträger wie Erdöl, Erdgas und Wasserkraft. Erst im dritten Quartal des zwanzigsten Jahrhunderts wird Atomkraft für die Energiegewinnung genutzt.

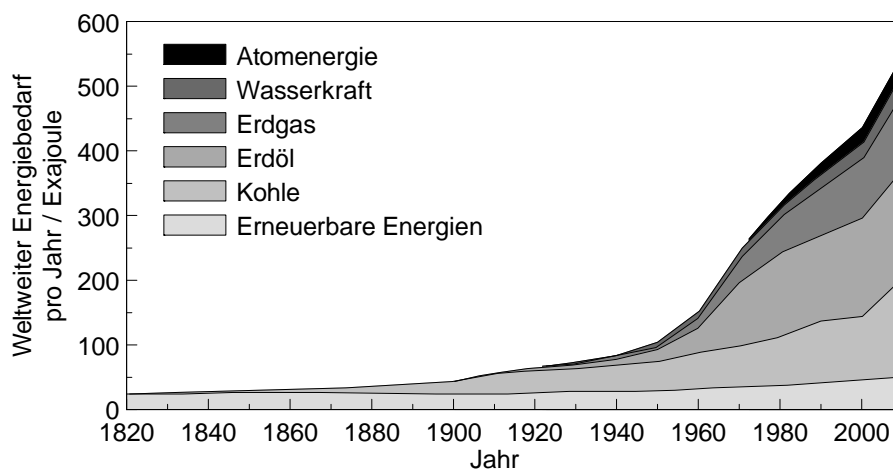


Abbildung 1.1: Weltweiter Energieverbrauch pro Jahr nach Ressourcen [92]

Als Gründe dafür sind das Bevölkerungswachstum, der stetig steigende Lebensstandard aller Industrieländer sowie der legitime Anspruch heutiger Schwellenländer, welche einen gesteigerten Lebensstandard für sich beanspruchen, anzuführen. Somit stellt die weltweite, bedarfsgerechte und nachhaltige Energie- und Konsumgüterversorgung eine der Herausforderungen heutiger und kommender Generationen dar. In diesem Zusammenhang spielen Großmotoren in verschiedenen Ausprägungen eine tragende Rolle.

In jüngster Zeit wurde der Ausstieg aus der Atomenergie in Deutschland kontrovers diskutiert. Geht man von einem Szenario aus, bei dem der Energiemix kommender Generationen unter Ausschluss von Atomenergie sowie unter der Verknappung heute genutzter Energiespeicher zur Verfügung gestellt werden soll, so besteht in diesem Spannungsfeld ein

Handlungsbedarf, um einerseits die Verfügbarkeit von Sekundärenergie auch in den kommenden Jahrzehnten zu gewährleisten, und um andererseits die Nachhaltigkeit kommender Energieträger sicherzustellen. Hierfür müssen neue Wege beschritten oder bestehende Technologien ausgebaut bzw. deren Wirkungsweise, die Art und Weise der Energieumwandlung, effizienter gestaltet werden.

Für die Zukunft liegt der Fokus sehr stark auf erneuerbaren Energien. Hierbei wird unter anderem auf Solar-, Wind- und Wasserenergie gesetzt. Oftmals fallen Bedarfsfall und Verfügbarkeit zeitlich nicht aufeinander. Da diese Energieform bzw. auch deren angestrebtes Endprodukt, die elektrische Energie, heutzutage noch nicht in ausreichender Kapazität gespeichert werden kann, entsteht der Nachteil, dass Verbrauchsspitzen nicht ausgeglichen werden können. Weiterhin sind zum Beispiel auch Biogasanlagen Teil des zukünftigen Energiemixes. Das erzeugte Gas wird zumeist in stationären Gasmotoren elektrifiziert. Durch die Lagerfähigkeit des Gases kann Elektrizität bedarfsgerechter produziert werden, was eine gewisse Flexibilität in sich birgt. Dennoch wurde dieses Vorgehen in jüngster Zeit unter umwelttechnischen Aspekten kritisch hinterfragt, sogar Subventionen wurden zurückgezogen. Mit der Einführung des Erneuerbare-Energie-Gesetzes (EEG) kam es aufgrund von umfangreichen Subventionen zu einem drastischen Anstieg dieser Anlagen, was zur Entstehung von monokultureller Nutzung landwirtschaftlicher Flächen führte.

Der genannte Energiehunger drückt sich jedoch nicht nur in Bezug auf die Zurverfügungstellung von elektrischer Energie, sondern auch in der Verfügbarkeit von Konsumgütern aus. Durch die globale Ressourcenverteilung der Produktionsfaktoren Boden, Arbeit und Kapital nach der Smith'schen Definition [32] und unter der Ergänzung des Humankapitals Wissen [85] besteht aufgrund der engmaschigen, globalen Verknüpfung der Volkswirtschaften die Notwendigkeit des Konsumgütertauschs. Somit ist heutzutage auch der Transport von Konsumgütern ein wichtiger Dreh- und Angelpunkt eines erfolgreichen wirtschaftlichen Handelns. In dieser Hinsicht beschränkt sich der Einsatz von Großmotoren nicht nur auf die Konvertierung chemisch gebundener in elektrische Energie. Auch im Sektor Güterverkehr finden Großmotoren Anwendung – ihnen kommt gerade im Schiffs- und Schienenverkehr ein bedeutender Stellenwert zu [3].

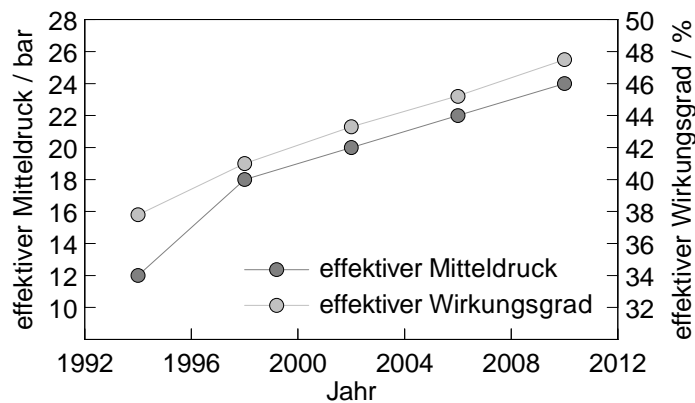
Hier kam in der Vergangenheit primär das Dieselmotorenverfahren zum Einsatz, was ein sehr robustes Brennverfahren darstellt und aufgrund vielschichtiger Eigenschaften sehr gut für die Schifffahrt geeignet ist. Angesichts sich verschärfender Emissionsvorschriften, z. B. in stark befahrenen Küstengebieten, zeigen Dieselmotorenverfahren aufgrund der Prozessführung hohe Stickoxid- und Rußemissionen gegenüber Gasmotoren [3, 62] aber auch höhere Kohlendioxidemissionen, welche stets erneut in Zusammenhang mit dem anthropogenen Treibhauseffekt gebracht werden [44, 73, 101]. Für die innermotorische Schadstoffreduktion stehen bei Dieselmotoren nur wenige Parameter zur Verfügung. Externe Abgasnachbehandlung ist die Quintessenz zur Einhaltung ambitionierter Abgasgesetzgebungsvorschriften [69]. Dies steht allerdings im direktem Zusammenhang mit erheblichen Kosten, bedenkt man die Größe der diskutierten Anlagen. Diese Lücke kann durch Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzepte geschlossen werden. Auf diesem Gebiet sind bereits intensive Forschungsanstrengungen geleistet worden und viele Arbeiten prognostizieren, dass hierdurch Abgasgrenzwerte gemäß IMO Tier III oder EPA Tier IV eingehalten werden können [14, 40, 57].



Generell wird die Brennverfahrensentwicklung von Großmotoren diverser Anwendungsgebiete, wie von Zacharias [102] beschrieben, unter den Aspekten

- Wirkungsgradsteigerung
- Leistungssteigerung
- Emissionssenkung

vorangetrieben. Auf dem Gebiet der stationären Großgasmotoren finden bereits seit Jahrzehnten umfassende Forschungstätigkeiten statt und es konnten bisher große Fortschritte erzielt werden. Abbildung 1.2 zeigt anhand der Baureihe 6 von GE Jenbacher die Leistungssteigerungsraten und die damit verknüpften Wirkungsgradsteigerungen im Zeitraum von 1992 bis 2012 [67]. So konnte in zwei Jahrzehnten der effektive Mitteldruck verdoppelt und der Wirkungsgrad um nahezu zehn Prozentpunkte gesteigert werden. Dies konnte nur durch die Optimierung und Entwicklung sehr effektiver Brennverfahren mit sehr guten Kraftstoffumsetzungsraten bei äußerster niedrigen Stickoxidemissionen, sowie durch die Verlagerung der Verdichterarbeit in den Turbolader, also durch den Sprung von einstufiger auf zweistufige Verdichtung, realisiert werden.



**Abbildung 1.2:** Entwicklung von Leistung und Wirkungsgrad der Baureihe 6 von GE Jenbacher über die letzten Jahrzehnte [67]

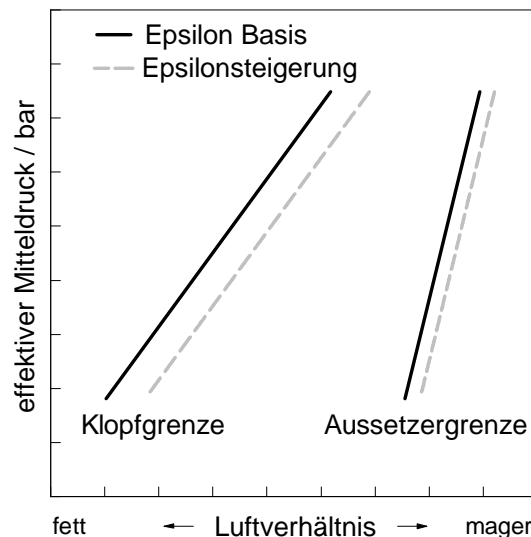
Aus den vorangegangenen Betrachtungen stellt sich an dieser Stelle berechtigter Weise die Frage, warum für Schiffsantriebe keine Gasmotoren zum Einsatz kommen. Dies liegt in den deutlich besseren Transientverhalten des Dieselmotors gegenüber Gasmotoren begründet [79].

Weiterhin ist der Güterverkehr ein preislich sehr umkämpfter Markt und Kraftstoffkosten spielen hier eine entscheidende Rolle [57]. Durch die Erschließung weiterer Erdgasvorkommen insbesondere auf dem amerikanischen Markt (Fracking) kam es in den letzten Jahren zu einem Überangebot und einem damit verbundenen Preisverfall für Erdgas [83]. Andererseits ließen steigende Rohöl- und Dieselpreise Großmotorenbetreiber umdenken und die Forderungen nach Dual Fuel Motoren aufleben [40]. Dabei sind gerade die kompressionsgezündeten Dual Fuel Anwendungen in ihren unterschiedlichen Ausprägungen für den maritimen Bereich attraktive Konzepte [39]. Für die Dieselanwendung kommt

im Bezug auf Ressourcenverfügbarkeit, Betriebskostenvorteil und Emissionssenkungspotenzial die Idee auf, den teureren Diesel zu substituieren und die Möglichkeit des Dual-Fuel-Betriebs zu etablieren. Wie bereits vorausgehend beschrieben, ist Klopfen bei diesem Verbrennungskonzept eine ernst zu nehmende Verbrennungsanomalie, die in ihrer stärksten Form zum Motorschaden führen kann. Aus diesem Grund ist bei der Brennverfahrensentwicklung stationärer Großgas- oder auch Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren die Fähigkeit, einen klopfreien Motorbetrieb bei stark schwankenden Kraftstoffqualitäten zu gewährleisten, ein bedeutender Aspekt. Neben hochqualitativen Kraftstoffen (MZ > 90) kommen zunehmend minderwertige Kraftstoffe mit deutlich niedrigeren Methanzahlen, wie zum Beispiel Bio-, Klär-, Gruben- und Deponiegase [74], zum Einsatz. Die Kraftstoffzusammensetzung steht im direktem Zusammenhang mit Klopfen und ist somit ein entscheidender Faktor in der Entwicklung von Brennverfahren für Großmotoren, was gleichzeitig die Motivation für diese Arbeit darstellt.

## 1.1 Problemstellung und Motivation

Der Betriebsbereich eines Motors ist stets durch die Aussetzer- respektive Klopfgrenze limitiert. Dies sind Bereiche im Motorkennfeld, in denen kein stabiles Durchbrennen bzw. eine ungewollte oder zu rasche Umsetzung der Zylinderladung stattfindet. Abbildung 1.3 zeigt schematisch die Aussetzer- bzw. Klopfgrenze als Funktion des effektiven Mitteldrucks und des Luftverhältnisses für ein konstantes Verdichtungsverhältnis.



**Abbildung 1.3:** Klopf- und Aussetzergrenze in Abhängigkeit von Lambda und effektivem Mitteldruck bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen [96]

Die Korrelation hoher Lasten bei gleichzeitigem klopfreiem Motorbetrieb, um hohe Wirkungsgrade zu erreichen, zeigt den Zielkonflikt der stationären Großmotoren. Der Abstand zwischen Aussetzer- und Klopfgrenze wird als fahrbares Band bezeichnet und ist abhängig vom jeweiligen Verbrennungskonzept. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses

verschärft diese Problematik zunehmend, da sie das Kennfeld ohne weitere Gegenmaßnahmen, wie zum Beispiel Ladungskühlung, einengt.

Jedoch beschränkt sich das Problem Klopfen nicht nur auf Brennverfahren unter Verwendung von Benzinkraftstoffen. Auch beim Einsatz von gasförmigen Kraftstoffen und im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb zeigt sich die klopfende Verbrennung als limitierende Größe bei der Umsetzung höherer Leistungsdichten und höherer Wirkungsgrade.

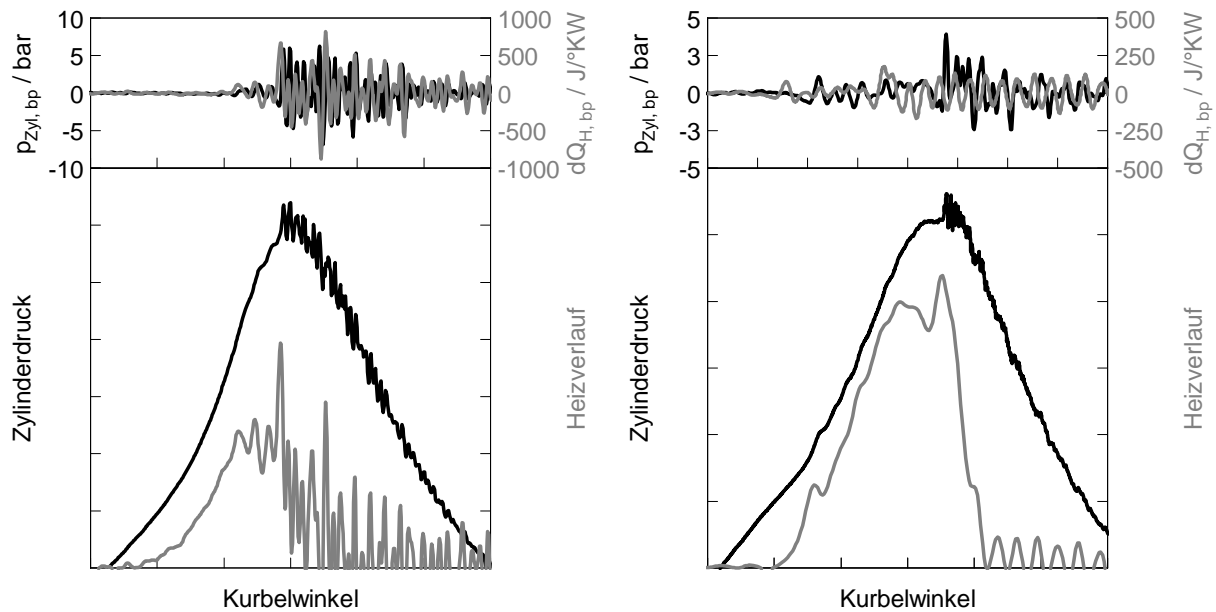
Zahlreiche Forschungsvorhaben beschäftigten sich bereits intensiv mit diesem Thema und es konnten in den letzten Jahren interessante Erkenntnisse gewonnen und wichtige Fortschritte erzielt werden. Aufgrund der bauteilschädigenden und im schlimmsten Fall motorzerstörenden Wirkung der klopfenden Verbrennung muss diese unkontrollierte Verbrennungsform, auch Verbrennungsanomalie genannt, vermieden werden. Hier entsteht der Zwiespalt, dass nahe der Klopfgrenze, insofern dies mit den Emissionsrichtlinien der jeweiligen Anlage vereinbar ist, die höchsten Wirkungsgrade erzielt werden. Auf der anderen Seite muss die klopfende Verbrennung aus den zuvor genannten Gründen vermieden werden. Es ist somit wichtig, irreguläre Verbrennungszyklen zu detektieren, um gezielt Gegenmaßnahmen, z. B. Spätstellung des Zündzeitpunktes (ZZP) bzw. Einspritzbeginns (auch Spritzbeginn – SB) oder eine Lastabsenkung, einzuleiten.

Bei der Vorauslegung neuer Verbrennungskonzepte für Großmotoren an Einzylinder-Forschungsmotoren ist es essenziell, Kenntnisse über das gesamte Betriebskennfeld zu generieren. Dazu gehört unter anderem die experimentelle Verifizierung der Klopfgrenze. Auf Grundlage des aufgezeichneten Zylinderdruckverlaufs könnte dies für jeden Verbrennungszyklus subjektiv durch manuelle Bewertung oder objektiv mithilfe eines Klopfkennungsalgorithmus erfolgen. Anzustreben ist ein objektiv beurteilender Algorithmus, um eine einheitliche Bewertung durchführen zu können. Hierbei gilt es, einen robusten Algorithmus zu etablieren, welcher die Aufgabe verlässlich durchführt.

Die klingelnde Dieselerverbrennung steht in direktem Zusammenhang mit der raschen Umsetzung des vorgemischten Anteils des Dieselmotorkraftstoffs, ist abhängig vom der Menge des umgesetzten Dieselmotorkraftstoffs und kann so signifikante Druckamplituden hervorrufen. Dies führt mit verfügbaren Klopfdetektionsalgorithmen zu Fehlinterpretationen der klingelnden Dieselerverbrennung als klopfende Verbrennung. In Kapitel 2.1.4 wird im Detail auf die Unterschiede zwischen der klingelnden Dieselerverbrennung und der klopfenden Verbrennung eingegangen.

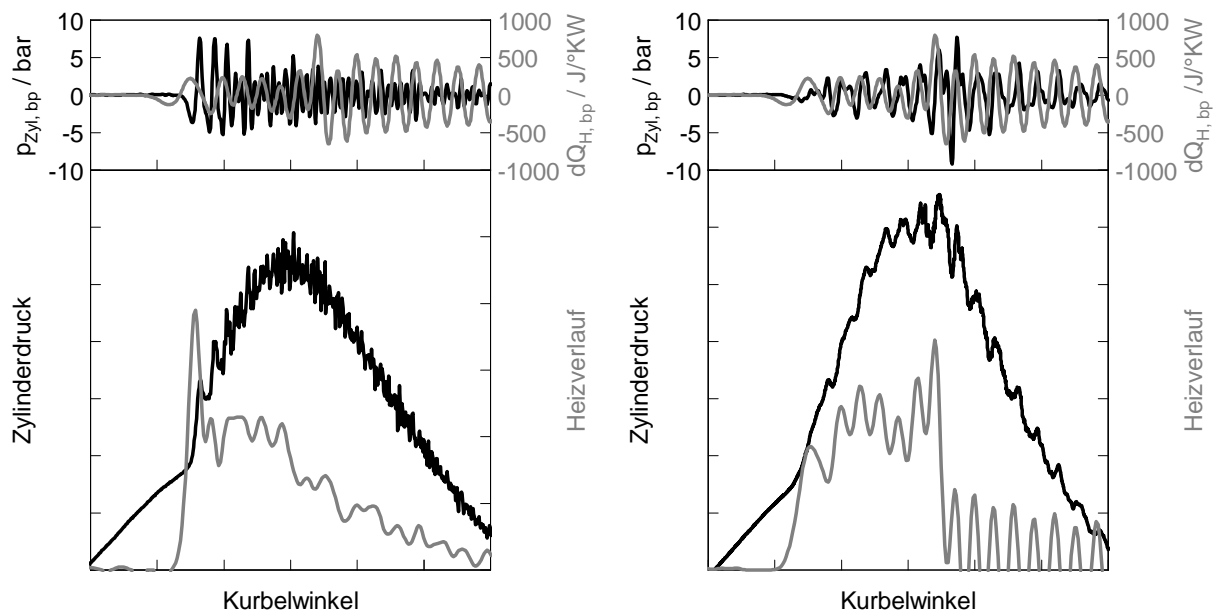
Eine detaillierte Gegenüberstellung, welche Ausprägungen hier vorzufinden sind, zeigt Abbildung 1.4. Zum Vergleich wird in Abbildung 1.4a ein stark klopfender Verbrennungszyklus eines direktgezündeten Großgasmotors dargestellt. Demgegenüber kann eine sehr ähnliche Verbrennung auch bei Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung festgestellt werden (siehe Abbildung 1.4b). Hier ist bereits klingelnde Dieselerverbrennung festzustellen, die zugleich eine deutliche Abgrenzung von der klopfenden Verbrennung zulässt. Dahingegen weist der Zylinderdruckverlauf von Abbildung 1.4c eine massiv klingelnde Dieselerverbrennung auf. Laut Zylinderdrucksignal setzt diese nur wenige Grad Kurbelwinkel nach Brennbeginn ein und erreicht gemäß dem gezeigten Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignal Ausschläge von über 7.5 bar.

Ein Beispiel klingelnder Dieselerverbrennung in Verbindung mit klopfender Verbrennung



(a) Stark klopfender Verbrennungszyklus eines direktzündeten Großmotors

(b) Stark klopfender Verbrennungszyklus eines Diesel/Erdgas-Großmotors



(c) Stark klingelnder Verbrennungszyklus eines Diesel/Erdgas-Großmotors

(d) Stark klingelnder und klopfender Verbrennungszyklus eines Diesel/Erdgas-Großmotors

**Abbildung 1.4:** Vergleich klingelnder und klopfender Verbrennungszyklen eines direktzündeten und Diesel/Erdgas kompressionszündeten Großmotors

zeigt Abbildung 1.4d. Gegenüber Abbildung 1.4c tritt hier die klingelnde Dieselverbrennung in einer etwas anderen Ausprägung, nämlich in einer deutlich niederfrequenten Form, auf. Ebenfalls kurz nach Brennbeginn setzt die klingelnde Dieselverbrennung ein. Später im Brennverlauf kann ein weiteres Ansteigen der Druckamplituden im Bandpass-

gefilterten Druckverlauf beobachtet werden. Das frühzeitige Einsetzen von Oberschwingungen im Verlauf des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucks verhindert die Detektion mit vorhandenen Klopferkennungsalgorithmen, da die klopfende Verbrennung durch die klingelnde Dieselerverbrennung maskiert wird.

Allen vier Beispielen ist der Heizverlauf hinzugefügt. Bei der direktgezündeten Gasverbrennung spiegelt sich auch im Heizverlauf das abrupte Auftreten der klopfenden Verbrennung durch Oszillationen wider. Demgegenüber sorgt die klingelnde Dieselerverbrennung gemäß ihrer Ausprägung für Druckoszillation kurz nach Brennbeginn.

Die Beispiele stellen eine Auswahl repräsentativer Kurvenverläufe zur Beschreibung der Problemstellung dar. Die Untersuchungen zeigten eine große Bandbreite an Kombinationen aus nicht klingelnden/klingelnden und nicht klopfenden/klopfenden Verbrennungszyklen. Die Separierung der experimentell erhobenen Datenbasis mithilfe vorhandener Algorithmen stellte sich unter der gegebenen Diversifikation als große Herausforderung dar.

Dem Leser soll durch die getroffene Auswahl der in Abbildung 1.4 gezeigten Verläufe nicht das Bild einer fälschlich soliden Unterscheidungsmöglichkeit zwischen klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklen gegeben werden. Vielmehr ist darauf hinzuweisen, dass es in der Vielzahl der gemessenen Zylinderdruckverläufe zu einer Überschneidung hinsichtlich der Eindeutigkeit in der subjektiven Beurteilung kommt. Hierfür sind unter anderem sowohl die Klopfhärte als auch der Klopfbeginn verantwortlich. Weiterhin verschärft das Auftreten der klingelnden Dieselerverbrennung in all ihren Facetten die Eindeutigkeit erheblich.

## 1.2 Zielsetzung der Arbeit

Das breite Anwendungsspektrum von kompressionsgezündeten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren, die Garantie des sicheren Betriebs und das Auftreten verschiedener Verbrennungsanomalien bedingen die Bereitstellung zuverlässiger Klopferkennungsalgorithmen zum Schutz vor Motorschäden. Durch den großen Betriebsbereich dieser Motoren, hinsichtlich Last, Methanzahl und Einspritzbeginn, kommt es neben Klopfen auch zu klingelnder Dieselerverbrennung – singulär oder überlagert. Charakteristisch für die klopfende Verbrennung sind abrupt einsetzende Zylinderdruckschwingungen, welche sich im Zylinderdruck- bzw. Beschleunigungssensorsignal wiederfinden. Diese Methoden versagen bei dem Auftreten klingelnder Verbrennungszyklen. Verfügbare Klopferkennungsalgorithmen greifen für die Detektion klopfender Verbrennungszyklen dieses Phänomen auf, was beim alleinigen Auftreten von Klopfen als Verbrennungsanomalie zufriedenstellende Ergebnisse liefert.

Durch die mögliche Überlagerung von klingelnder Dieselerverbrennung und klopfender Verbrennung im selben Motorprozess zeigen bestehende Klopferkennungsalgorithmen Schwächen durch die Interpretation der klingelnden Dieselerverbrennung als klopfende Verbrennung.

Aus diesem Grund verfolgt die vorliegende Arbeit das Ziel, eine allgemeingültige Methodik zu entwickeln, um bei Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren klopfende Verbrennungszyklen, trotz des Auftretens klingelnder Verbrennung, zuverlässig von nicht klopfenden Verbrennungszyklen zu unterscheiden. Das Kennfeld eines Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzeptes ist durch eine Vielzahl an Betriebsparametern bestimmt. Einige dieser

Parameter zeigen einen direkten Einfluss auf das Erscheinungsbild des Zylinderdruck- und Klopfensorsignals. Zum Beispiel bestimmt die Betriebsparameterkombination des Dieseleinspritzsystems das Auftreten klingelnder Dieselverbrennung.

Die Grundlage dieser Arbeit, angesichts der Betriebsparametervielfalt, bildet die Erstellung einer umfangreichen Datenbank für weitere Untersuchungen. Dabei soll der Einfluss definierter Betriebsparameter hinsichtlich klingelnder Dieselverbrennung und klopfender Verbrennung untersucht werden. Ebenfalls Gegenstand der experimentellen Phase soll die Untersuchung des Geometrieinflusses auf die klingelnde Dieselverbrennung und auf die klopfende Verbrennung sein. In diesem Rahmen soll auch eine Variation des Verdichtungsverhältnisses durchgeführt werden.

Die Unterteilung der erhobenen Datenbasis in nicht klopfende und klopfende Verbrennungszyklen soll mithilfe der Klopfensordaten erfolgen. Sollte sich dabei keine zureichende Übereinstimmung zwischen den Klopfensordaten und dem subjektiv beurteilten Zylinderdrucksignal ergeben, wird eine gänzlich subjektive Separierung angestrebt.

Eine besondere Herausforderung dieser Arbeit liegt darin, einen Ansatz zur Klopferkennung zu entwickeln, welcher möglichst unabhängig von Betriebs- oder Geometrieparametern arbeitet, um den zukünftigen Kalibrierungsaufwand, z. B. hinsichtlich sich ändernder Motorkonfigurationen in einem ökonomisch vertretbarem Rahmen, im Sinne von benötigten Messdaten und Abstimmungsarbeiten, zu halten. Dazu soll die erhobene Datenbasis im Vorfeld mithilfe bestehender Klopfkennungsalgorithmen untersucht werden. Außerdem sollen die Möglichkeiten und Schwächen dieser Ansätze bewertet werden.

Weiterhin sollen die als klopfend detektierten Verbrennungszyklen hinsichtlich Klopfbeginn und Klopfintensität ausgewertet werden. Dies wird unter dem Oberbegriff Klopfbewertung zusammengefasst. Hierfür sollen ebenfalls bestehende Ansätze auf die Anwendbarkeit auf Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren untersucht werden. Gegebenenfalls sind neue Ansätze zu finden, welche diese Aufgabe automatisiert übernehmen.

Abschließend sollen die Ergebnisse des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus inklusive der Klopfbewertung dargestellt und diskutiert werden. Dabei sollen die Anwendungsbereiche und Grenzen aufgezeigt werden. Neben der Klopferkennung auf Basis des Zylinderdrucksignals soll zudem ein Vergleich mit den Daten des Klopfensorsignals gezogen werden.

## 2 Klopferkennung

Im Hinblick auf Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren ergeben sich durch das Auftreten multipler Verbrennungsanomalien besondere Anforderungen an die Klopferkennung, die in diesem Kapitel im Detail behandelt werden.

Für eine vollständige Beschreibung des verwendeten Dual-Fuel-Brennverfahrens werden zunächst die Grundformen dieses Verbrennungskonzeptes, also die otto- und dieselmotorische Verbrennung näher beschrieben, um in weiterer Folge die Hintergründe für die Realisierung moderner Dual-Fuel-Verbrennungskonzepte aufzuzeigen.

Die heutigen Anforderungen an Dual-Fuel-Verbrennungskonzepte untersagen die bloße Anpassung von Gas- oder Dieselmotoren auf die Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung. Vielmehr müssen Dual-Fuel-Brennverfahren in ihrer Gesamtheit ausgelegt werden, damit sie der Zuverlässigkeit heutiger Großmotoren unter Einhaltung geltender Emissionsbestimmungen gerecht werden. Da die Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung ein Hybrid aus diesel- und ottomotorischer Verbrennung darstellt, werden in diesem Kapitel das Wesen und die vorherrschenden Verbrennungsabläufe dieser beiden näher erläutert. Im Anschluss wird auf das Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren eingegangen. Am Markt und in der Forschung wurden und werden verschiedene Derivate beleuchtet. In diesem Kapitel wird neben rein allgemeinen Betrachtungen lediglich auf die verwendete Applikation eingegangen. Optische Untersuchungen der Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung waren nicht Gegenstand dieser Arbeit, weshalb bei theoretischen Betrachtungen an dieser Stelle auf die Erkenntnisse anderer Arbeiten eingegangen wird. Zudem werden Verknüpfungen zu den Beobachtungen der durchgeführten Untersuchungen gezogen. Der entsprechende Aufbau des verwendeten Einzylinder-Forschungsmotors lässt bei dem betrachteten Verbrennungskonzept den Betrieb als reinen Dieselmotor aber nicht als reinen Gasmotor zu, was der Systemkomplexität geschuldet ist.

Weiterhin wird auf die dabei auftretenden irregulären Verbrennungsformen eingegangen und es wird eine Zuordnung zu dem jeweiligen Brennverfahren gegeben. Ebenfalls wird dargestellt, welche Verbrennungsanomalien speziell bei den Untersuchungen des Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren aufgetreten sind.

Aus diesen grundlegenden Betrachtungen kristallisierten sich Herausforderungen bei der Erkennung klopfender Verbrennungszyklen im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb heraus, welche im Anschluss genauer betrachtet werden.

Abschließend wird der Stand der Technik als Überblick über zur Verfügung stehende Klopferkennungsmethoden intensiv beleuchtet sowie die Anwendbarkeit der dort beschriebenen Klopferkennungen auf die erhobene Datenbasis erläutert.

## 2.1 Reguläre und irreguläre Verbrennung

Unter einer regulären Verbrennung versteht man die kontrollierte, gerichtete und zügige Verbrennung (Oxidation) der Zylinderladung unter verschiedenen Randbedingungen. Dabei werden im Bereich der Großmotoren sehr hohe Ansprüche an die Rohschadstoffemissionen und an die Stabilität der Verbrennung bei hohen Leistungsdichten gestellt [102]. Dahingegen umfasst die irreguläre Verbrennung, auch Verbrennungsanomalie genannt, all jene Verbrennungszyklen mit Abweichungen vom kontrollierten, gerichteten und zügigen Erfassen des Endgases durch die Flammenfront (Durchbrennen) [48, 52]. Der Ausdruck Endgas beschreibt dabei die verbleibende Zylinderladung, welche zum Zeitpunkt der Betrachtung noch nicht von der Flammenfront erfasst wurde.

Das Auftreten regulärer sowie irregulärer Verbrennung kennzeichnet sowohl den otto- als auch den dieselmotorischen Verbrennungsprozess. Es kommt aber aufgrund der vorherrschenden Regime zu verschiedenen Charakteristiken.

Der Fokus dieser Arbeit liegt auf der Untersuchung klopfender Verbrennung bei einem Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren. Da dies eine Kombination aus otto- und dieselmotorischem Verbrennungsprozess darstellt, werden im folgenden Kapitel beide beschrieben. Zwischen der otto- und dieselmotorischen Verbrennung ergeben sich signifikante Unterschiede im Bereich der Gemischbildung, Zündung und Verbrennung sowie der Schadstoffbildung, weshalb auf diese speziell eingegangen wird.

Abschließend wird auf die Besonderheiten bei der Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung, ebenfalls hinsichtlich Gemischbildung, Zündung und Verbrennung sowie Schadstoffbildung, eingegangen.

### 2.1.1 Ottomotorischer Verbrennungsprozess

Bezüglich des ottomotorischen Verbrennungsprozesses muss darauf hingewiesen werden, dass in diesem Kapitel ausschließlich die Anwendung von gasförmigen Kraftstoffen im mageren Stationärbetrieb ( $\lambda \gg 1$ ) behandelt wird.

#### Gemischbildung

Das homogene Erdgas-/Luftgemisch wurde nach der Verdichterstufe im Ansaugtrakt erzeugt. Die äußere Gemischbildung wird mithilfe eines Venturi-Mischers realisiert, womit dem Frischluftpfad des Verbrennungsmotors die entsprechende gasförmigen Kraftstoffs zudosiert wird (siehe Abbildung 3.3). Die Kraftstoffzudosierung erfolgt durch den entsprechenden Überdruck des gasförmigen Kraftstoffs zum Ladeluftstrom, um das gewünschte Luftverhältnis einzustellen. Dabei erfolgt die Regelung der Kraftstoffmenge über Drosselventile.

Die homogene Gemischbildung zweier gasförmiger Komponenten erfolgt rein aus der Durchmischung, wodurch Tropfenbildung und Verdampfung an dieser Stelle entfallen. Durch die ausreichende Entfernung des Venturi-Mischers vom Brennraum kann eine Homogenisierung des gasförmigen Kraftstoffs mit der Ansaugluft sichergestellt und dem Brennraum ein homogenes vorgemischtes Kraftstoff-/Luftgemisch zur Verfügung gestellt werden.



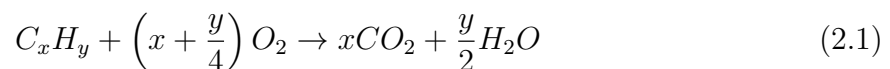
## Zündung und Verbrennung

Im ottomotorischen Verbrennungsprozess wird die Zündenergie zum Entfachen des Kraftstoff-/Luftgemisches durch externe Energiezufuhr, meist durch eine Zündkerze, bereitgestellt [11].

Zwar bilden sich durch die Kolbenbewegung und durch die daraus resultierenden Ladungsverdichtung erste Vorreaktionen im Kraftstoff-/Luftgemisch aus, dennoch reichen die Kompressionsendbedingungen nicht aus, um eine ordnungsgemäße Verbrennung einzuleiten. Zu einem bestimmten Zeitpunkt während der Verdichtungsphase wird die Zündung mittels Zündfunken eingeleitet. In einem regulären Verbrennungszyklus kommt es nach einem kurzen Zündverzug zur Ausbildung eines Flammenkerns. Schließlich formt sich eine Flammenfront aus, welche mit einer charakteristischen Geschwindigkeit, abhängig vom Turbulenzfeld, von der Temperatur, dem Druck und den Kraftstoffeigenschaften, durch den Brennraum läuft [11, 6].

## Schadstoffe

Allgemein kann die Oxidation von höheren Kohlenwasserstoffen mit der Gleichung 2.1 beschrieben werden [18].



Die Reaktion läuft so in der Realität nicht ab, sondern über mehrere Zwischenreaktionsschritte mit der Bildung von Zwischenprodukten. Werden diese Zwischenprodukte in den nächsten Reaktionsschritten nicht verbraucht, so entstehen am Ende der Verbrennung ungewollte Verbrennungsprodukte: sogenannte Schadstoffe [23].

Jeder Verbrennungsprozess ist deshalb je nach Prozessführung geprägt von der Formation gewisser Schadstoffe. Im Idealfall (siehe Gleichung 2.1), also bei der vollständigen Verbrennung entstehen  $CO_2$  und  $H_2O$ . Ist die Verbrennung unvollkommen, bleibt unverbrannter Brennstoff übrig, während die HC-Emissionen steigen. Dies kann durch ein Erlöschen der Flamme zum Beispiel bei engen Spalten (Feuersteg) der Fall sein [66]. Aber die Verbrennung kann auch unvollständig ablaufen, d. h. die Oxidation ist unvollständig, wodurch CO-Emissionen entstehen.

Da die Oxidation des Kraftstoffes nicht in einer Sauerstoffatmosphäre – sondern mit Luft – abläuft und auch Nebenprodukte im Kraftstoff enthalten sind, kann es aufgrund hoher Verbrennungstemperaturen zur Formation von weiteren Schadstoffen kommen. Hier wären Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid ( $NO_2$ ) zu nennen, was zusammengefasst unter  $NO_x$ -Emission bekannt ist [11]. Stickoxidemissionen entstehen besonders in Bereichen mit sehr hohen Temperaturen [50, 64]. Magerbrennverfahren zeigen gegenüber stöchiometrischen Brennverfahren eine drastische Absenkung der Verbrennungstemperaturen, was zu einer massiven Stickoxidreduktion führt [41]. Für die Mechanismen zur Bildung der Stickoxide sei an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur verwiesen [50, 64].

Für homogene Brennverfahren kann hervorgehoben werden, dass durch das homogene Erdgas-/Luftgemisch kein bzw. kaum Ruß aus der Verbrennung zu erwarten ist [65].

Bei der Oxidation von Erdgas, das zum Großteil aus Methan besteht, kann aufgrund des

geringen C/H-Verhältnisses der CO<sub>2</sub>-Ausstoß gegenüber Benzin- oder Dieselmotoren über 20 % gemindert werden [65, 6].

## 2.1.2 Dieselmotorischer Verbrennungsprozess

Die dieselmotorische Verbrennung, wie sie in dieser Arbeit betrachtet wird, ist geprägt von einer Direkteinspritzung, der sich anschließenden inneren Gemischbildung und Kompressionszündung. Dem Einspritzsystem kommt bei modernen Dieselmotoren eine wichtige Bedeutung zu, da es direkten Einfluss auf die Gemischaufbereitung nimmt. Bei der Entwicklung des betrachteten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzeptes kam ein sogenannter Wide-Range Injektor der Firma *L'Orange GmbH*, welcher zentral im Zylinderkopf positioniert war, zum Einsatz. Wide-Range bedeutet, dass dieser Injektor den alleinigen Dieselbetrieb sowie den Dual-Fuel-Betrieb mit kleinsten Dieselkraftstoffmengen ( $< 1\%$  energetisch) abdeckt [68].

Verglichen mit dem oben beschriebenen ottomotorischen Verbrennungsprozess des Gasmotors unterscheidet sich die dieselmotorische Verbrennung sowohl im Hinblick auf Gemischbildung, Zündung und Verbrennung als auch in den emittierten Schadstoffen. Diese Merkmale werden in diesem Kapitel zusammengefasst.

### Gemischbildung

Die direkte Einbringung des Dieselkraftstoffs in den Brennraum ist heutzutage die am weitesten verbreitete Form der Gemischbildung. Die innere Gemischbildung schafft dabei eine Vielzahl an Freiheitsgraden und Möglichkeiten, den Verbrennungsprozess bedarfsgerecht zu gestalten und zu steuern. Dabei wird die Gemischbildung durch eine Vielzahl an Parametern beeinflusst. Neben Ladungsbewegung, Brennraumgeometrie, Ladungsmasse und Restgas zeigt das Einspritzsystem einen signifikanten Einfluss auf die Gemischbildung. Wichtige Parameter sind hier der Einspritzbeginn, der Einspritzdruck, die eingespritzte Kraftstoffmenge sowie die Geometrie des Kraftstoffinjektors. Somit ist die Gemischbildung auch eine Funktion aller Einspritzparameter. [46, 59]

Mit dem Verlassen der Einspritzdüse ist der flüssige Dieselkraftstoff den heißen Gasen des Brennraums ausgesetzt. Für die Verdampfung entzieht der Dieselkraftstoff dem Brennraum Energie (Verdampfungsenthalpie), um von der flüssigen in die gasförmige Phase überzugehen, was auch im Druckverlauf wahrgenommen werden kann. Für die detaillierte Beschreibung der Mechanismen sei an dieser Stelle auf die einschlägige Literatur hingewiesen [53, 88]. Die gasförmige Phase des Dieselkraftstoffs vermischt sich mit der ihm umgebenden Luft, was zur Bildung eines brennbaren Gemisches führt. Da sich beim dieselmotorischen Verbrennungsprozess die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung überschneiden, ist es schwierig, hier eine eindeutige Linie in der Beschreibung zu ziehen. Die Verbrennung der noch flüssigen Anteile wird durch Diffusionsvorgänge bestimmt. Somit bestimmt die Diffusionsrate die Brenngeschwindigkeit.

### Zündung und Verbrennung

Der Verbrennungsablauf des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses ist geprägt von einer kompressionsgetriebenen Selbstzündung und von der daraus folgenden vorgemischten

sowie nicht vorgemischten Verbrennung. Auf diese drei Phänomene wird im Folgenden eingegangen.

Durch die Einbringung des Dieselkraftstoffs während der Kompressionsphase kommt es infolge steigender Temperatur und Druck durch die hohen Verdichtungsverhältnisse von Dieselmotoren zu Vorreaktionen im Bereich der Randschichten der Einspritzkeulen. Hier stellt sich zwischen dem Kraftstoff und der umgebenden Luft ein zündfähiges Gemisch ein, was infolge von Kettenreaktionen zu einer Fortpflanzung und schließlich zur Ausbildung einer Flammenfront führt. So verbrennt ein Teil des eingebrachten Dieselkraftstoffs spontan mit hohem Druckanstieg, da dieser bereits vorgemischt ist [64]. Je nach Länge des Zündverzugs werden hier unterschiedlich große Anteile des eingebrachten Dieselkraftstoffs umgesetzt. Die Menge des vorgemischten Anteils spiegelt sich im Druckverlauf als überlagerte Schwingungen wider. Akustisch kann dieser initiale Verbrennungsstoß deutlich wahrgenommen werden, was in der Literatur sehr oft als 'Nageln' bezeichnet wird. [53, 70]

Die nicht vorgemischte Verbrennung wird außerdem als Diffusionsverbrennung bezeichnet und folgt der vorgemischten Verbrennung [64]. Hier kommen die unter dem Punkt Gemischbildung beschriebenen Regime zum Einsatz. Die Effekte der Gemischbildung und Verbrennung auf chemischer Ebene werden in den Arbeiten [23, 36, 95] detailliert beschrieben.

## Schadstoffe

Dieselmotoren bestehen zwar im Gegensatz zum Ottomotoren aus langkettigen Kohlenwasserstoffen, aber die grundlegende Reaktionsgleichung 2.1 behält an dieser Stelle ebenfalls Gültigkeit. Somit ergeben sich, in Betracht auf die Schadstoffe, nahezu die identen Spezies. Dennoch zeigt sich die Gewichtung aufgrund der Prozessführung etwas anders. Aufgrund der hohen Verbrennungstemperaturen, resultierend aus der Diffusionsverbrennung im stöchiometrischen Bereich ( $\lambda = 1$ ), kommt es bei der realen Verbrennung von Dieselmotoren neben der Bildung von Kohlenmonoxid (CO), Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>), Wasserstoff (H), Kohlenwasserstoffen (HC) und Wasser (H<sub>2</sub>O) auch verstärkt zur Bildung von Stickstoffmonoxid (NO) und Stickstoffdioxid (NO<sub>2</sub>) [95]. Bei der Dieselmotorenverbrennung entstehen aufgrund der Prozessführung verglichen zum Dieselmotoren deutlich höhere Prozesstemperaturen. Dies hat zur Folge, dass die Dieselmotorenverbrennung deutlich höhere Stickoxidemissionen hervorbringt. Aber auch die Entstehung vergleichsweise hoher Rußemissionen, ebenfalls ein Produkt der Prozessführung der Dieselmotorenverbrennung durch die Ausbildung fetter Zonen bei der Diffusionsverbrennung, zeigt sich nachteilig bei diesem Brennverfahren. Die genauen Mechanismen zur Bildung der einzelnen Komponenten sind in [23, 36, 95] dargestellt und erläutert.

### 2.1.3 Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung

Die dieselmotorische Verbrennung stellt ein robustes Brennverfahren dar. Stetige Weiterentwicklungen rüsteten dieses Brennverfahren für neueste Anforderungen der Abgasgesetzgebung. Im Bereich der Großmotoren und hier besonders in Bezug auf Schiffsantriebe kam es mit der Einführung sogenannter SECA (Sulphur Emission Control Areas) oder nunmehr ECA-Zonen (Emission Control Areas) durch die IMO (International Maritime

Organization) zu einem Wendepunkt [75]. Zur Einhaltung der Emissionsgrenzwerte in diesen Zonen bedarf es zum Beispiel der Dual-Fuel-Brennverfahren. Mansor [49] weist in seiner Arbeit darauf hin, dass der Hauptvorteil bei der Entwicklung von Dual-Fuel-Brennverfahren in der Senkung von Stickoxid sowie Partikel Emissionen (PM) liegt. Die so geforderte Kraftstoffflexibilität zur Einhaltung stringenter Emissionslimits moderner Großmotoren ebnet den Weg für die Entwicklung der Dual-Fuel-Brennverfahren.

Diese Arbeit beschäftigt sich mit einem Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren für stationäre Großmotoren. Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren stellen eine Kombination aus den oben beschriebenen diesel- und ottomotorischen Brennverfahren dar. Dabei dient der Dieseldieselkraftstoff als Zündquelle des homogenen Erdgas-/Luftgemischs.

Bei dieser Art von Brennverfahren überlagern sich Effekte aus otto- und dieselmotorischer Verbrennung. Die Kombination wird in diesem Kapitel wiederum hinsichtlich Gemischbildung, Zündung und Verbrennung sowie Schadstoffbildung analysiert.

## Gemischbildung

Wie bereits oben beschrieben, wurde auch im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb das homogene Erdgas-/Luftgemisch, welches bei diesem Brennverfahren die Hauptenergiequelle für die Verbrennung darstellt, mithilfe des Venturi-Mischers im Ansaugtrakt erzeugt. Durch die große Entfernung zum Zylinderkopf kann eine gute Durchmischung (Homogenisierung) erreicht werden, sodass die Gemischbildung bereits vor dem Erreichen des Zylinderkopfs abgeschlossen ist. Der Wärmeübergang von den aufgeheizten Brennraumwandungen auf das Gemisch und dessen anschließende Kompression lassen die Temperatur und den Druck erheblich ansteigen. Diese Wärme stellt die Energie für erste Vorreaktionen zur Verfügung. Während der Kompressionsphase wird in diese homogene Erdgas-/Luftatmosphäre über einen zentral im Feuerdeck sitzenden Injektor die gewünschte Dieselpilotmenge direkt in den Brennraum eingespritzt. Das Einspritzsystem selber, die eingespritzte Menge an Dieseldieselkraftstoff, der Einspritzbeginn sowie die Temperatur- und Druckbedingungen schaffen die Randbedingungen, um den eingebrachten flüssigen Dieseldieselkraftstoff teilweise oder vollständig in der heißen Erdgas-/Luftatmosphäre zu verdampfen und zu einem zündfähigen Gemisch aufzubereiten.

## Zündung und Verbrennung

Es wird davon ausgegangen, dass sich die Gemischbildung des Dieseldieselkraftstoffs in der Atmosphäre aus einem mageren Erdgas-/Luftgemisch sehr ähnlich verhält wie die Aufbereitung des Dieseldieselkraftstoffs in einer Luftatmosphäre. Dabei müssen im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb während der vorgemischten Verbrennung bereits Teile von Erdgas ebenfalls oxidiert werden.

Bei der reinen Dieseldieselverbrennung sind relevante Leistungen nur mit einer entsprechend langen Einspritzzeit von Dieseldieselkraftstoff – mit der Kombination aus vorgemischter und nicht vorgemischter Verbrennung zu realisieren.

Bei der Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung, wie sie in dieser Arbeit betrachtet wird, wurden nur geringe Dieselmengen als Zündquelle für des homogenen Hintergrundgemischs in den Brennraum eingespritzt ( $\varphi_{\text{Diesel}} = \leq 15 \%$ ). Die eingebrachte Dieseldieselkraftstoffmenge bezieht sich energetisch auf den gesamthaft eingebrachten Kraftstoff. Es stellt sich die

Frage ob dieser Anteil ausschließlich vorgemischt oder vorgemischt als auch durch nicht vorgemischte Verbrennung (Diffusionsverbrennung) umgesetzt wird, worauf später noch genauer eingegangen wird.

## Schadstoffe

Bei kompressionsgezündeten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren treten Verbrennungseffekte sowohl aus der Diesel- als auch aus der Gasverbrennung auf. Somit stellt dieses Brennvorgang eine Kombination beider dar, was je nach Blickwinkel Vor- und Nachteile bezüglich der Schadstoffemissionen mit sich bringt. Die durchgeführten Untersuchungen bestätigten Arbeiten, die Potenziale dieses Brennvorgangs in Hinblick auf Absenkung der Rohemissionen untersuchten [40].

Durch die deutlich gesenkten Prozesstemperaturen können die Stickoxidemissionen gegenüber Dieselmotoren drastisch gesenkt werden. Das Potenzial ist dabei direkt an die eingebrachte Dieselmotorkraftstoffmenge geknüpft. Ebenfalls ein Schwachpunkt des Dieselmotors sind Ruß- und Partikelemissionen. Auch diese können durch die Substitution des Dieselmotorkraftstoffs durch Erdgas drastisch abgesenkt werden. Dennoch sind diese im Vergleich zum Gasmotor höher.

### 2.1.4 Verbrennungsanomalien

Unter Verbrennungsanomalien im Motorprozess wird fälschlicherweise in vielen Fällen ausschließlich die klopfende Verbrennung verstanden. Dabei gibt es aber auch andere Phänomene, deren richtige Beurteilung von Bedeutung ist, da hier andere Wirkmechanismen vorherrschen. Aus diesem Grund beschäftigt sich dieses Kapitel mit der Beschreibung möglicher Verbrennungsanomalien, wie sie im otto- und dieselmotorischen Verbrennungsprozess vorzufinden sind. Dabei wird der Bezug zu dem untersuchten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept immer wieder hergestellt.

Eine Klassifizierung kann hinsichtlich der Art auftretender Verbrennungsanomalien im Motorprozess wie folgt vorgenommen werden (vgl. [15, 58]):

- Verbrennungsaussetzer
- Klingelnde Dieselmotorenverbrennung
- Vorentflammung
- Glühzündung
- Klopfende Verbrennung

Die Signifikanz der sachgemäßen Beurteilung von Verbrennungsanomalien im Motorprozess ergibt sich aus der Tatsache entstehender Motorschäden. Speziell das Phänomen Klopfen im motorischen Verbrennungsprozess ist häufig Gegenstand einschlägiger Forschungsvorhaben. Dieses Kapitel zeigt neben den Arten an Verbrennungsanomalien den aktuellen Kenntnisstand sowie die vorherrschenden Erscheinungsformen in stationären Großgasmotoren und Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren.

## Verbrennungsaussetzer

Das Auftreten von Verbrennungsaussetzern zeichnet sich durch keine oder durch lediglich eine Teilentflammung bzw. durch Flammenlöschen des sich im Zylinder befindlichen Kraftstoff-/Luftgemisches aus. Abbildung 1.3 zeigt, dass die Aussetzergrenze im Motor-kennfeld vom Verdichtungsverhältnis, vom Luftverhältnis und von der Last abhängig ist. Zumeist tritt dieses Problem durch eine zu magere Frischgasladung auf. Aber auch andere Phänomene können das ordnungsgemäße Entfachen der Zylinderladung beeinträchtigen. In seltenen Fällen sind bei robusten Brennverfahren Zylinderinnenströmungen (Drall oder Squishströmung) für das 'Ausblasen' des Flammenkerns oder der Flamme verantwortlich. Auch ein Verschleiß an der Zündkerze, Vorkammer oder am Düsenkörper des Injektors kann das Anbrennverhalten beeinflussen und im Grenzfall Verbrennungsaussetzer hervorrufen.

Die Stabilität des Motorlaufs sowie Verbrennungsaussetzer können über das Zylinderdrucksignal detektiert werden. Hierfür wird der Variationskoeffizient ( $\text{COV}_{\text{IMEP}}$ ) berechnet [42]. Dieser ist eine wichtige Größe, um Verbrennungsaussetzer festzustellen bzw. zu vermeiden, da hohe Kohlenwasserstoffemissionen auftreten und Zündungen im Abgasstrang Bauteile wie den Turbolader stark belasten oder gar schädigen können [28]. Anhand des COV können die Zyklusschwankungen des Motorlaufs beurteilt werden. Gegebenenfalls können Maßnahmen wie 'Anfetten' oder eine Verschiebung des Zündzeitpunktes bei fremdgezündeten bzw. eine Verschiebung des Einspritzbeginns bei kompressionsgezündeten Motoren eingeleitet werden.

Da der Motor im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb mit einem maximalen Luftverhältnis von  $\lambda = 1.7$  betrieben wurde und das Brennverfahren im Normalbetrieb unter deutlich mageren Bedingungen betrieben wird, traten Verbrennungsaussetzer zu keinem Zeitpunkt der Untersuchungen auf und sind somit nicht Gegenstand der durchgeführten Untersuchungen.

## Klingelnde Dieselerverbrennung

Die klingelnde Dieselerverbrennung, im Englischen als Ringing (vgl. [25, 71, 80, 84]) bezeichnet, ist ein bekanntes Phänomen des Dieselmotors. Hierbei handelt es sich um Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal, welche durch die Verbrennung angeregt werden.

Die Literatur bestätigt die gemachten Beobachtungen. So tritt diese Verbrennungsanomalie auch bei HCCI und Dual-Fuel-Brennverfahren auf [5, 20, 25]. Hierzu lassen sich einige Erklärungsversuche in der Literatur finden. So betrachteten Kyrtatos et al.[45] in ihrer Arbeit einen Dieselmotor und schlussfolgerten, dass die klingelnde Dieselerverbrennung durch die vorgemischte Verbrennung initiiert und begünstigt wird. Eingeleitet wird diese durch Selbstzündungsherde in den heißesten Bereichen des Brennraums. Hierbei spielen große Zündverzögerungen eine wichtige Rolle, welche die Intensität der klingelnden Dieselerverbrennung beeinflussen. Auch Blumreiter et al.[5] verfolgen eine ähnliche Theorie und gehen davon aus, dass bei dieser Form der Verbrennung ebenfalls die thermische Randschicht verletzt wird, die Brennraumwandungen mit heißen Verbrennungsgasen beaufschlagt werden und dass die Schadenszusammenhänge der klopfenden Verbrennung gleich sind. Ihre Schlussfolgerungen stammen von der Untersuchung eines HCCI-Brennverfahrens. Eng [25] unter-

suchte ebenfalls ein HCCI-Verbrennungskonzept und sah große Ähnlichkeiten im Vergleich der Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal zwischen klingelnder und klopfender Verbrennung. Weiters führte er an, dass es nicht bestätigt werden kann, ob diese Form der Verbrennung zu einem Motorschaden führen wird. Dahingegen sahen Wissink et al.[97] ein erhöhtes Risiko eines Motorschadens bzw. die Reduzierung der Standzeit des Motors durch die Anwesenheit derartiger Druckschwingungen aus der klingelnden Dieselerverbrennung.

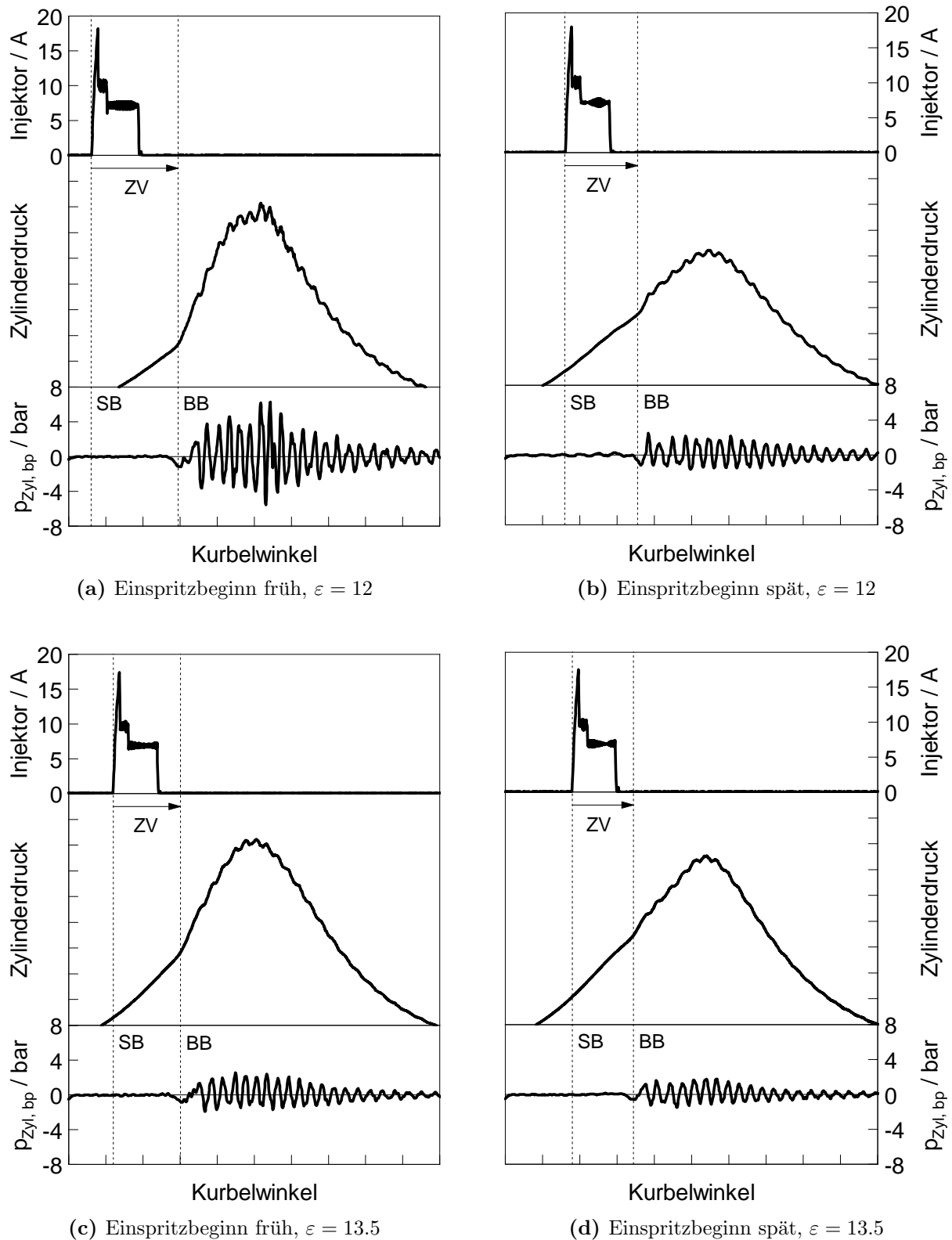
Grundsätzlich kann die Verbrennung von Dieselerkraftstoff, wie in Kapitel 2.1.2 beschrieben, in die drei Bereiche Selbstzündung, vorgemischte und Diffusionsverbrennung eingeteilt werden. Bei der Einbringung geringer Dieselerkraftstoffmengen in Verbindung mit einem langen Zündverzug (10 °KW und mehr) steht für die Gemischbildung genügend Zeit zur Verfügung, um den gesamten oder den größten Teil des eingespritzten Dieselerkraftstoffs zu verdampfen und zu homogenisieren.

Die Unterscheidung, ob der Dieselerkraftstoff in einer vorgemischten oder in einer Diffusionsverbrennung umgesetzt wird, ist ohne optische Untersuchungen schwierig zu bestimmen. Die Abbildung 2.1 unterstützt die folgende Argumentationsführung. Dargestellt sind vier Verbrennungszyklen unter denselben Randbedingungen – Vollast, geringer Einspritzdruck und Dieselmengen von 15 % energetisch. Hierbei wurden die Randbereiche hinsichtlich Einspritzbeginn (frühester und spätester, Abbildung 2.1a und c bzw. Abbildung 2.1b und d) sowie Verdichtungsverhältnis (hoch und niedrig, Abbildung 2.1a und b bzw. 2.1c und d) betrachtet. Diese Parameter beeinflussen den Zündverzug und das Brennverhalten des Motors. Alle weiteren Betriebsparameter (Luftverhältnis, Einlasstemperatur, Gemischfeuchte etc.) waren konstant.

Der Vergleich eines frühen (siehe 2.1a) mit einem späten Einspritzbeginn (siehe 2.1b) bei gleichem Verdichtungsverhältnis ( $\varepsilon = 12$ ) zeigt einen deutlich längeren Zündverzug (ZV) bei frühen Einspritzbeginnen. Die zeitliche Zuordnung des Brennbeginns zum Bestromungssignal des Injektors zeigt, dass die Einspritzung deutlich vor dem eigentlichen Brennbeginn abgeschlossen ist. Diese Annahme lässt vermuten, dass dem Kraftstoff genügend Zeit für die Gemischaufbereitung zur Verfügung steht. Im direkten Vergleich zeigen die früheren Einspritzbeginne eine deutlich stärker ausgeprägte klingelnde Dieselerverbrennung. Dies äußert sich in überlagerten Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal, die mittels Bandpass- oder Hochpassfilterung extrahiert werden können. Da bei allen vier Beispielen nahezu dieselbe Menge Dieselerkraftstoff in das homogene Erdgas-/Luftgemisch bei gleichem Luftverhältnis eingespritzt wurde und besonders bei den frühen Einspritzbeginnen eine deutlich stärkere klingelnde Dieselerverbrennung auftritt, wird von unterschiedlicher Gemischaufbereitung ausgegangen.

Bei stark klingelnden Verbrennungszyklen scheint die vorgemischte Verbrennung die dominierende Form der Umsetzung des Dieselerkraftstoffs zu sein, wobei der Zündverzug für die Gemischaufbereitung entsprechend groß sein muss. Steht zum Zündzeitpunkt eine große Menge zündfähiges Dieselerkraftstoff-/Erdgas-/Luftgemisch zur Verfügung, kommt es zu einer schlagartigen Oxidation des zündfähigen Dieselerkraftstoff-/Erdgas-/Luftgemisches, was die Ursache der klingelnden Dieselerverbrennung zu sein scheint.

Späte Einspritzbeginne korrelieren mit kürzeren Zündverzügen und weniger intensiv klingelnden Verbrennungszyklen. Hier kann in vielen Fällen ein sehr sanftes Anbrennen verzeichnet werden, wobei der Dieselerkraftstoff scheinbar in einer Diffusionsverbrennung umgesetzt wird.



**Abbildung 2.1:** Früher und später Einspritzbeginn  $\varepsilon = 12$  und  $\varepsilon = 13.5$  zur Identifikation von vorgemischter und nicht vorgemischter Verbrennung



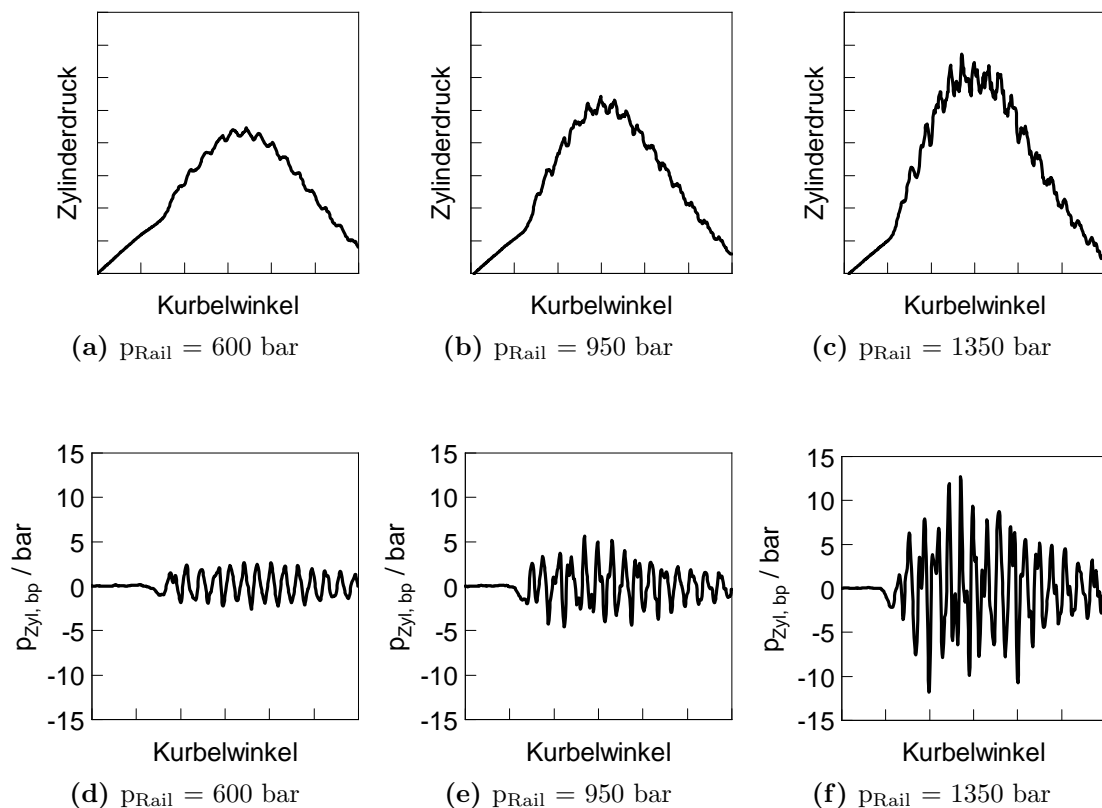
Somit kann die Gemischaufbereitung als entscheidender Einflussfaktor auf die klingelnde Dieselerbrennung gedeutet werden. Die Gemischaufbereitung ist eine Funktion der Kraftstoffzusammensetzung, der Kraftstofftropfengröße (Verdampfungsoberfläche), der zur Verfügung stehenden Zeit sowie der Temperatur- und Druckverhältnisse, unter welchen der Kraftstoff in den Zylinder eingebracht wird. Letztendlich können alle genannten Einflussparameter auf das Einspritzsystem zurückgeführt werden.

Untersuchungen haben gezeigt, dass vornehmlich die Betriebsparameter

- Einspritzdruck
- Einspritzbeginn
- Menge eingespritzter Dieselmkraftstoff

in Verbindung mit der klingelnden Dieselerbrennung gebracht werden können.

Beispiele für die Variation der genannten Betriebsparameter werden in den folgenden Abbildungen gezeigt. Begonnen wird mit der Einspritzdruckvariation in den Abbildungen 2.2. Dargestellt ist der Zylinderdruckverlauf (Abbildungen 2.2a - c), sowie der Bandpassgefilterte Zylinderdruckverlauf (Abbildung 2.2d - f).



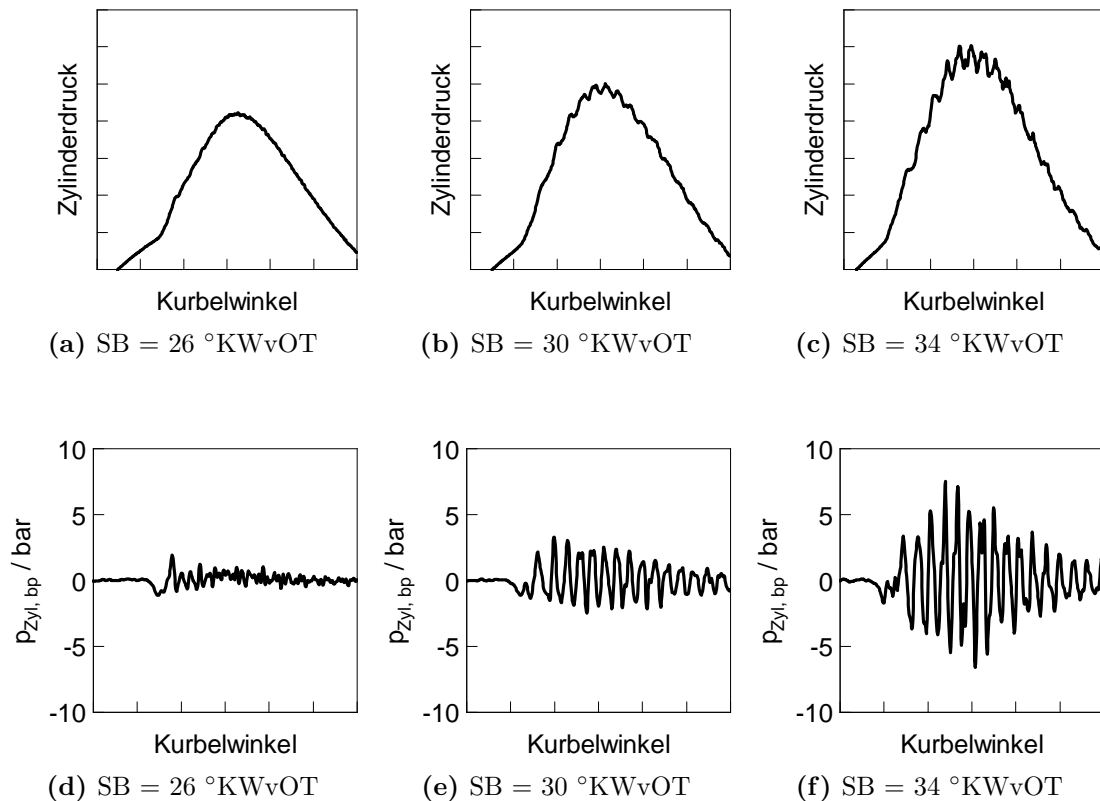
**Abbildung 2.2:** Variation des Einspritzdrucks; Zylinderdruckverlauf und Bandpassgefilterter Zylinderdruckverlauf

Eine Beschreibung, warum für die Untersuchungen ein Bandpass- anstelle eines Hochpassfilters genutzt wurde, ist in Kapitel 4 zu finden. Gezeigt werden drei Verbrennungszyklen

bei unterschiedlichen Einspritzdrücken ( $p_{\text{Rail}}$ ) einer Messreihe unter denselben Randbedingungen. Bei den gewählten Randbedingungen zeigt sich bereits bei einem Einspritzdruck von 600 bar (links) eine leichte klingelnde Dieselerbrennung. Hier können Druckamplituden von circa 1 bar wahrgenommen werden. Diese verstärken sich erheblich durch die Erhöhung des Einspritzdrucks auf 950 bar (Mitte). Hier sind bereits Druckamplituden von über 6 bar zu verzeichnen. Eine weitere Erhöhung des Einspritzdrucks auf 1350 bar (rechts) führt in weiterer Folge zu massiven Druckamplituden, wobei hier Spitzenwerte von über 10 bar auftreten.

Als Ursache wird eine verbesserte Gemischaufbereitung durch die deutlich stärkeren Penetration des Einspritzstrahls gesehen. Dabei bietet die bessere Zerstäubung des Dieseldieselkraftstoffs eine größere Oberfläche, was die Gemischaufbereitung in der heißen Atmosphäre Brennraum beschleunigt.

In Abbildung 2.3 hingegen ist eine Variation des Einspritzbeginns bei sonst identen Randbedingungen dargestellt. Wieder wird der Zylinderdruck sowie der Bandpass-gefilterte Zylinderdruck zum Vergleich gezeigt.



**Abbildung 2.3:** Variation des Einspritzbeginns; Zylinderdruckverlauf und Bandpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf

Begonnen wird mit einem Einspritzbeginn von 26 °KW<sub>v</sub>OT (links). Dieser weist höchstens eine sehr leichte klingelnde Dieselerbrennung auf. Die Frühstellung des Einspritzbeginns auf 30 °KW<sub>v</sub>OT (Mitte) zeigt bereits eine signifikante Zunahme der klingelnden Dieselerbrennung. Ein weiteres Verstellen des Einspritzbeginns um 4 °KW Richtung 'Früh' auf

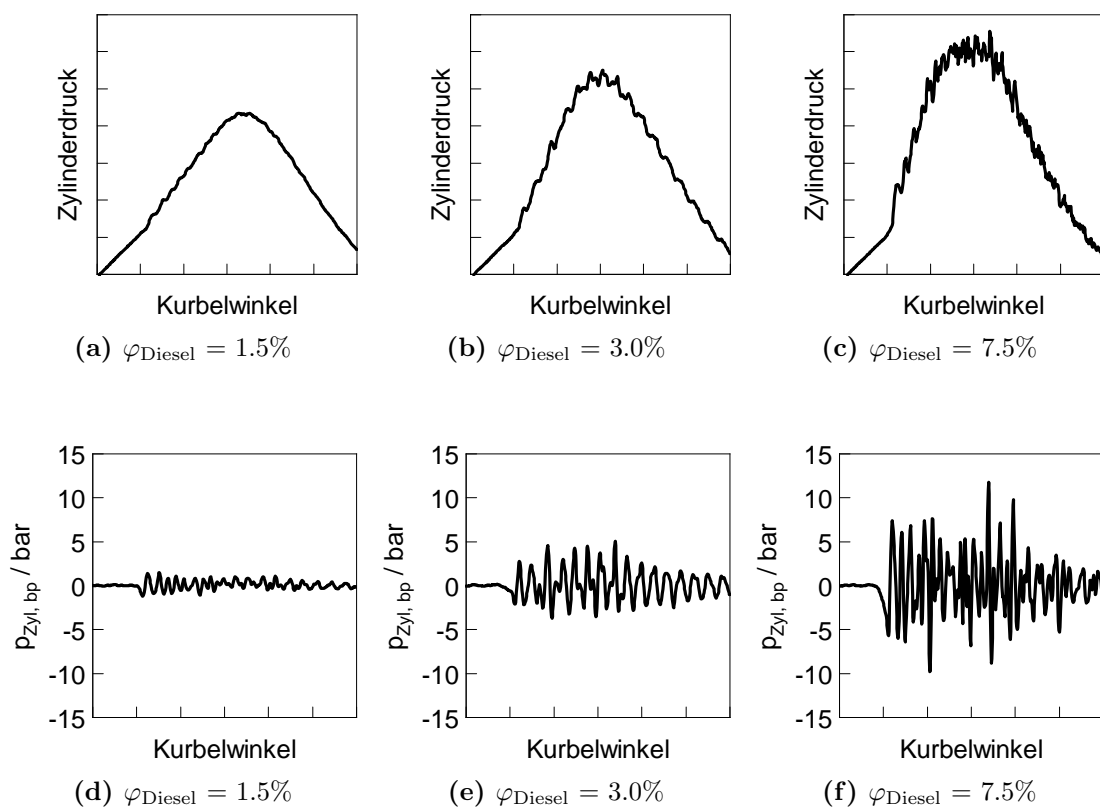
34 °KWvOT (rechts) spiegelt sich in einer rapiden Zunahme der klingelnden Dieselerverbrennung wider.

In diesem Fall wird der Gemischaufbereitung durch die Frühverstellung des Einspritzbeginns unter sonst gleichen Randbedingungen mehr Zeit gegeben. Zwar ist in diesen frühen Stadium das Temperatur- und Druckniveau geringer, setzt aber für die Gemischaufbereitung bereits in Gang, was der deutliche Unterschied der klingelnden Dieselerverbrennung bestätigt.

Den Einfluss der eingespritzten Dieselmengen vergleicht Abbildung 2.4 anhand des Zylinderdrucks sowie des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals. Das  $\varphi_{\text{Diesel}}$  steht für den energetischen Anteil an Dieselmengen, bemessen an der gesamten in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffenergie.

Bei  $\varphi_{\text{Diesel}} = 1.5\%$  zeigt sich unter den gewählten Randbedingungen wiederum nur eine geringe klingelnde Dieselerverbrennung, die mit steigendem Dieselanteil stetig zunimmt und bei  $\varphi_{\text{Diesel}} = 7.5\%$  zur Beeinflussung des Endgases – zum Klopfen – führen.

Die Einbringung größerer Dieselmengen führt ebenfalls zu einer Vergrößerung der Oberfläche, was wiederum die Gemischbildung beschleunigt.

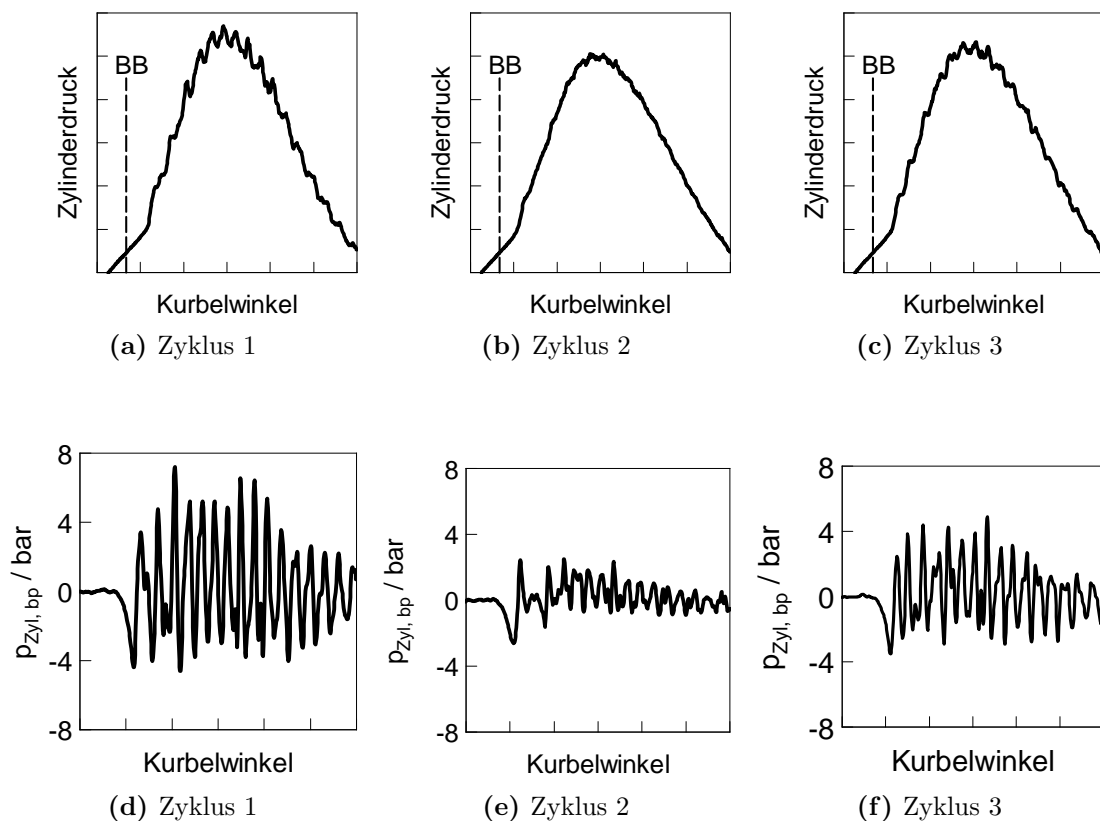


**Abbildung 2.4:** Variation der Menge eingespritzten Dieselmengen; Zylinderdruckverlauf und Bandpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf

Alle diskutierten Beispiele haben gemeinsam, dass mit der Zunahme der klingelnden Dieselerverbrennung ein sehr starker initialer Druckanstieg zu beobachten ist. Dies ist ein eindeutiger Hinweis für die Oxidation größerer Anteile des eingebrachten Dieselmengen in einer vorgemischten Verbrennung.

Es wird davon ausgegangen, dass auch weitere Parameter wie die Temperatur des Dieseldieselskraftstoffs und die Einspritzdüsenkonfiguration (Lochanzahl, Lochdurchmesser, Lochausprägung/-ausformung und Spritzwinkel) direkten Einfluss auf die klingelnde Diffusionsverbrennung nehmen. Diese Untersuchungen waren jedoch nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Durch die Beispiele bei unterschiedlichen Einspritzdrücken, Einspritzbeginn und durch die Variation der Menge des eingespritzten Dieseldieselskraftstoffs soll nicht der Eindruck vermittelt werden, dass dabei jeder Zyklus dieselbe Intensität an klingelnder Dieseldieselsverbrennung besitzt. Abbildung 2.5 zeigt deshalb drei aufeinanderfolgende Zylinderdruckverläufe und Bandpass-gefilterte Zylinderdruckverläufe im direkten Vergleich.



**Abbildung 2.5:** Darstellung drei aufeinanderfolgender klingelnder Verbrennungszyklen, Zylinderdruckverlauf und Bandpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf

Da der Brennbeginn der drei Verbrennungszyklen weniger als  $0.5^\circ\text{KW}$  voneinander abweicht, wurde lediglich der gemittelte Brennverlauf als Referenz angegeben. Der erste Zylinderdruckverlauf (Zyklus 1) weist eine sehr intensive klingelnde Dieseldieselsverbrennung mit Druckamplituden von über 7 bar auf, wobei der darauffolgende Zyklus nur eine leichte klingelnde Dieseldieselsverbrennung von circa 2 bar hat. Der dritte Verbrennungszyklus zeigt wiederum eine stärker klingelnde Dieseldieselsverbrennung. Diese Betrachtungen bestätigen die Annahme, dass die klingelnde Dieseldieselsverbrennung auch sehr stark vom Restgasanteil sowie von der Ladungsbewegung und -verteilung abhängig ist.

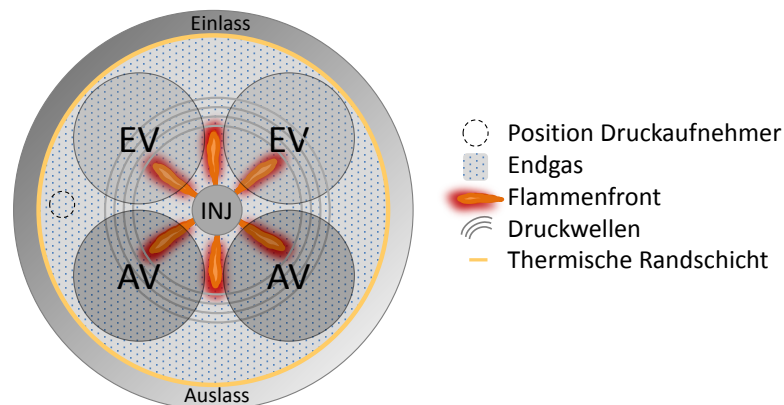
Im Folgenden wird eine Theorie der klingelnden Dieseldieselsverbrennung auf Basis der durch-

geführten Untersuchungen abgeleitet. Es wird darauf eingegangen, wie die klingelnde Dieselerbrennung entsteht und welche Folgen sie hat. An dieser Stelle war es wichtig, in welcher Form sie schädigend auf die Motorstruktur wirkt.

Es wird davon ausgegangen, dass die Einspritzung von geringen Dieselmengen ( $\varphi_{\text{Diesel}} \leq 15\%$ ) eine geringe Penetration des Brennraums verglichen zur Bohrungsgröße des Einzylinder-Forschungsmotors hervorruft.

Da bei der Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Anwendung der Dieselmengen während der Kompressionsphase in ein mageres Erdgas-/Luftgemisch eingebracht wird, kann von einer sehr raschen Bildung eines zündfähigen Diesel-/Erdgas-/Luftgemisches ausgegangen werden. Die Gemischbildung erfolgt eher zentral, was schematisch in Abbildung 2.6 dargestellt ist. Der eingebrachte Dieselmengen wird zu Brennbeginn sehr rapide oxidiert. Wie durch die Druckwellen angedeutet, wird die Zylinderladung in ihren Eigenmoden zu Schwingungen angeregt, was sich im Zylinderdrucksignal als Oberschwingungen widerspiegelt. Diese Druckwellen können die der klopfenden Verbrennung übersteigen [25].

Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde pro Verbrennungstakt nur eine Einspritzung getätigt. Es wurde bereits erwähnt, dass Verbrennungszyklen mit signifikanter klingelnder Dieselerbrennung einen schroffen Druckanstieg zu Beginn der Verbrennung aufweisen. Dieser Druckanstieg verursacht Geräusche, die unter dem Begriff 'Dieselnageln' bekannt geworden sind. Ein Moderator dieses Druckanstiegs sind ein oder mehrere Voreinspritzungen. Voreinspritzung – das definierte Einbringen geringer Dieselmengen, um den Zündverzögerung der nachfolgenden Hauptverbrennung zu verkürzen und dadurch ein moderates Anbrennen der Zylinderladung zu erreichen [24] – ist bei Großmotoren oftmals nicht erwünscht, da durch das mehrfache Anheben der Injektornadel der Injektorverschleiß deutlich steigt und somit die Wartungskosten und -zeiten des Motors erhöht.



**Abbildung 2.6:** Schaubild klingelnde Verbrennung

Auch nach mehreren hundert Stunden Prüfstandsbetrieb für die Untersuchung des Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahrens ließen sich keine negativen Einflüsse an der Bauteilstruktur durch die klingelnde Dieselerbrennung erkennen. Verweisend auf die schematische Darstellung von Abbildung 2.6 wird geschlussfolgert, dass die von dem zentral lokalisierten brennbaren Dieselmengen-/Erdgas-/Luftgemisch ausgehenden Druckwellen keine bauteilschädigende Wirkung ausüben. Bei dieser Form der Verbrennung scheint die thermische Randschicht (gelb), im Gegensatz zur klopfenden Verbrennung, nicht lokal

zerstört zu werden und das Endgas fungiert zusätzlich als isolierende Schicht, wodurch die mechanische Belastbarkeit der Bauteile nicht gemindert wird. Weiterhin kommt es bei der klingelnder Dieselerbrennung nicht zur schlagartigen Verbrennung des gesamten im Zylinder befindlichen Gemischs.

### **Vorentflammung**

Als Vorentflammung werden Verbrennungsanomalien bezeichnet, bei denen die Entflammung vor dem gewählten Zündzeitpunkt eintritt [19]. Dies ist eine ernst zu nehmende Verbrennungsanomalie, da sie in den meisten Fällen zu sehr starken Klopferscheinungen durch die schlagartige Umsetzung der gesamten Zylinderladung führt [60].

Das Phänomen der Vorentflammung wurde bei durchgeführten Untersuchungen an Magerbrennverfahren für Großmotoren weder im reinen Erdgasbetrieb noch im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb beobachtet. Mit hoher Wahrscheinlichkeit beschränkt sich diese Verbrennungsanomalie auf stöchiometrisch geführte Brennverfahren. Bis zum Zündzeitpunkt laufen in fetten Bereichen der Zylinderladung Vorreaktionen ab. Die Anregung des Systems durch beispielsweise einen heißen Rußpartikel genügt, um eine frühzeitige Zündung einzuleiten. [21]

### **Glühzündungen**

Unter Glühzündungen versteht man die Entflammung der Zylinderladung an einem heißen Bauteil [18]. Scharfkantig ausgelegte Brennräume weisen in unzureichend gekühlten Regionen des Brennraums erhöhte Bauteiltemperaturen auf. Konstruktiv kann diesem Phänomen entgegnet werden. Somit sind weiche, eher fließende Materialübergänge vorzuziehen und schroffe Übergänge und Hinterschneidungen zu vermeiden.

Glühzündungen kann nicht zyklus aufgelöst mit Regelparametern wie die Zündverstellung bei klopfender Verbrennung begegnet werden, da sie sich selbst verstärken. Dies ist insofern von Nachteil, da sie oftmals zu Motorschäden führen.

Glühzündungen zeigen sich hin und wieder bei Vorkammergasmotoren. Hier erwärmt sich eine unzureichend gekühlte Vorkammerkalotte – jener Teil der Vorkammer, welcher in den Brennraum ragt. Durch die Verbrennung und das Überströmen der heißen Gase erwärmt sich die Vorkammerkalotte so stark, dass diese Glühzündungen hervorrufen kann.

Das für die Untersuchungen verwendete Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept zeigte diese Art der Verbrennungsanomalie zu keinem Zeitpunkt und war daher nicht Gegenstand weiterer Untersuchungen. Zum einen wurde der Injektor und hier besonders die Injektorspitze im Betrieb aufgrund der zyklischen Dieseleinspritzung von selbigem stetig gekühlt, zum anderen verfügte der Injektor über eine Ölkühlung, die während des gesamten Betriebs aktiv und besonders bei geringen Dieseleinspritzmengen für die Kühlung der Injektorspitze von Bedeutung war.

### **Klopfen**

In diesem Abschnitt wird speziell auf den aktuellen Kenntnisstand der klopfenden Verbrennung eingegangen. Erfahrungen aus den Untersuchungen mit dem kompressionsgezündeten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren werden weitergegeben.

Klopfen ist eine ernst zu nehmende Verbrennungsanomalie und neben der klingelnden

Dieselvebrennung Hauptgegenstand der Untersuchungen der vorliegenden Arbeit. Zwar ist dieses Phänomen in zahlreichen Forschungsarbeiten abgehandelt worden, doch sind die physikalischen Zusammenhänge noch nicht vollends nachvollzogen [31].

In Kapitel 2.1.1 wurde der reguläre Verbrennungsablauf des ottomotorischen Verbrennungsprozesses erläutert. Über die Hintergründe der klopfenden Verbrennung wurden bereits viele Arbeiten veröffentlicht, die unterschiedliche Standpunkte zu diesem Thema einnehmen [1, 15, 31, 37, 43, 77, 89, 90, 98]. Dabei müssen für das Auftreten klopfender Verbrennung gewisse Randbedingungen erfüllt sein. Die durchgeführten Untersuchungen ergaben eine verlässliche Reproduzierbarkeit der klopfenden Verbrennung. Dabei bestimmt jeweils ein fixer Betriebsparametersatz den nicht klopfenden Motorbetrieb, die Klopfgrenze oder den stark klopfenden Motorbetrieb.

Stellvertretend können die Arbeiten von Kröger [43] und Stiebels [89] angeführt werden, die zwei Theorien zur Entstehung der klopfenden Verbrennung beschrieben. Die erste Theorie geht von einer Beschleunigung der primären Flamme anstelle von Selbstzündungsherden im Endgas (Sekundärzündung), wie in der zweiten Theorie, aus.

Anstoß der Flammenfrontbeschleunigung sind laut Curry [17] Vorreaktionen im Endgas und ein damit einhergehender Radikalkonzentrationsanstieg aufgrund von Druck- und Temperaturanstieg. Laut Ganser [31] ist diese Theorie eher umstritten, da hierzu eindeutige experimentelle Ergebnisse fehlen.

Die zweite Theorie, die Selbstzündungstheorie, geht davon aus, dass die Selbstzündung im Endgas – in der von der Flamme noch nicht erfassten Zylinderladung – einsetzt. Heywood [38], Kröger [43] und viele andere Arbeiten [52, 104] bestätigen diese Theorie. Dennoch gibt es unterschiedliche Auffassungen über den Vorgang der Selbstzündung. Die Aufheizung des im Zylinder gefangenen Kraftstoff-/Luftgemischs wird durch den Wärmeübergang von den heißen Brennraumwandungen und durch die Kompression ausgelöst, wodurch die Ausbildung von Vorreaktionen vonstattengeht. Kommen diese Vorreaktionen an einer Stelle im Brennraum zum Abschluss, erfolgt dort die Zündung [64]. Als Ursache für das Auftreten lokaler Zündherde werden hauptsächlich die drei folgenden Theorien genannt.

- Verdichtungstheorie
- Detonationstheorie
- Kombinationstheorie

Die Verdichtungstheorie besagt, dass durch die Kompression des Kolbens und der Flamme ein Selbstzündungszustand im Endgas in Bereichen erzielt wird, in denen geringe Zündenergien erforderlich sind [31, 64].

Dahingegen versteht man unter der Detonationstheorie, dass sich Druckwellen ausgehend von der normalen Flammenfront der Hauptverbrennung zu Stoßwellen aufteilen. Dafür ist eine gewisse Wegstrecke nötig, wobei diese Stoßwellen Zündbedingungen im Endgas schaffen [64, 90].

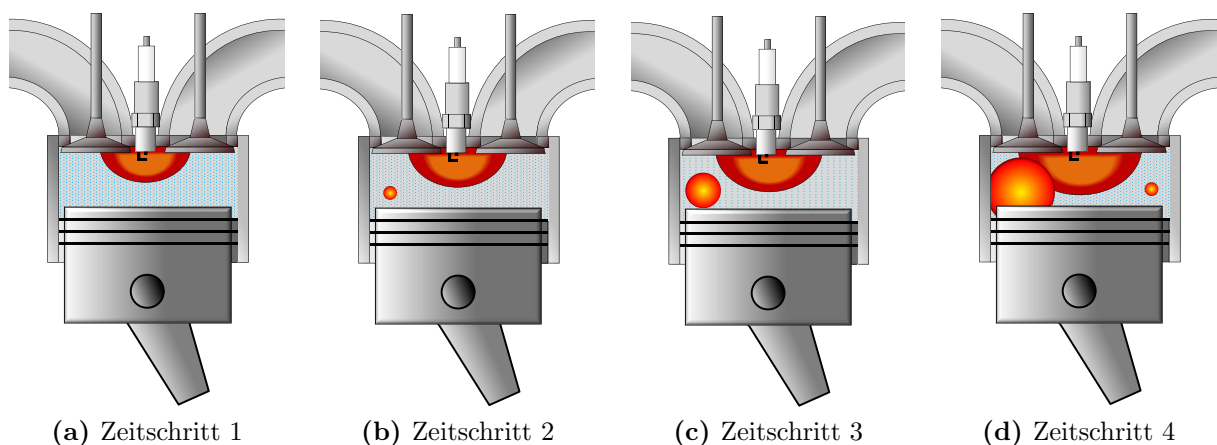
Beide zuvor beschriebenen Theorien vereinen sich in der Kombinationstheorie. Auch wurden viele weitere Theorien zu diesem Thema aufgestellt. An dieser Stelle sei auf die einschlägige Literatur verwiesen.

Klopfen ist ein Phänomen, das in Abhängigkeit von verschiedenen Betriebsparametern auftritt und seinen Ursprung in der ottomotorischen Verbrennung hat. Aber auch Untersuchungen an kompressionsgezündeten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren zeigten das Auftreten klopfender Verbrennung. So weisen viele Arbeiten darauf hin, dass die klopfende Verbrennung in Dual-Fuel-Anwendungen ebenfalls vom Endgas ausgeht und stark von den Betriebsbedingungen abhängig ist [72, 83].

Die klopfende Verbrennung wird von einer Vielzahl an Parametern beeinflusst. Hier spielen der Zündzeitpunkt bzw. Einspritzbeginn, die Kraftstoffqualität und das Luftverhältnis, die Gemischtemperatur, das Strömungsfeld im Zylinder, das Verdichtungsverhältnis aber auch Inhomogenitäten in der Zylinderladung eine entscheidende Rolle [61]. Ergebnisse vorangegangener Arbeiten waren unter anderem die Verbesserung der Kraftstoffeigenschaften durch verbesserte Herstellungsverfahren und Additive, die Entwicklung klopfesterer Brennräume z.B. durch die Verbesserung des Ausbrennverhaltens durch Ladungsbewegung, und die Einführung von Klopfregelungssystemen [27].

Prinzipiell kann die klopfende Verbrennung in zwei Kategorien aufgeteilt werden: zum einen in das 'normale' Klopfen, welches durch die sukzessive Verlagerung des Betriebspunktes auftritt, zum anderen das Phänomen der Extremklopfer, welche sporadisch auftretende Klopfereignisse mit signifikanten Druckamplituden darstellen [15]. Diese kündigen sich nicht an und können mit den heute verwendeten ereignisgesteuerten Klopfregelungssystemen nicht beherrscht werden [2]. In der experimentellen Phase dieser Arbeit wurden solche Extremklopfer nie detektiert, weshalb sich diese Arbeit auf die 'normal' klopfende Verbrennung konzentriert.

Abbildung 2.7 zeigt anhand der Verbrennungsphase eines direktgezündeten Motors schematisch die allgemein gültige Auffassung von Klopfen. Die Darstellung scheint auch für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren Gültigkeit zu besitzen, da in dieser Arbeit davon ausgegangen wird, dass die gleichen Wirkmechanismen gültig sind und die klopfende Verbrennung verursachen.



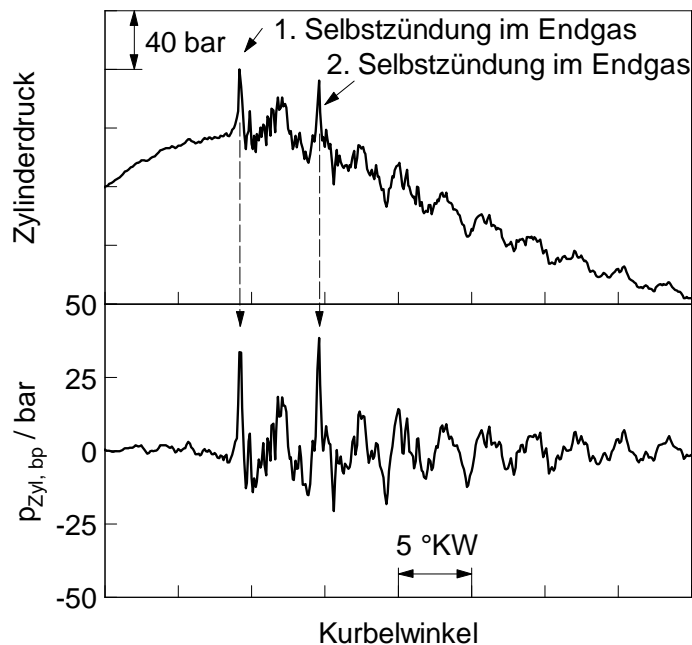
**Abbildung 2.7:** Schematische Darstellung von Klopfen im Endgasbereich eines direktgezündeten Motors

Eine ordnungsgemäße Entflammung des Gemisches durch eine Zündquelle (Zündkerze



oder Dieselkraftstoff) erfolgt durch die Ausbildung eines Flammenkerns wodurch sich später eine stabile Flammenfront bildet, welche dann gerichtet durch den Brennraum läuft (Zeitschritt 1). Durch Restgas oder heiße Zonen im Zylinder bildet sich ein Zündherd in dem von der Flammenfront noch nicht erfassten Endgas, was im Zeitschritt 2 dargestellt ist. Dieser führt in weiterer Folge zu einem schlagartigen Umsatz des Endgases (siehe Zeitschritt 3 und 4), was sich durch die Menge des zum Klopfbeginn verfügbaren Endgases durch Druckwellen mit sehr hohen Amplituden (Klopfintensität) im Zylinderdrucksignal bemerkbar macht.

Es können sich aber auch multiple Selbstzündungsherde zeigen [104], was der Zeitschritt 4 andeutet. Ein Beispiel dafür wird in Abbildung 2.8 gezeigt. Da Klopfen eine schlagartige Umsetzung der verbleibenden Endgases ist, kann dies nur in einem sehr engen Zeitfenster auftreten, weshalb die gewählte Skalierung dieser Abbildung sehr engmaschig ist. In diesem Beispiel zeigt sich der zweite Klopfherd sehr schön exponiert. Es gibt aber auch Fälle, bei denen Überlagerungen diesen Effekt maskieren.



**Abbildung 2.8:** Zylinderdruckverlauf, Bandpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf eines klopfenden Verbrennungszyklus mit mindestens zwei Klopfherden

Verglichen mit der klingelnden Dieselverbrennung wird an dieser Stelle mit der Abbildung 2.9 (vgl. Abbildung 2.6) eine eindeutige Abgrenzung geschaffen, aus der die Bedeutung beider Verbrennungsanomalien (klingelnde Dieselverbrennung gegenüber Klopfen) deutlich hervorgeht.

Aus diesem Kapitel ging hervor, dass die klopfende Verbrennung durch Selbstzündungsherde im Endgas ausgelöst wird. Aufgrund der Reaktionskinetik ist diese Selbstzündung eine Funktion von Druck und Temperatur sowie von der verfügbaren Zeit, um Vorreaktionen ausbilden zu können (Arrheniusansatz [63, 83]). Aus diesem Grund sind Selbstzündungsherde stets in den heißesten Regionen des Brennraums mit Abstand von der Flammenfront zu finden [15]. Die Abbildung 2.9 zeigt, dass die zuvor beschriebenen Bedingungen eher

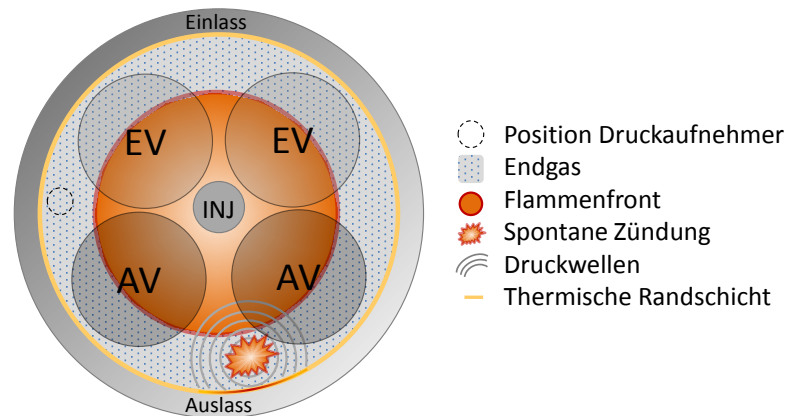


Abbildung 2.9: Schaubild klopfende Verbrennung

in Bereichen der Auslassventile und nahe der Brennraumwand zu finden sind [15]. Das Einsetzen klopfender Verbrennung nahe der Brennraumwand zerstört durch die Druckwellen die thermische Randschicht [54, 91]. Die Anwesenheit hoher Temperaturen aus der schlagartigen Verbrennung des Endgases belastet die umliegenden Bauteile durch die Zunahme des lokalen Wandwärmeübergangs [48]. Aus diesem Grund werden die Bauteile in dieser Region mechanisch geschwächt, wodurch Klopfen zu abrasivem Materialabtrag und im Extremfall zu einem Bauteilversagen führt.

### Folgen klopfender Verbrennung

Aus dem vorangehenden Kapitel ging hervor, dass die innermotorische Verbrennung grundsätzlich in zwei Arten unterteilt werden kann. Zum einen entnimmt man der Literatur den Begriff der normalen Verbrennung, wodurch keine Schäden im Brennraum zu erwarten sind. Auf der anderen Seite steht die entartete Verbrennung, welche fälschliche Weise allgemein unter dem Begriff der klopfenden Verbrennung zusammengefasst wird. Mit Fokus auf die klopfende Verbrennung zeigt diese eine Reihe von Schadensbildern wie zum Beispiel [55]:

- Bruch der Kolbenringe
- Erosion der Brennraumwände
- Kolbensmelzen

Daraus kann gefolgert werden, dass die klopfende Verbrennung, abhängig von der Klopfhärte und Einwirkzeit, unweigerlich zu Schäden am Motor oder in der extremsten Ausprägung zum kapitalen Motorschaden führt [54].

Abbildung 2.10 zeigt ein Beispiel zum Kolbensmelzen. Das Auftreten sehr starker und unkontrollierbarer klopfender Verbrennung, was zudem als 'Durchgehen' des Motors bezeichnet wird, ließ den gezeigten Kolben innerhalb weniger Arbeitsspiele versagen. Die Kolbenkrone war in dieser Kette unvorteilhafter Ereignisse das schwächste Bauteil. Daher kam es auslassseitig zum Aufschmelzen der Kolbenkrone durch die hohen thermischen (Verbrennung) und mechanischen (Druckwellen) Belastungen der klopfenden Verbrennung. Kolbenkippen und die Anlage an der Buchse beförderten die Schmelze bis zum Kolbenhemd und verursachten so das Anreiben des Kolbens.



Abbildung 2.10: Motorschaden - Beispiel Anreiben Kolben

## 2.2 Herausforderungen der Klopfkennung im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb

Aus den vorangegangenen Beschreibungen ging bereits hervor, dass die klingelnde Dieselverbrennung sowie die klopfende Verbrennung die beobachteten Irregularitäten im Verbrennungsprozess des untersuchten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahrens darstellen. Wie die klopfende Verbrennung, so tritt auch die klingelnde Verbrennung durch Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal und durch das Emittieren von Geräuschen mit unterschiedlichen Intensitäten sporadisch auf. Vorweggenommen werden kann: Vergleiche von klingelnder Dieselverbrennung und klopfender Verbrennung bestätigten, dass beide Verbrennungsanomalien das schwingungsfähige System 'Brennraum' in denselben Eigenmoden anregen, was eine Unterscheidung durch Spektralanalysen verhindert (siehe Abschnitt 2.2.1 und 2.2.2). Zudem beeinflusst die klingelnde Dieselverbrennung das Erkennen klopfender Verbrennungszyklen mit verfügbaren Klopfkennungsalgorithmen durch Fehlinterpretation, da die auftretenden Druckamplituden der klingelnden Dieselverbrennung fälschlich als klopfende Verbrennung interpretiert werden. Im Kapitel 'Stand der Technik' (siehe 2.3) werden die gängigsten Klopfkennungsalgorithmen zusammengefasst und es wird die Anwendbarkeit auf das untersuchte Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept dargestellt.

### 2.2.1 Brennraumresonanzen

Ein wichtiges Thema bei der Betrachtung eines schwingungsfähigen Systems ist die Kenntnis über mögliche Eigenfrequenzen (Eigenmoden), die angeregt werden können. Die im Zylinderdrucksignal wahrzunehmende klingelnde Dieselverbrennung und klopfende Verbrennung sind das Resultat vorgelagerter Anregungen. Dafür ist in beiden Fällen der schlagartige Umsatz entsprechender Kraftstoffmengen verantwortlich (siehe 2.1.4).

Die nun folgenden Ausführungen wurden auf Basis von [12, 25, 30, 51, 71, 81, 97, 103, 105]

gemacht.

Die Kenntnis der Resonanzschwingungen des Systems 'Brennraum' ist auch für die Abstimmung des Bandpassfilters von Bedeutung, um hier die richtigen Grenzen setzen zu können. Die Resonanzfrequenzen können mithilfe der analytischen Lösung der Wellengleichung (siehe Gleichung 2.2, gemäß [30]) berechnet werden.

$$f_{m,n} = c \sqrt{\left(\frac{\alpha_{m,n}}{\pi B}\right)^2 + \left(\frac{p}{2L}\right)^2} \quad (2.2)$$

Wellen haben dreidimensionalen Charakter, aber da die klingelnde Dieselverbrennung und die klopfende Verbrennung nahe des oberen Totpunktes auftritt und man in diesem Zustand den Brennraum als dünne Scheibe vorfindet, kann die axiale Ausdehnung gemäß Gleichung 2.3 vernachlässigt werden [30].

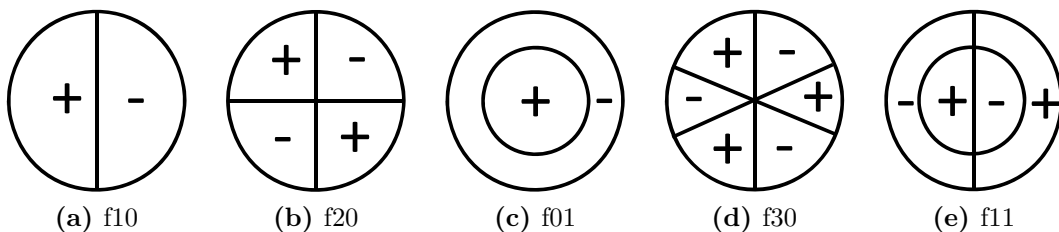
$$f_{m,n} = c \cdot \frac{\alpha_{m,n}}{\pi B} \quad (2.3)$$

Dabei ist  $\alpha_{m,n}$  die korrespondierende Wellenzahl,  $m$  und  $n$  die Umfangs- und Radialknoten,  $c$  die Schallgeschwindigkeit und  $B$  die Bohrung.

Die Schallgeschwindigkeit berechnet sich gemäß der Gleichung 2.4 mit der spezifischen Gaskonstante für Luft ( $R = 273 \frac{J}{kgK}$ ) und den Annahmen für den Polytropenexponent ( $\kappa = 1.3$ ) sowie mit der Temperatur der verbrannten Zone ( $T_v = 2500 K$ ).

$$c = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T_v} \quad (2.4)$$

Die Wellenzahl  $\alpha_{m,n}$  berechnet sich aus der Besselfunktion, aufgestellt für die jeweiligen Eigenmoden. Betrachtet wurden die ersten fünf Eigenmoden, welche in der Abbildung 2.12 dargestellt sind. Diese reicht in der Regel aus, da höhere Ordnungen kaum angesprochen werden und somit für diese Betrachtungen nicht relevant sind. Die Sortierung erfolgte dabei nach aufsteigender Reihenfolge zu erwartender Resonanzfrequenzen, wie den Ergebnissen, gezeigt in Tabelle 2.1, entnommen werden kann.



**Abbildung 2.11:** Akustische Schwingungsmoden eines gedruckenen zylindrischen Hohlraums, vgl. [25, 29]

Resultierend aus der zuvor beschriebenen Vereinfachung der Wellengleichung fließt somit nur noch der Bohrungsdurchmesser ( $B$ ) als einziger Geometrieparameter in diesen Ansatz ein. Dabei ist anzumerken, dass bei sehr stark ausgeprägten Muldenkolben anstelle

**Tabelle 2.1:** Resonanzfrequenzen

Mode#	Mode	$\alpha_{m,n}$ / -	$f_{m,n}$ / Hz
1	1,0	1.84	3113.7
2	2,0	3.05	5165.2
3	0,1	3.83	6480.0
4	3,0	4,20	7104.8
5	1,1	5.33	8992.8

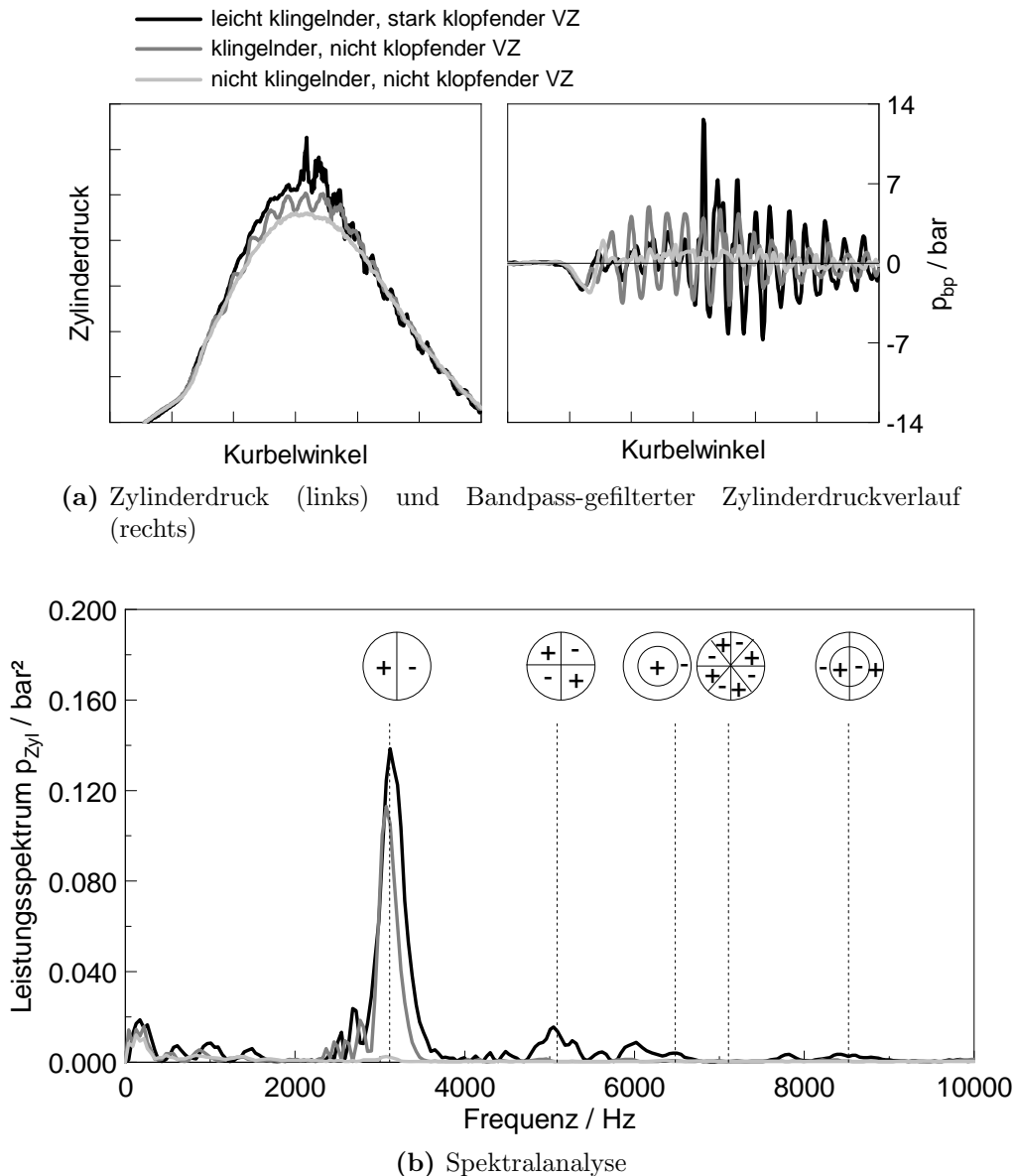
der Motorbohrung der korrespondierende Muldendurchmesser heranzuziehen ist, um reale Ergebnisse zu erzielen.

### 2.2.2 Spektralanalyse

Die Spektralanalyse erfolgte mithilfe der Fast Fourier Transformation (FFT). Diese wurde genutzt, um das Zylinderdrucksignal vom Zeitbereich in den Frequenzbereich zu transformieren. Hintergrund dieser Untersuchung war es, Kenntnis darüber zu erlangen, ob sich die Frequenzbereiche der klingelnden Dieselverbrennung bzw. der klopfenden Verbrennung gleichen oder ob sie unterschiedlich sind. Da die Fourier Transformierte eines betrachteten Signals eine komplexe Funktion darstellt, sollte das reale Leistungsspektrum ausgewertet werden [80]. Die im vorhergehenden Abschnitt ermittelten Resonanzschwingungen werden mit den sich aus dem Versuch ermittelten Ergebnissen verglichen, um die Qualität beurteilen zu können. Die nun folgenden Ausführungen basieren auf den Arbeiten von [29, 52, 100].

Abbildung 2.12 zeigt das Leistungsspektrum eines Verbrennungszyklus frei von jeglichen Verbrennungsanomalien, den einer klingelnden Dieselverbrennung sowie den eines klopfenden Verbrennungszyklus. Außerdem sind in der Abbildung (vgl. zu [51]) die Zuweisungen zu den entsprechenden Brennraumresonanzen gegeben.

Somit bestätigen die durchgeführten Untersuchungen – der Vergleich zwischen den errechneten und experimentell ermittelten Brennraumresonanzen (vgl. Tabelle 2.1 und Abbildung 2.12) –, dass die klingelnde Dieselverbrennung und die klopfende Verbrennung den Brennraum in denselben Eigenmoden anregen. Außerdem konnte mit diesem Ergebnis bestätigt werden, dass die Eigenmoden des Brennraums in guter Näherung vorausgesagt werden können.



**Abbildung 2.12:** Spektralanalyse eines klingelnden, klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklus, vgl. [10]

## 2.3 Stand der Technik

Für die automatisierte Erkennung klopfender Verbrennungszyklen, wie in Abschnitt 2.1.4 beschrieben, werden verschiedene Messgrößen analysiert. Während in der Forschung und Entwicklung der aufgezeichnete Zylinderdruck die bevorzugte Bestimmungsgröße darstellt, kommen in Serienmotoren verstärkt Beschleunigungssensoren oder zum Teil auch schon Ionenstrommessungen für die Erkennung von aussetzenden oder klopfenden Verbrennungszyklen zum Einsatz. Während bei allen durchgeführten Messungen der Zylinderdruck sowie das Körperschallsignal (handelsüblicher Klopfsensor) aufgezeichnet wurden, war die Untersuchung des Ionenstroms nicht Gegenstand dieser Arbeit.

Zur Auswertung primär des Zylinderdrucks – aber auch des Körperschallsignals – wur-

den die in der Literatur beschriebenen Methoden analysiert und die Ergebnisse in diesem Kapitel zusammengefasst. Vorweggenommen werden kann, dass keine Algorithmen gefunden wurden, die sich speziell mit dem Thema Diesel/Erdgas-Dual-Fuel oder allgemeiner mit Dual-Fuel-Motoren in Verbindung mit auftretender klingelnder Dieselerbrennung beschäftigen. Deshalb wurden Ansätze untersucht, die aus dem Bereich der ottomotorischen Verbrennung, sei es mit Benzin oder Gas, stammen. Die Eignung und Anwendbarkeit für das untersuchte Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren wurde im Einzelnen analysiert.

### 2.3.1 Zylinderdruckbasierende Klopferkennung

#### Maximum Amplitude of Pressure Oscillation

In der Literatur wird MAPO (Maximum Amplitude of Pressure Oscillations, Gleichung 2.5), die maximale Amplitude des Bandpass- oder Hochpass-gefilterten Zylinderdrucksignals, am häufigsten genannt [8, 9, 104]. Diese Methode wird manchmal als MATD (Maximum Amplitude in the Time Domain) bezeichnet [80, 100]. Sie zielt auf die Ermittlung des maximalen Druckausschlags des Bandpass- oder Hochpass-gefilterten Zylinderdruckverlaufs ab und wird in einem definierten Zeitfenster (KSW, Knock Sensitive Window [26, 81],  $[\varphi, \varphi + \Delta\varphi]$ ), zumeist die gesamte Verbrennung, gegen einen Schwellwert geprüft. Wird dieser im Zeitbereich der Verbrennung überschritten, so wird jener Verbrennungszyklus als klopfend interpretiert. In der Literatur wird dieses Vorgehen oft als TVE-Methode (Threshold Limit Exceeded, [98, 12]) referenziert.

$$MAPO = p_{gef,max} \Big|_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} \quad (2.5)$$

Ein Vorteil der Methode ist die Einfachheit. Sie liefert dann gute Ergebnisse, wenn ein abrupter Übergang von nicht klopfender zu klopfender Verbrennung erfolgt. Diese Methode zeigt aber Nachteile bei der Bestimmung des Klopfbeginns. Zwar ist der maximale Ausschlag des gefilterten Zylinderdruckverlaufs zeitlich definiert, jedoch weicht der tatsächliche Klopfbeginn von der Lage des maximalen Ausschlags ab. Dem kann mithilfe eines statischen Korrekturfaktors begegnet werden, was dennoch nicht den zyklusaufgelösten Genauigkeitsgrad anderer Methoden aufweist.

Ein weiterer Nachteil dieser Methode ist die Betrachtung singulärer Größen im Verbrennungsprozess. Shahlari und Ghandhi [80] wiesen in ihrer Arbeit darauf hin, dass Einzelwertverfahren unzulänglich wären, weil sie anfällig für Verzerrungen von Welleninterferenz und für Rauschen sind.

Dieser einfache Maximalwertvergleich zeigte im Hinblick auf das untersuchte Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren deutliche Fehlinterpretationen beim Auftreten klingelnder Verbrennungszyklen, da diese unter Umständen Druckamplituden aufweisen, die der klopfenden Verbrennung ebenbürtig sind oder diese sogar weitaus überschreiten. Da die Amplituden der klingelnden Dieselerbrennung betriebsparameterabhängig in Erscheinung treten und zyklusabhängig sehr starken Schwankungen unterliegen, macht dies einen Vergleich zu einem Grenzwert unmöglich. Vielmehr ist hier eine parameterabhängige Grenzwertkalibrierung vorzunehmen, was aufgrund der Parametervielfalt einen nicht zu unterschät-

zenden Aufwand darstellt.

### **Integral Modulus of Pressure Oscillation**

Integral Modulus of Pressure Oscillation (IMPO) – das Integral des Betrags der überlagerten Druckschwingungen – wird ebenfalls in einem definiertem Zeitfenster (KSW) bzw. der gesamten Verbrennungsphase gemäß Gleichung 2.6 ausgewertet [81, 104].

$$IMPO = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} |p_{gef}| d\varphi \quad (2.6)$$

Kommt es im analysierten Zeitbereich zum Überschreiten eines zuvor kalibrierten Grenzwertes, so wird der analysierte Verbrennungszyklus als klopfend interpretiert. Diese Methode birgt den Vorteil in sich, dass nicht nur ein spezifischer, vielleicht auch herausstechender Wert wie bei MAPO, sondern der gesamte Verbrennungsabschnitt – oder zumindest ein Bereich – betrachtet wird. Eine vorgelagerte 'normale' Verbrennung und ein abruptes Einsetzen von Klopfen während des betrachteten Verbrennungszyklus zeigen einen steilen Anstieg im IMPO-Verlauf und je nach Klopfhärte einen entsprechenden Sprung. Der errechnete Wert wird für die Bewertung, ob es sich um einen nicht klopfenden oder klopfenden Verbrennungszyklus handelt, ebenfalls mit einem Grenzwert verglichen [9, 81, 100].

Auch in diesem Fall zeigten durchgeführte Untersuchungen Fehlinterpretationen bei der Bewertung klingelnder Dieselverbrennung unter Verwendung von lediglich einem Grenzwert. Abhilfe schafft, wie bei MAPO, eine parameterbasierende Grenzwertkalibrierung, was dieselben Nachteile mit sich bringt.

### **Integral Modulus of Pressure Gradient**

Integral Modulus of Pressure Gradient (IMPG, Gleichung 2.7) steht für die Auswertung der Druckgradienten der isolierten Oberschwingungen [7, 22].

$$IMPG = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} \frac{|p_{gef}|}{d\varphi} d\varphi \quad (2.7)$$

Der Hintergrund dieser Methode liegt darin, dass ein Einsetzen klopfender Verbrennung zu einem schroffen Anstieg des Druckgradienten führt.

Untersuchungen an Gasmotoren zeigten Schwächen bezüglich der Klopfgrenze. Leicht klopfende Verbrennungszyklen gehen teilweise unter, während stärker oder sehr stark klopfende Verbrennungszyklen sich signifikant durch ihre Druckanstiegsraten abzeichnen und keine Hürde für diese Methode darstellen.

Auch hier führte die Untersuchung der klingelnden Dieselverbrennung zu dem Ergebnis, dass sie als klopfende Verbrennung bewertet wurde, da sie Oszillationen über den gesamten Verbrennungsprozess vorweisen. Ein weiterer Nachteil speziell bei dieser Methode



zeigt sich, da die klingelnde und klopfende Verbrennung dieselben Frequenzbereiche, eben die Eigenmoden des schwingungsfähigen Systems 'Brennraum', anregen. Somit zeigt auch der Druckgradient in dieselbe Richtung und verhindert eine definierte Unterscheidung zwischen klingelnder Dieselverbrennung und klopfender Verbrennung.

### Signal Energy of Pressure Oscillation

Basis dieser Methode ist die Berechnung der Energie eines Wechselsignals ( $E$ , siehe Gleichung 2.8), welche ursprünglich aus der Elektrotechnik bzw. Signalverarbeitung stammt und erstmals von Adolph [1] im Zusammenhang mit der Untersuchung klopfender Verbrennung in Verbindung gebracht wurde.

$$E = \int_{t_1}^{t_2} s^2(t) dt \quad (2.8)$$

Die zu untersuchende Signalgröße  $s$  wird quadriert und innerhalb eines relevanten Zeitfensters ( $t_1$ - $t_2$ ) ausgewertet. Für die Untersuchungen motorischer Zylinderdruckverläufe beziehen sich Spicher und Kollmeier [86] in ihrer Arbeit auf das Bandpass- oder Hochpassgefilterte Zylinderdrucksignal.

Im Englischen wird diese Methode als Signal Energy of Pressure Oscillations – SEPO – (siehe Gleichung 2.9) bezeichnet [80, 98]. In der Literatur findet man diese Methode auch unter der Bezeichnung Integral of Energy in Time Domain (IETD) [22, 100]. Auch dieser Ansatz verfolgt die Signalauswertung in einem für das Klopfen relevanten Bereich (KSW).

$$SEPO = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} p_{gef}^2 d\varphi \quad (2.9)$$

Auch bei SEPO liegt der Vorteil in der Bewertung eines klopfrelevanten Bereichs anstelle eines Einzelwertes.

Ebenfalls weist dieser Ansatz Schwächen durch die Fehlinterpretation der klingelnden Dieselverbrennung als klopfende Verbrennungszyklen auf. Ohne eine aufwendige betriebsparameterbasierte Grenzwertabstimmung können keine zufriedenstellenden Ergebnisse erzielt werden.

### Average Energy of Pressure Oscillation

Auf SEPO (siehe Gleichung 2.9) aufbauend bewertet AEPO (Average Energy of Pressure Oscillation, siehe Gleichung 2.10) den Mittelwert der aus den Verbrennungsprozess errechneten Signalenergien [80].

$$AEPO = \frac{1}{\Delta\varphi} SEPO \quad (2.10)$$

Klopfen ist ein zeitdominiertes Phänomen und im Laufe der Betrachtungen zeigten sehr späte Klopfbeginne keine Relevanz im Sinne bauteilschädigender Wirkung. Ist der Verbrennungsfortschritt zum Klopfbeginn so weit vorangeschritten, dass weniger als 20% der eingebrachten Energie zur Verfügung stehen, hat dies keinen signifikanten Einfluss mehr auf die Brennraumstruktur. Dieses Phänomen kann durch die Betrachtung des Mittelwertes von SEPO beschrieben werden.

Die Anwendung dieser Methode auf das untersuchte Diesel/Erdgas-DualFuelVerbrennungskonzept zeigt gerade beim Auftreten klingelnder Dieselverbrennung große Schwankungsbreiten, was in Abbildung 2.13 dargestellt ist. Gezeigt ist das Ergebnis der AEPO, ausgewertet im Verbrennungstakt zwischen 20 °KWvOT und 40 °KWnOT. Dargestellt ist das Ergebnis der 60 aufgezeichneten Verbrennungszyklen von vier Messpunkten. Als einziger Betriebsparameter wurde innerhalb der Messkampagne der Einspritzdruck ( $p_{\text{Rail}}$ ) variiert. Die kontinuierliche Steigerung des Einspritzdrucks führt, wie schon in Abbildung 2.2 dargestellt, zum Auftreten klingelnder Dieselverbrennung. Keiner der dargestellten Verbrennungszyklen zeigte klopfende Verbrennung. Das Auftreten klingelnder Dieselverbrennung verursacht Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal, was sich bei der Auswertung der Signalenergien sehr stark bemerkbar macht. Obschon das Ergebnis einen großen Unterschied zwischen den einzelnen Einspritzdrücken zeigt, ist dieser Ansatz sehr attraktiv für die Kombination in Verbindung mit MAPO, wie sich im Fortgang der Arbeit noch zeigen wird.

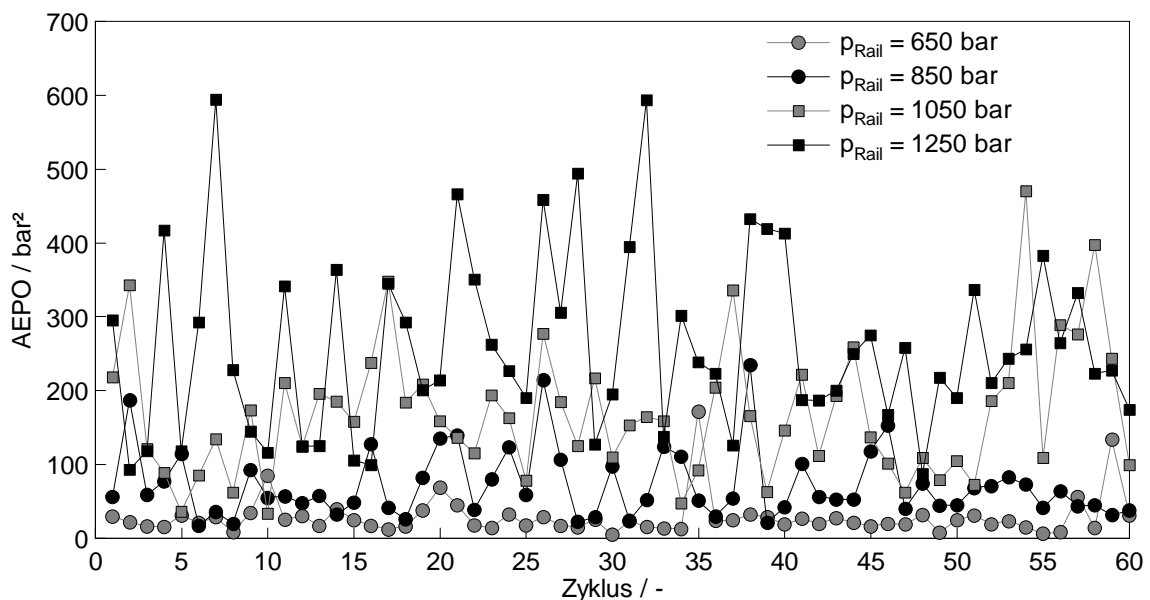


Abbildung 2.13: Grenzwertproblem AEPO

Aber auch bei der Beurteilung klopfender und klingelnder Verbrennungsprozesse durch AEPO kam es unter verschiedenen Randbedingungen zu signifikanten Überschneidungen, was wiederum eine betriebsparameterabhängige Grenzwertkalibrierung notwendig macht.

### Klopfkennung anhand des Heizverlaufs

Einige Veröffentlichungen nutzen den Heizverlauf für die Analyse des Verbrennungszyklus zur Detektion klopfender Verbrennung. Darauf aufbauend wurden folgende Betrachtungen angestellt. Grundsätzlich finden sich in der Literatur die folgend beschriebenen Ansätze für die Anwendungen auf den Heizverlauf anstelle des Druckverlaufs wieder.

Zur Übersicht sind folgend alle untersuchten Ansätze aufgelistet [80].

Maximum Amplitude of Heat Release Oscillations:

$$MAHRO = HR_{gef,max}|\varphi+\Delta\varphi \quad (2.11)$$

Integral Modulus of Heat Release Oscillations:

$$IMHRO = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} |HR_{gef}|d\varphi \quad (2.12)$$

Integral Maximum of Heat Release Gradient:

$$IMHRG = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} \frac{|HR_{gef}|}{d\varphi}d\varphi \quad (2.13)$$

Signal Energy of Heat Release Oscillations:

$$SEHRO = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} HR_{gef}^2d\varphi \quad (2.14)$$

Average Energy of Heat Release Oscillations:

$$AEHRO = \frac{1}{\Delta\varphi}SEHRO \quad (2.15)$$

Hier erfolgt dasselbe Vorgehen wie im Umgang mit dem Druckverlauf. Der errechnete Heizverlauf wird Bandpass- oder Hochpass-gefiltert und anschließend gemäß den genannten Ansätzen ausgewertet.

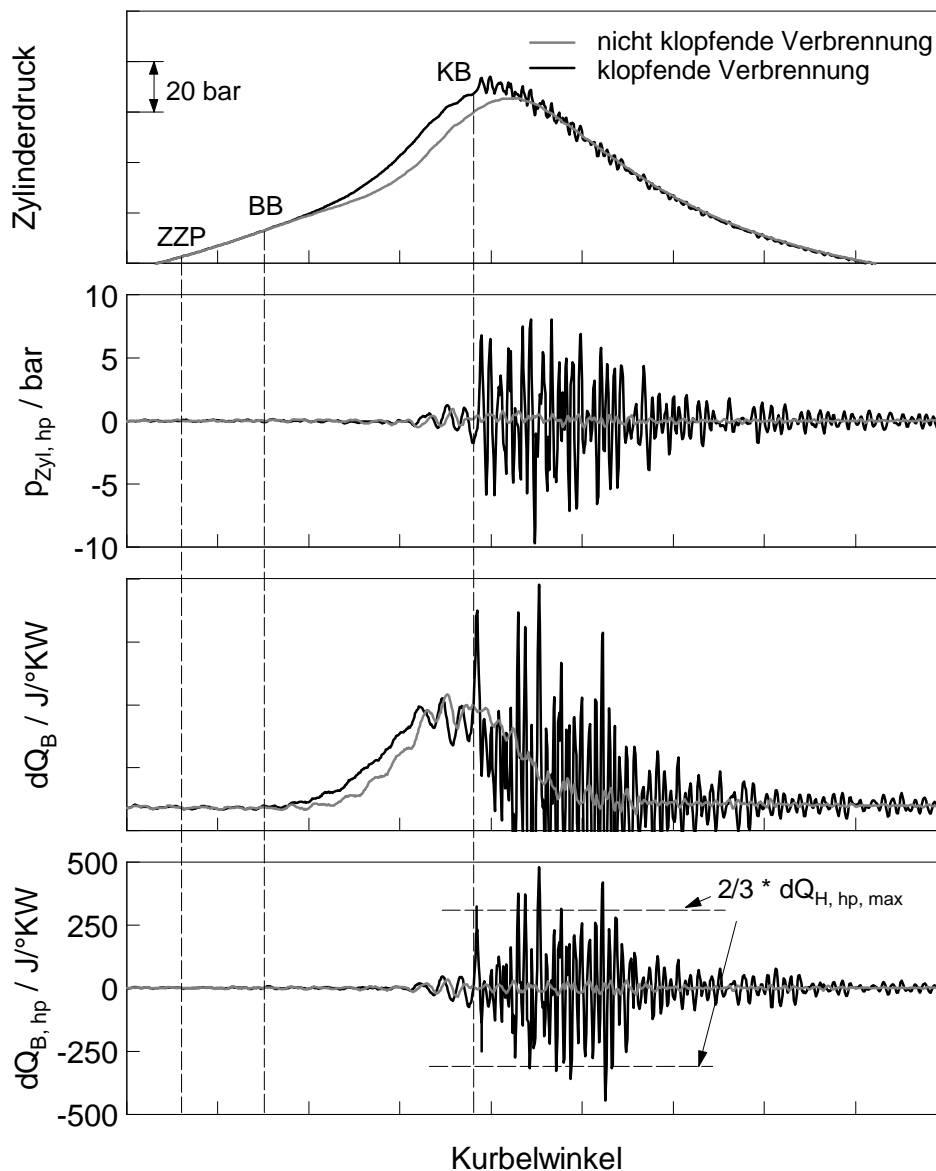
Der Heizverlauf ist eine Größe die sehr sensible auf Schwingungen reagiert. Es stellte sich bei der Untersuchung klingelnder Dieselerbrennung heraus, dass sich diese ebenfalls auf die Form des Heizverlaufs auswirkt. Untersuchungen zeigten, dass die ausgeprägten Oberschwingungen im Heizverlauf – durch das Auftreten von klingelnder Dieselerbrennung – die Detektion leicht klopfender Verbrennungszyklen erschweren, wodurch sich an dieser Stelle Unplausibilitäten ergaben.

Das Filtern des Heizverlaufs, um die starken Oberschwingungen zu beherrschen, führte zu keinem zufriedenstellenden Ergebnis. Vielmehr kommt es aufgrund des Filtervorgangs zu Informationsverlust, weshalb in weiterer Folge diesem Ansatz nicht nachgegangen wurde.

### Klopfekennung bei der ottomotorischen Verbrennung

Die am *LEC* verwendete Methode basiert auf dem Zylinderdrucksignal und ist Teil der Prüfstandssoftware. Somit wird jeder Verbrennungszyklus echtzeitfähig hinsichtlich klopfender Verbrennung untersucht. Diese Methode kann aber auch für die spätere Datenauswertung verwendet werden.

Für die detaillierte Beschreibung dieses Ansatzes dient Abbildung 2.14, welche einen Vergleich zwischen einem nicht klopfenden (grau) und klopfenden (schwarz) Verbrennungszyklus desselben Messpunktes eines Gasmotors zeigt. Zu Anschauungszwecken wurde hier ein stark klopfender Verbrennungszyklus gewählt.



**Abbildung 2.14:** Zylinderdruckverlauf, Hochpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf sowie Heizverlauf und Hochpass-gefilterter Heizverlauf eines klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklus eines Gasmotors

Wichtig dabei ist die Sensitivität gegenüber schwach klopfenden Zyklen [74]. Dieser Ansatz basiert auf der Arbeit von [16, 15, 74, 82, 93, 98, 87, 99] und wurde an die gasmotorische Verbrennung angepasst. Ein als klopfend eingestuft Verbrennungszyklus muss drei Kriterien erfüllen [15, 74]:

- Klopfbeginn
- Energiequotient
- Klopfhärte

Diese Kriterien werden zur Automatisierung durch Schwellwerte geprüft. Mangels eines Referenzkriteriums wurden diese Schwellwerte subjektiv eruiert und es wird explizit darauf hingewiesen, dass die zu setzenden Schwellwerte vom betrachteten Motor abhängig sind.

Bei beiden Zyklen beginnt die Verbrennung, bei konstantem Zündzeitpunkt (ZZP) nach einem Zündverzug von circa  $9^\circ\text{KW}$  bei nahezu identem Brennbeginn (BB), sehr ähnlich, aber der klopfende Verbrennungszyklus brennt im weiteren Fortschreiten schroffer. Die Differenzen in Druck und Temperatur in der unverbrannten Zone führen zu unterschiedlichen Vorreaktionen bei dem gewählten Verbrennungszyklus und schließlich zum Klopfen (KB = Klopfbeginn). Im Fortgang wird der Algorithmus anhand des klopfenden Verbrennungszyklus beschrieben, für den nicht klopfenden Zyklus ist das Vorgehen analog.

In dieser Abbildung ist neben dem Zylinderdruckverlauf der Hochpass-gefilterte Zylinderdruckverlauf, sowie der mithilfe der Motorprozessrechnung errechnete Heizverlauf gezeigt – hier wiederum dessen Hochpass-gefiltertes Signal. Die Hochpass-gefilterten Verläufe sind die Basis des Klopfkennungsalgorithmus. Der Algorithmus gestaltet sich dann wie folgt.

Zunächst wird aus dem Hochpass-gefilterten Heizverlauf die maximale Amplitude bestimmt. Dieser Wert wird mit dem Faktor kleiner 1 (Modellparameter) multipliziert. Bei dem betrachteten Motor ergibt das zwei Drittel der maximalen Amplitude des Hochpass-gefilterten Heizverlaufs. Der Algorithmus sucht dann jene positive Amplitude, die zum ersten Mal diesem Wert gleich ist oder ihn überschreitet, wobei der Klopfbeginn in diesem Fall der Nulldurchgang vor dieser Amplitude ist. Mit der Kenntnis des Klopfbeginns kann der Energiequotient (K) berechnet werden. Dieser errechnet sich, wie in den Gleichungen 2.16, 2.17 und 2.18 gezeigt, durch Integration der quadrierten Oberschwingungen des Hochpass-gefilterten Heizverlaufs in den Bereichen  $7^\circ\text{KW}$  vor und nach dem detektierten Klopfbeginn.

$$KI_nKB = \sum_{\varphi_{KB}}^{\varphi_{KB}+7^\circ KW} dQ_{hp}^2 \Delta\varphi \quad (2.16)$$

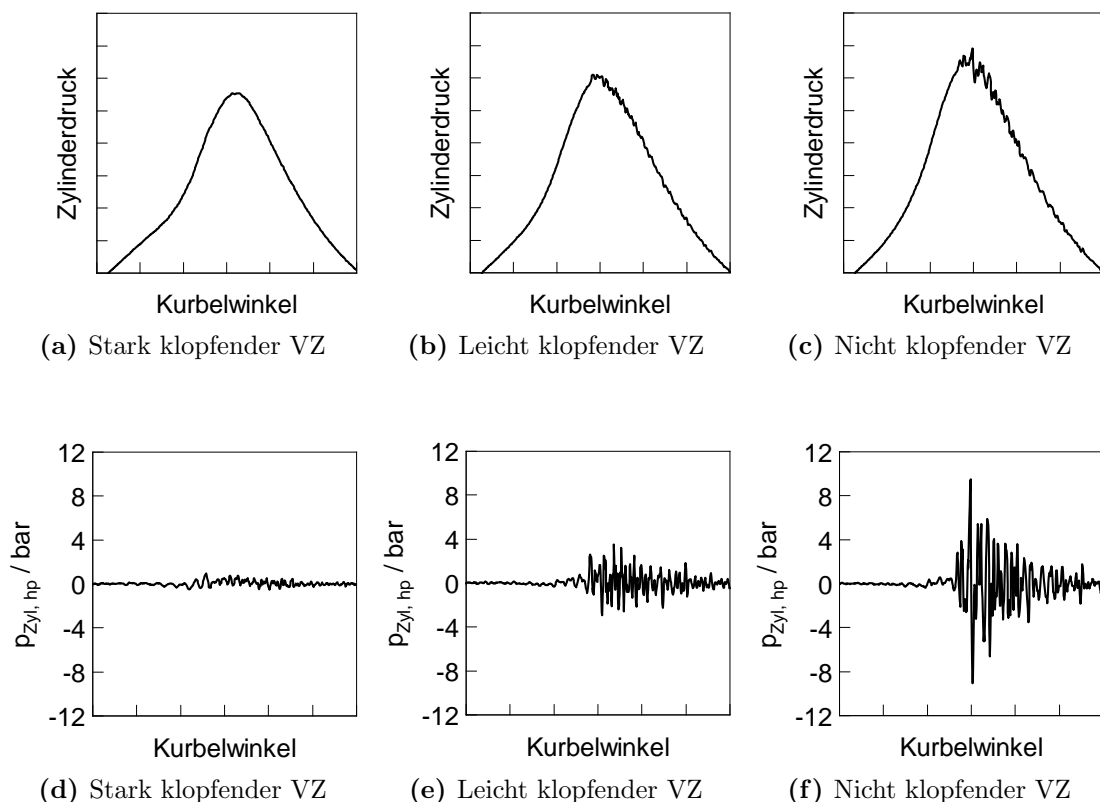
$$KI_vKB = \sum_{\varphi_{KB}-7^\circ KW}^{\varphi_{KB}} dQ_{hp}^2 \Delta\varphi \quad (2.17)$$

$$K = \frac{KInKB}{KIvKB} \quad (2.18)$$

Das Ergebnis der Gleichung 2.18 muss im Fall klopfender Verbrennung einen kalibrierten Schwellwert überschreiten. So kann festgestellt werden, ob es sich um ein in den Bereichen überlagerte Schwingungen oder um eine klopfende Verbrennung handelt.

Im dritten Schritt erfolgt die Ermittlung der Klopfhärte anhand des Hochpass-gefilterten Zylinderdrucksignals. Hier wird die maximale Amplitude des Verlaufs gesucht. Somit entspricht dieser Vorgang dem zuvor beschriebenen MAPO aus Gleichung 2.5.

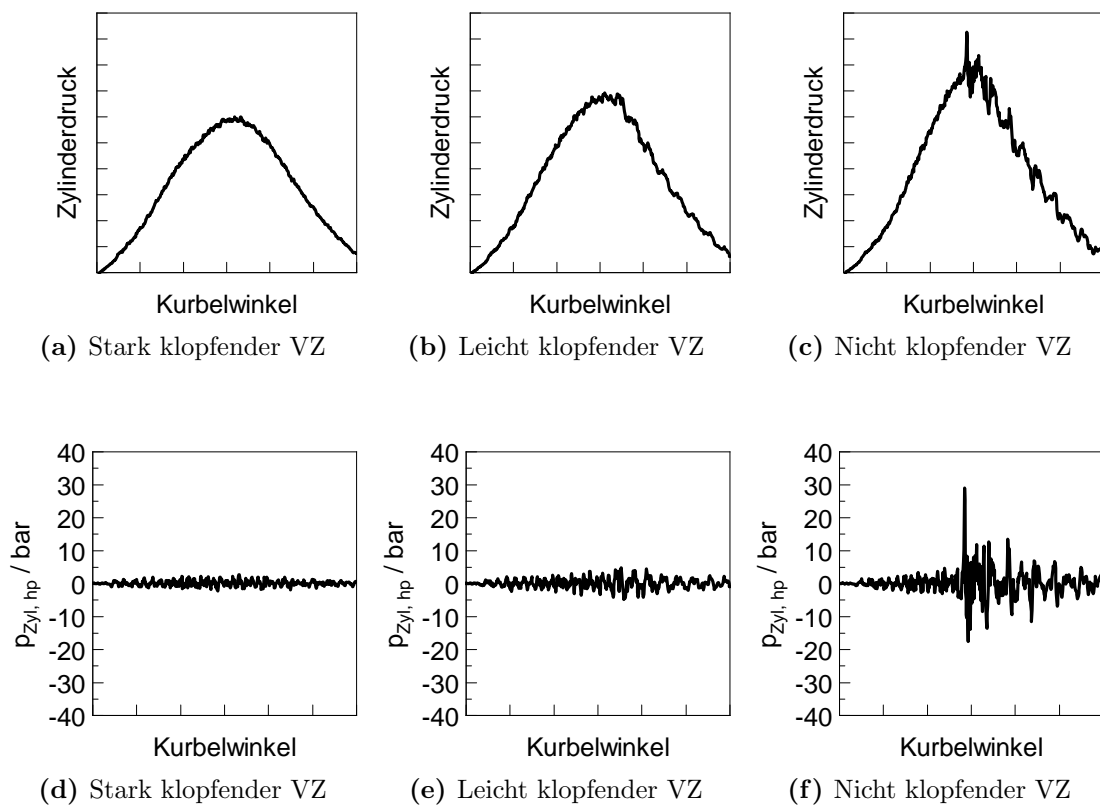
Die Erfüllung mehrerer Kriterien zur Erkennung klopfender Verbrennung soll dem Verfahren mehr Zuverlässigkeit verliehen. Bei der ottomotorischen Verbrennung ist Klopfen akustisch und optisch sehr gut wahrnehmbar. Die Klopfekennung bei direktgezündeten Gasmotoren ist verhältnismäßig einfach zu realisieren, da keine signifikanten Störgrößen in das Zylinderdrucksignal einstreuen und sich die klopfende Verbrennungszyklen eindeutiger zeigen, was Abbildung 2.15 verdeutlicht.



**Abbildung 2.15:** Zylinderdruckverlauf und Hochpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf eines stark klopfenden, leicht klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklus (VZ) eines direktgezündeten Gasmotors

Neben dem Zylinderdrucksignal wird der entsprechende Hochpass-gefilterte Zylinderdruck-

verlauf am Beispiel eines nicht klopfenden (links), leicht (Mitte) und eines stark klopfenden Verbrennungszyklus (rechts) gezeigt. Bei dieser Abgrenzung spiegelt sich Klopfen eindeutig im Signal des Beschleunigungssensors wider. Christiner et al. [16] führen an, dass letztendlich das Klopfkriterium auf den Amplituden der Schwingungen des aufgenommenen Körperschallsignals basiert. Gasmotoren mit geteiltem Brennraum, auch Vorkammermotoren genannt, zeigen deutlich größere Schwingungsanteile im Zylinderdrucksignal gegenüber Konzepten mit offenem Brennraum, aufgrund des Überströmimpulses aus der Vorkammer in den Zylinder, was Abbildung 2.16 darstellt. Deshalb gestaltet sich die Klopfekennung bei Direktzündern leichter, da die beschriebene Energieschwelle ausgeprägter erscheint.



**Abbildung 2.16:** Zylinderdruckverlauf und Hochpass-gefilterter Zylinderdruckverlauf eines stark klopfenden, leicht klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklus (VZ) eines Vorkammer-gezündeten Gasmotors

Neben dem Zylinderdrucksignal ist das bei dieser Methode verwendete Hochpass-gefilterte Zylinderdrucksignal zu sehen. Wiederum wird beispielhaft ein nicht klopfender (links), ein leicht (Mitte) und ein stark klopfender Verbrennungszyklus (rechts) gezeigt. Die Höhe des Vorkammerimpulses wird von der Ausführung der Vorkammer bestimmt. Hier kommen Ausformung, Größe, Anzahl und Durchmesser der Überströmbohrungen zum Tragen [67, 76]. In Bezug auf die Detektion klopfender Verbrennungszyklen mit der verwendeten Methode, welche in diesem Abschnitt beschrieben wurde, kommt es hier bereits zu leichten Unsicherheiten, die aber über Grenzwertkalibrierung etwas kompensiert werden

können, da diese im gesamten Betriebskennfeld sehr ähnlich sind.

In Kapitel 4.1 werden die Hintergründe aufgezeigt, warum diese Methode für das untersuchte Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren jedoch nicht geeignet ist.

### Klopferkennung mithilfe Fast Fourier Transformation

In Kapitel 2.2.2 wurde die Fast Fourier Transformation bereits kurz erläutert. Auf diesen Ausführungen aufbauend wird an dieser Stelle eine Methode zur Klopferkennung vorgestellt, die den Frequenzbereich des Zylinderdrucksignals oder des Heizverlaufs bewertet [80, 100]. Der Verlauf des Leistungsspektrums ( $\varphi$ ) kann gemäß der Gleichung 2.19 ausgewertet werden. AEFD steht für Average Energy in Frequency Domain. Dabei bestimmen  $f_1$  und  $f_2$  den Frequenzbereich, der entsprechend betrachtet wird. An dieser Stelle kann der Auswertebereich auch mit  $f_1 < f < f_2$  angegeben werden.

$$AEFD = \int_{f_1}^{f_2} \varphi df \quad (2.19)$$

Rückblickend auf AEPO (siehe Gleichung 2.10) können hier Parallelen gezogen werden. Bei beiden Methoden wird die Signalenergie des Eingangssignals errechnet. Nach Parsevals Theorem (siehe Gleichung 2.20) verhält sich die Energie des Zeitbereichs gleich der Energie des Frequenzbereichs [35].

$$\int_{-\infty}^{+\infty} |x(t)|^2 dt = \int_{-\infty}^{+\infty} |X(f)|^2 df \quad (2.20)$$

Der Frequenzbereich lässt keine Aussage über die zeitliche Zuordnung mehr zu. Eine Betrachtung des gesamten Frequenzbandes beinhaltet im Hinblick auf die klingelnde Dieselverbrennung und auf die klopfende Verbrennung beide Phänomene, welche dieselben Eigenmoden bedienen. Eine Unterscheidung zwischen beiden ist daher nicht möglich.

### Dimensionslose Kennzahlen

Brecq, Bellettre und Tanzerout [7, 8] weisen in ihren Arbeiten darauf hin, dass dimensionslose Ansätze keinen langwierigen Kalibrierprozess bedingen. Mit den Gleichungen 2.21 und 2.22 werden gleich zwei Ansätze vorgestellt.

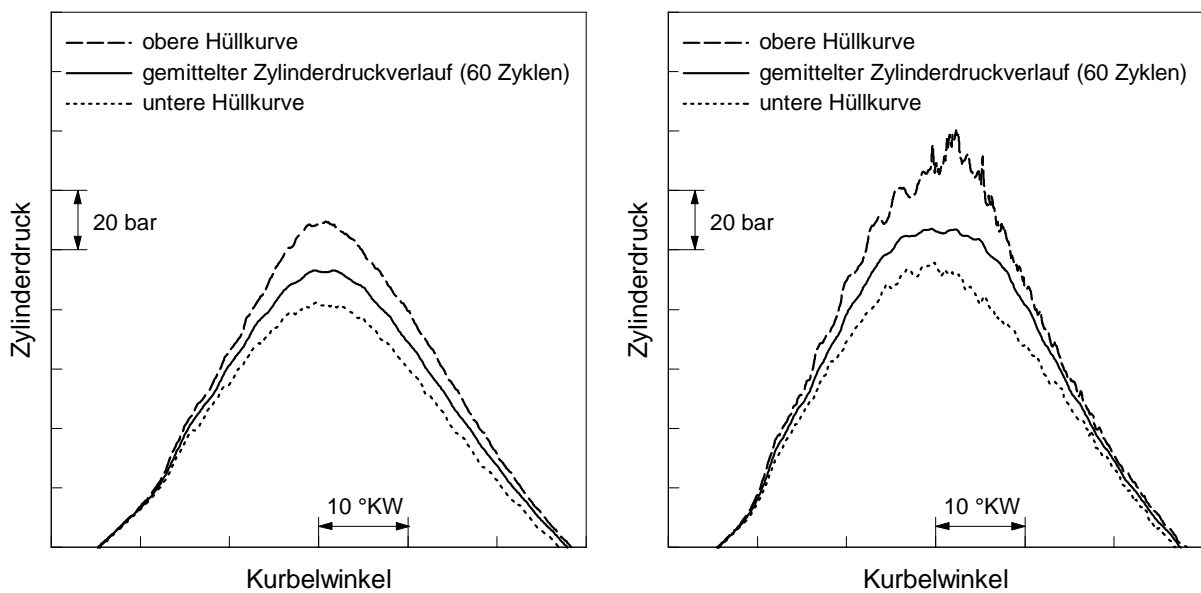
Der erste Ansatz vergleicht die maximale Druckamplitude des Bandpass- oder Hochpassgefilterten Zylinderdruckverlaufs der gesamten Verbrennung zum Spitzendruck des betrachteten Verbrennungszyklus laut Gleichung 2.21 [7].

$$DKI_1 = \frac{MAPO}{p_{max}} \quad (2.21)$$



Druckoszillation und stark exponierte Druckstöße sind das Wesen der klopfenden Verbrennung. Auch heben sich die klopfenden Verbrennungszyklen mit hohen Spitzendrücken von den nicht klopfenden Verbrennungszyklen mit entsprechend geringeren Spitzendrücken ab. Diese Gedankengänge bestimmen den Erfolg dieser Methode maßgeblich.

Die Abbildung 2.17 zeigt einen klopfenden und nicht klopfenden Messpunkt aus den durchgeführten Untersuchungen unter sehr ähnlichen Randbedingungen. Jedes Bild zeigt den aus 60 aufgezeichneten Verbrennungszyklen gemittelten Verbrennungszyklus (schwarze durchgezogene Linie) sowie den Verbrennungszyklus mit dem höchsten Spitzendruck (obere Hüllkurve) und jenen mit dem minimalen Spitzendruck (untere Hüllkurve).



(a) Zyklusschwankungen nicht klopfender Messpunkt, untere Hüllkurve, Mittelwert und obere Hüllkurve

(b) Zyklusschwankungen klopfender Messpunkt, untere Hüllkurve, Mittelwert und obere Hüllkurve

**Abbildung 2.17:** Beispiel Zyklusschwankungen

Das untersuchte Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept weist bereits im stabilen Motorlauf eine Schwankungsbreite im Spitzendruck von bis zu 30 bar auf. Dies hat den Ursprung in der mageren Verbrennung, Ladungsverteilung und -bewegung.

Demgegenüber zeigen klopfende Messpunkte durch stärker exponierte klopfende Verbrennungszyklen Spitzendruckunterschiede von bis zu 50 bar.

Auf der anderen Seite wirkt sich wiederum die klingelnde Dieselerverbrennung negativ auf diesen Ansatz aus, da hier keine Unterscheidung zwischen der klingelnden Dieselerverbrennung und der klopfenden Verbrennung stattfindet.

Großmotoren, und dies hat ebenfalls Gültigkeit für direkt- oder vorkammergezündete Gasmotoren, zeigen große zyklische Spitzendruckschwankungen, wodurch sich unplausible Ergebnisse vor allem an der Klopfgrenze bei der Interpretation des Spitzendrucks ergeben. Die Klopfgrenze ist daher derart kritisch, da aufgrund dieser Spitzendruckschwankungen Überschneidungen auftreten, was zu Fehlinterpretationen hinsichtlich nicht klopfender und klopfender Verbrennung führt.

Weiterführend stellt die Gleichung 2.22 einen dimensionslosen Ansatz dar, der zwei Flä-

chen miteinander vergleicht.

$$DKI_2 = \frac{IMPO}{MAPO \cdot \varphi} \quad (2.22)$$

Siano, Panza und D'Agostino [81] deuteten in ihrer Arbeit den Hintergrund dieses Ansatzes in der Weise, dass dieser dimensionslose Klopfindikator die Klopfhärte widerspiegelt und das Verbrennungsgeräusch vor dem Klopfereignis berücksichtigt. Per Definition sinkt der DKI mit steigender Klopfhärte und umgekehrt unabhängig von der Motorgeometrie und den Betriebsparametern.

Zur Wahrung der Vergleichbarkeit der Ergebnisse muss ein adäquates Berechnungsfenster ( $\varphi$ , KSW) bestimmt und für alle weiteren Berechnungen konstant gehalten werden.

Zur Veranschaulichung dieser Methode wurde, wie Abbildung 2.18 zeigt, ein klingelnder (links) und ein klopfender (rechts) Verbrennungszyklus ausgewählt. Hier dargestellt ist jeweils der Zylinderdruckverlauf, der Bandpass-gefilterte Zylinderdruckverlauf sowie der berechnete IMPO-Verlauf. Die gewählte konstante Zeitspanne ( $\varphi$ ) und die maximale Amplitude des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals spannen eine bestimmte Fläche  $x$  auf. IMPO entspricht ebenfalls einer Fläche. Somit stellt  $DKI_2$  eigentlich einen Gewichtungsfaktor aus zwei Flächen zur Beurteilung der klopfenden Verbrennung dar.

Für die Anwendung dieses Ansatzes auf Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren besteht auch hier das wiederkehrende Problem: das Auftreten klingelnder Dieselerbrennung. Da dieses Phänomen mit diesem Ansatz auf gleiche Art und Weise wie die klopfende Verbrennung interpretiert wird, zeigen sich hier Nachteile in der eindeutigen Unterscheidung zwischen der klingelnden Dieselerbrennung und der klopfenden Verbrennung.

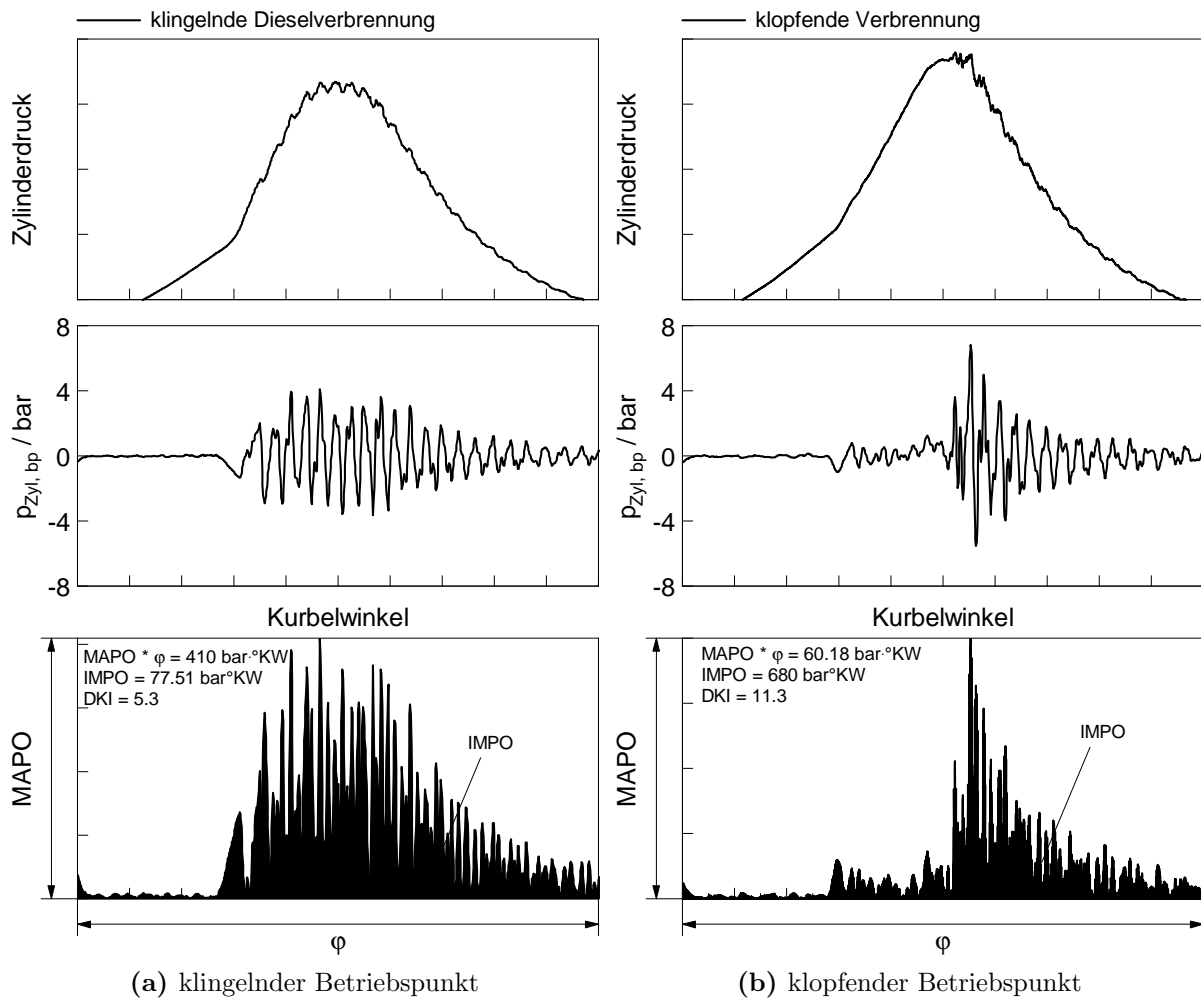
### Fazit der betrachteten Methoden

Alle beschriebenen Methoden haben gemeinsam, Schwächen im Umgang mit der klingelnden Dieselerbrennung zu zeigen. Das Auftreten klingelnder Dieselerbrennung verlangt bei allen verfügbaren Methoden eine parameterabhängige Grenzwertabstimmung, welche einen nicht unerheblichen Aufwand mit sich bringt.

Für diese Abstimmungsarbeiten bedarf es abhängig vom relevanten Betriebsfenster experimenteller Untersuchungen, um eine entsprechende Datenbasis für anschließende Grenzwertkalibrierungen parat zu haben. Die Erfahrungen zeigen, dass dies einen überdurchschnittlichen, nahezu nicht vertretbaren Aufwand darstellt. Dies wird dann besonders deutlich, wenn man die Untersuchung einschlägiger Geometrieparameter in Erwägung zieht.

Änderungen am Verbrennungskonzept gehen somit unweigerlich einher mit einer Validierung der bestehenden Grenzwertabstimmung und ihrer wahrscheinlichen Anpassung, wofür wiederum aktuelle Messergebnisse notwendig werden.

Die Untersuchung des Zylinderdrucksignals hinsichtlich Klopfen bezieht sich neben der Klopfkennung auch auf die Detektion des Klopfbeginns (KB) sowie auf die Klopfhärte (KH). Dabei ist der Klopfbeginn jener Zeitpunkt, bei dem die klopfende Verbrennung einsetzt. Die Klopfhärte beschreibt die Intensität, mit welcher Klopfen auftritt. Hier wird



**Abbildung 2.18:** Beispiel DKI klingelnde und klopfende Verbrennung, vgl. [8]

in den meisten Fällen die maximale Amplitude der Oberschwingung (MAPO, siehe Gleichung 2.5) verwendet. Besonders die Bestimmung des Klopfbeginns zeigte sich bei den meisten Methoden durch die Anwesenheit klingelnder Dieselverbrennung als problematisch.

Alle Methoden zeigten durch ihre Bewertung des gesamten Verbrennungszyklus große Unstimmigkeiten bei der Bewertung klingelnder Verbrennungszyklen, was letztendlich als Klopfen gedeutet wird.

Schlussfolgernd kann aus den durchgeführten Untersuchungen die Erkenntnis gewonnen werden, dass eine Beurteilung der klingelnden Dieselverbrennung und des Klopfens erfolgen muss, um verlässliche Aussagen mithilfe eines Algorithmus treffen zu können.

### 2.3.2 Klopfensensorenbasierende Klopfekennung

Gerade im Bereich der Seriengroßmotoren rückt die Applikation aufwendigerer sowie genauerer Messtechnik, wie zum Beispiel die Indizierung der einzelnen Zylinder, zunehmend in den Vordergrund. Somit steht für die Auswertung hinsichtlich Klopfen eine sehr ver-

lässliche Größe zur Verfügung. Dennoch kommen Beschleunigungssensoren einerseits zur Absicherung und andererseits, wenn aus Kostengründen gefordert, als alleinige Methode für die Aufgabe der Klopfkennung zum Einsatz.

Das aufgezeichnete Spannungssignal ist dem des Bandpass- oder Hochpass-gefilterten Zylinderdrucksignals sehr ähnlich. Die Auswertung erfolgt zumeist mit einfachem Spitzenwertvergleich (siehe Gleichung 2.23) gegen einen gesetzten Grenzwert.

$$MAAO = KACC_{max}|\varphi+\Delta\varphi \quad (2.23)$$

Die Bezeichnung MAAO wurde von der zuvor beschriebenen Methode MAPO abgeleitet und steht für Maximum Amplitude Accelerometer Oscillations. IMAO stellt einen weiteren adaptierten Ansatz der in Kapitel 2.3.1 beschriebenen Ansätze dar. Dabei steht IMAO für Integral of Modulus of Accelerometer Oscillations und formuliert sich analog zu IMPO (siehe 2.6) lediglich mit geändertem Eingangssignal gemäß der Gleichung 2.24 [81].

$$IMAO = \int_{\varphi}^{\varphi+\Delta\varphi} |KACC|d\varphi \quad (2.24)$$

Auch kommen verflochtene Algorithmen zum Einsatz, auf die an dieser Stelle nicht genau eingegangen werden soll.

Problematisch zeigt sich an dieser Stelle zum wiederholten Male das Auftreten klingelnder Dieselerbrennung. Die emittierten Druckoszillationen spiegeln sich ebenfalls im Körperschall wider und maskieren so die klopfende Verbrennung. Nun zeigten Vergleiche zwischen Zylinderdruck- und Beschleunigungssensorsignal eine nicht zufriedenstellende Übereinstimmung bezüglich der Detektion klopfender Verbrennung.

Die Abbildung 2.19 zeigt vier Beispiele aus der durchgeführten Messkampagne. Dargestellt ist der Zylinderdruckverlauf, der Bandpass-gefilterte Zylinderdruckverlauf sowie das Signal des vertrauenswürdigsten Beschleunigungssensors. Weiters ist der Klopfbeginn für jeden Verbrennungszyklus dargestellt. Die Reihenfolge der Darstellung wurde so gewählt, dass aufsteigend die Intensität der klingelnden Dieselerbrennung zunimmt. Die beiden oberen Beispiele zeigen eine geringe klingelnde Dieselerbrennung und der Übergang zur klopfenden Verbrennung ist sehr gut wahrnehmbar. Diese Aussage gilt auch für das dargestellte Beschleunigungssignal. Mit zunehmender Intensität der klingelnden Dieselerbrennung ist die klopfenden Verbrennung in den Zylinderdruckverläufen gut erkennbar aber der Signalverlauf des Beschleunigungssensors lässt hier in vielen Fällen keine Aussage mehr zu (siehe Abbildungen 2.19b und d). Eine Erklärung an dieser Stelle könnte darin gefunden werden, dass die klingelnde Dieselerbrennung die seismische Masse des Körperschallsensors von der weit vor der klopfenden Verbrennung beginnenden klingelnden Dieselerbrennung zum Schwingen anregt. Dabei reicht der Körperschall der klopfenden Verbrennung als Kraft nicht aus, um das Beschleunigungssensorsignal zu verstärken. So ist davon auszugehen, dass die klingelnde Dieselerbrennung die klopfende Verbrennung maskiert.

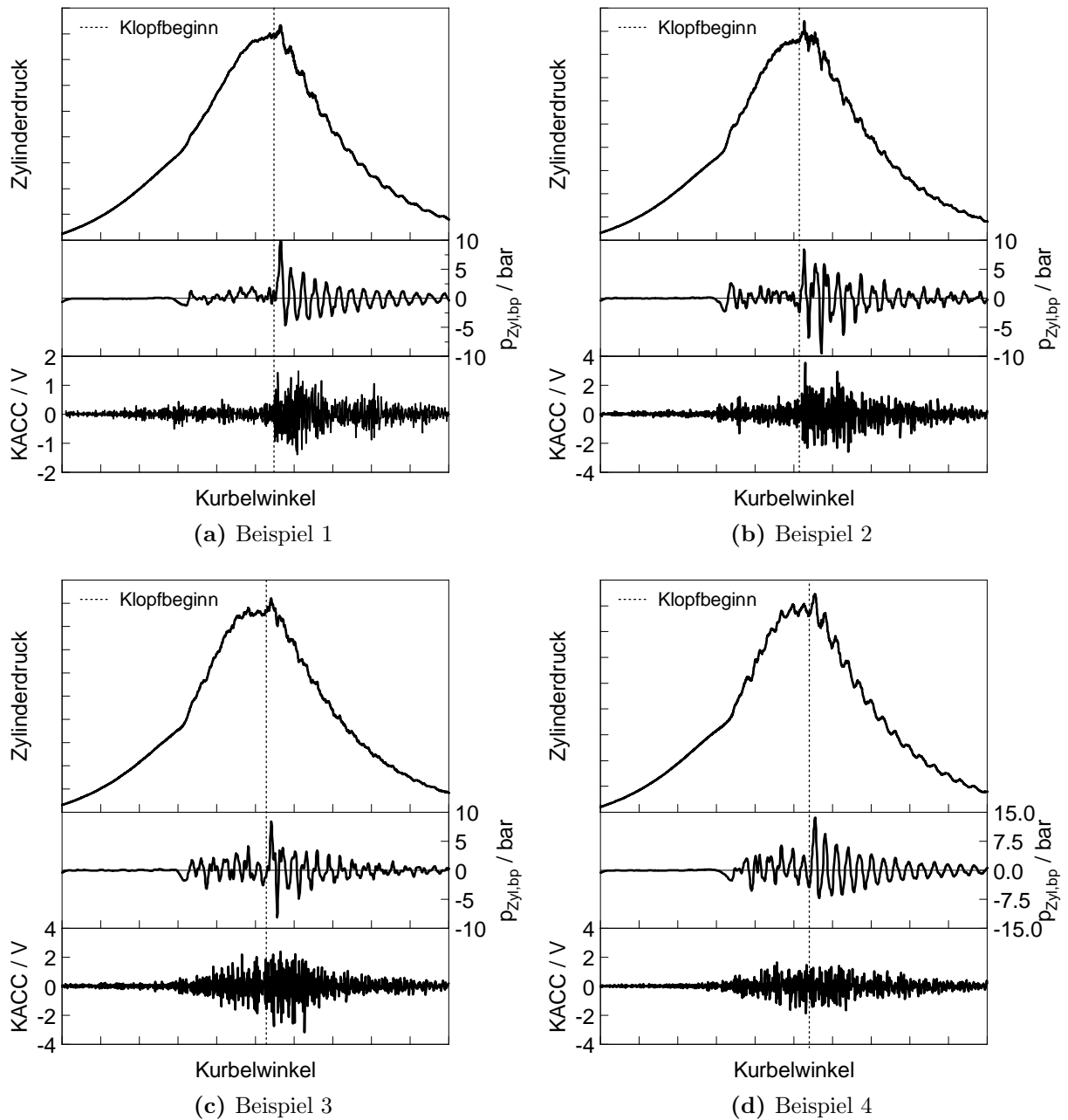


Abbildung 2.19: Beispiele Beschleunigungssensorsignal

# 3 Experimentelle Untersuchungen und Datenbasis

Für die Entwicklung eines Klopfkennungsalgorithmus inklusive der Detektion des Klopfbeginns und der Klopfhärte wurden nicht klopfende und klopfende Verbrennungszyklen vorab an einem Einzylinder-Forschungsmotor aufgezeichnet. Aufgrund der sich ergebenden großen Parameter Vielfalt und der Überlagerung von nicht klingelnden/klingelnden und nicht klopfenden/klopfenden Verbrennungszyklen bestand die Notwendigkeit, eine umfangreiche Messkampagne durchzuführen. Diese war über einen längeren Zeitraum in drei Abschnitte aufgeteilt und Gegenstand der Entwicklung eines Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzeptes. Die Aufteilung erfolgte, um den Geometrieinfluss auf Klopfen durch Variation des Verdichtungsverhältnisses beurteilen zu können.

Gegenstand dieses Kapitels ist die Beschreibung des verwendeten Einzylinder-Forschungsmotors sowie des experimentellen Aufbaus und der verfügbaren Messtechnik. Außerdem werden die gestellten Anforderungen an die Messtechnik in Bezug auf die Messung klopfender Verbrennung näher erläutert. Auf Basis der zuvor definierten Aufgabenstellung ergaben sich zudem spezielle Anforderungen an das Messprogramm, die in Einklang mit der zur Verfügung stehenden Prüfstandszeit gebracht werden mussten. Daraus ergab sich ein Messprogramm, welches hier ebenfalls umrissen wird. In diesem Zusammenhang wird auf die Durchführung der Messungen eingegangen und speziell die Art und Weise des Provocierens klopfender Verbrennung erläutert. Die gewonnene Datenbasis für die Entwicklung des Klopfkennungsalgorithmus setzt sich aus einer Reihe variiertes Betriebsparameter zusammen und umfasst in Summe 23.160 Verbrennungszyklen.

## 3.1 Versuchsträger/Versuchsaufbau

Tabelle 3.1 zeigt eine Übersicht über die wichtigsten Motor- und Betriebsparameter. Die Datenbasis wurde an einem Einzylinder-Forschungsmotor mit circa 6 Liter Hubvolumen, welcher nach dem Vier-Takt-Prinzip arbeitet, gemessen. Während der Messphasen wurden unterschiedliche Verdichtungsverhältnisse verwendet, was die einzige Geometrievariation darstellt. Dieser Motor gehört zu den Schnellläufern und wurde stationär bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  betrieben und besitzt viele Freiheitsgrade in der Applikation verschiedener Messtechnik, für den Motorbetrieb sowie in Bezug auf Motorkonfiguration. Ein früher Einlassschluss (Miller) war aufgrund der Projektdefinition fest vorgegeben und wurde während der gesamten Messungen beibehalten. Neben dem reinen Gasbetrieb, in der Ausführung als Vorkammermotor, kann dieser auch als reiner Dieselmotor oder im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb mit zentral verbautem Dieselinjektor betrieben werden. Im Gas- und Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb wird das homogene Erdgas-/Luft-Hintergrundgemisch durch einen Venturi-Mischer, welcher saugseitig weit vor den Einlass-

ventilen verbaut ist, bereitgestellt.

Im unteren Teil der Tabelle finden sich die wichtigsten konditionierten Größen und deren Absolutwerte wieder. Die Einlass- oder auch Gemischtemperatur wurde während der meisten Messungen konstant mit 45 °C vorgegeben. In einigen Fällen der Untersuchungen wurde die Klopfgrenze als Funktion der Gemischtemperatur bewertet, was bei stationären Großmotoren ein häufig gewähltes Vorgehen ist und im Fortgang dieses Kapitels beschrieben wird (vgl. Kapitel 3.3.3). Ein wichtiger Parameter, der ebenfalls konstant über alle Messreihen bestand, ist die Ladeluftfeuchte, da diese einen direkten Einfluss auf den Verbrennungsprozess nimmt.

**Tabelle 3.1:** Spezifikation Einzylinder-Forschungsmotor

Größe	Wert
Arbeitsprinzip	4-Takt
Bohrung	190 mm
Hub	425 mm
Hubvolumen	6.24 l
Verdichtungsverhältnis	12, 12.75 und 13.5:1
Drehzahl	1500 min <sup>-1</sup>
Steuerzeit	Miller
Dieselversorgung	direkt
Gasversorgung	indirekt, saugseitig (Venturi-Mischer)
-----	
Einlass-/Gemischtemperatur	40 - 70 °C
Ladeluftfeuchte	10.2 g/kg <sub>Luft</sub> (ISO 8178)
Öltemperatur	80 °C
Kühlwassertemperatur	85 °C
Kraftstofftemperatur Diesel	30 °C

Die Abbildung 3.1 zeigt den Forschungsmotor. Da es sich bei dem Motor um einen Einzylinder handelt, besitzt dieser einen Lancaster-Massenausgleich, um die Massenkräfte erster und zweiter Ordnung auszugleichen. Um Drehunförmigkeiten auszugleichen, ist zwischen Motor und Zwischenlager ein Massenausgleich vorgesehen. Für den Motorstart, aber auch für die Darstellung der Last, sorgt eine wassergekühlte Asynchronmaschine, wodurch sich die gesamte Kraftachse (orange, siehe Abbildung 3.2) des Aggregates erschließt. Einlassseitig ist der Forschungsmotor mit einem Kompressor ausgestattet, welcher die entsprechende Ladeluft und den Ladedruck zur Verfügung stellt. Von außen wird der Motor mit den entsprechenden Medien versorgt. Aufgrund der Motorgröße werden große Mengen an Öl und Kühlwasser benötigt. Die Konditionierung der einzelnen Kreisläufe findet somit extern statt, was die Medienversorgung andeutet, wobei auf dieses Thema später noch eingegangen wird.

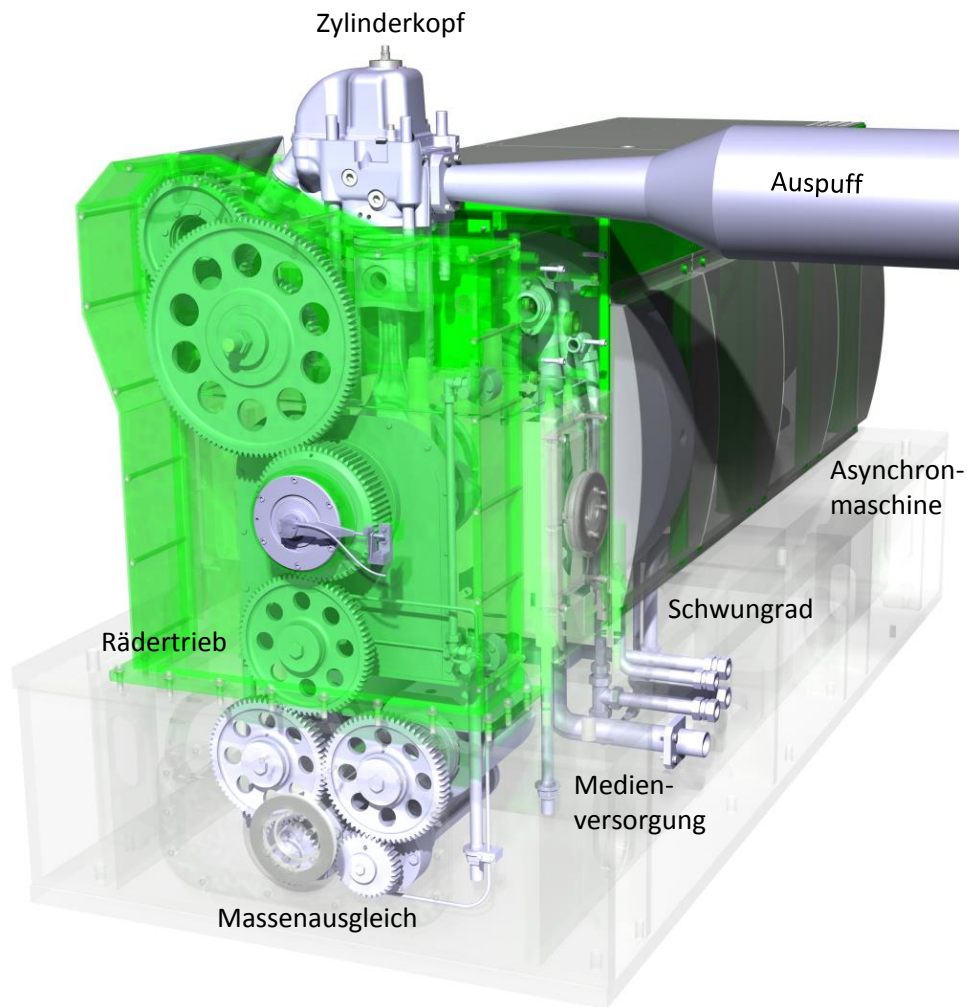


Abbildung 3.1: Einzylinder-Forschungsmotor

## 3.2 Prüfstand

Ein Prinzipbild des Prüfstandes ist in Abbildung 3.2 gegeben. Die Prüfzelle ist klassisch in Prüfraum und Warte aufgeteilt.

Im Prüfraum selber befindet sich der vorher diskutierte Einzylinder-Forschungsmotor, siehe Abbildung 3.1.

Die Abwesenheit eines Abgasturboladers erfordert zur Simulation des Abgasgedrucks eine entsprechende Drosselklappe im Abgastrakt. Deren Stellung ist lastabhängig und kann über ein Kennfeld geregelt oder auch als konstanter Wert vorgegeben werden. Bei allen durchgeführten Untersuchungen wurde ein konstanter Abgasgedruck von 1185 mbar vorgegeben.

Weiterhin werden alle schnellen Messdaten in der Sensorbox erfasst. Hier kommen Ladungsverstärker (MicroIFEM und Multipurpose der Firma *AVL List GmbH*) zum Einsatz.



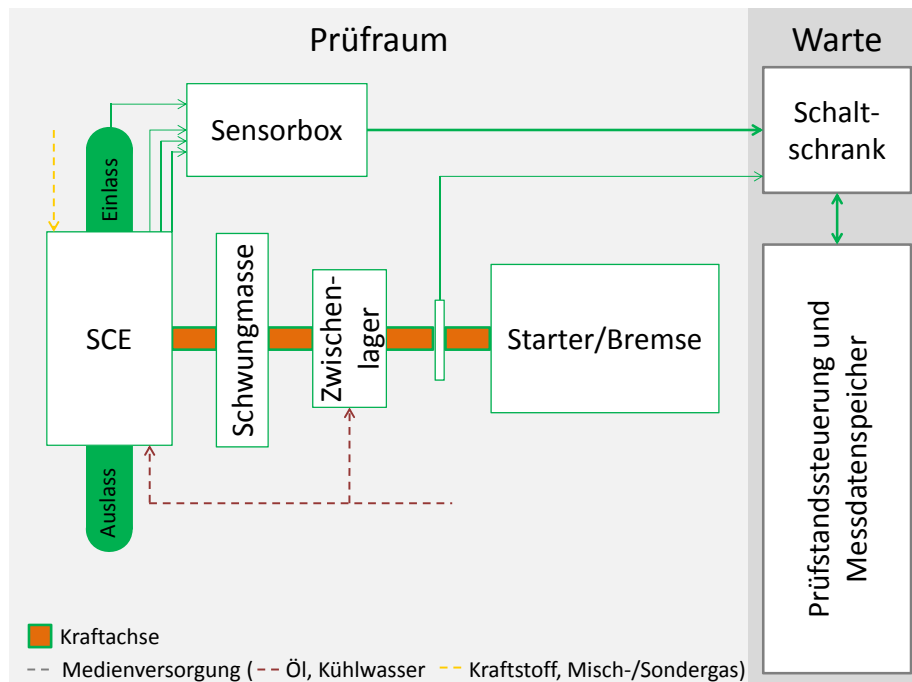


Abbildung 3.2: Allgemeines Schema Prüfstand Einzylinder-Forschungsmotor

Diese Daten werden im Indizierrechner, welcher sich in der Warte befindet, verarbeitet und dem Prüfstandsfahrer entsprechend als Zahlenwert oder Kurvenverlauf (z. B. Zylinderdruck) zugänglich gemacht.

Aufgrund der hohen Flexibilität des Forschungsmotors hinsichtlich Motorengröße und Konfiguration erfolgt die Medienversorgung und -konditionierung von Öl, Kühlwasser, Ladeluft und Kraftstoff außerhalb des Motors. Während der gesamten Messungen wurden aufgrund von Reproduzierbarkeit der Ergebnisse alle Einstellparameter konstant gehalten.

### 3.2.1 Medien- und Kraftstoffversorgung/Kraftstoffzusammensetzung

Zur Medienversorgung gehört neben der Schmierölversorgung auch die Kühlwasserversorgung, um einen ordnungsgemäßen Motorlauf darstellen zu können. Der eingesetzte Einzylinder-Forschungsmotor besitzt ein großes Kühlwasser- und Schmiermittelvolumen, welches außerhalb des Motors konditioniert (vorgewärmt oder gekühlt) wird.

Unter der Medienversorgung wird aber auch die Versorgung des Motors mit Kraftstoff verstanden. Es wurde bereits erwähnt, dass durch die Applikation des Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzeptes zwei verschiedene Kraftstoffpfade vorhanden waren.

Wie Abbildung 3.3 zeigt, fand die Gemischbildung des mageren homogen vorgemischten Erdgas-/Luftgemisches im Ansaugtrakt druckseitig statt. Über einen Venturi-Mischer wurde der konditionierten Ladeluft (konditioniert hinsichtlich Temperatur, Ladedruck und Feuchte) die entsprechende Erdgasmenge zudosiert, um das geforderte Luftverhältnis zu erreichen. Somit bestimmt der Überdruck des Kraftstoffstroms gegenüber den Ladeluft-

strom die Menge an zudosiertem Kraftstoff.

In jeden der beiden Pfade war mindestens ein Coriolis-Durchflussmesser verbaut, um genaue Aussagen über den benötigten Luft- bzw. Gaskraftstoffbedarf machen zu können. Diese Größen sind sowohl für den Motorbetrieb als auch für nachgestellte Analysen der Messdaten unabkömmlich und bedürfen daher der genauen Erfassung.

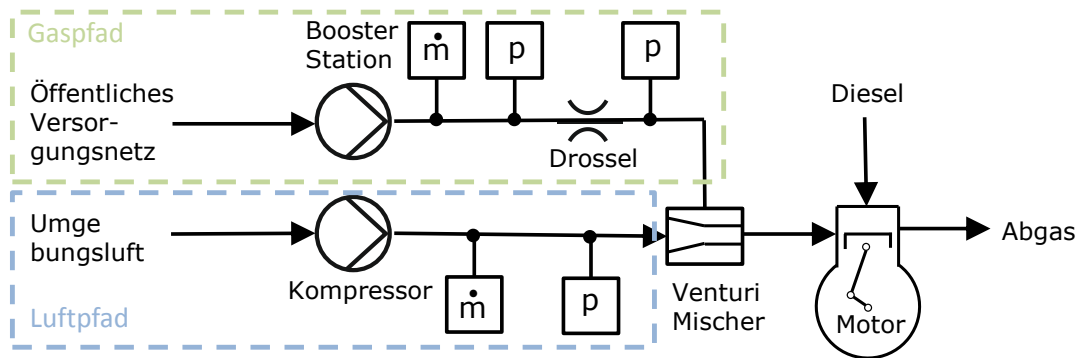


Abbildung 3.3: Kraftstoffpfad: Gas-/Luftpfad

Da die Messungen über einen gewissen Zeitraum durchgeführt wurden und das verwendete Erdgas dem öffentlichen Versorgungsnetz entnommen wurde – wobei bekannt ist, dass hier Fluktuationen in der Gaszusammensetzung über der Zeit auftreten und die Methanzahl (Gaszusammensetzung, manchmal auch Gasqualität genannt) direkten Einfluss auf die Klopfgrenze hat –, war es von Relevanz, während der Messungen die Gaszusammensetzung bzw. Methanzahl zu erfassen. Anhand dieser Daten kann bei der anschließenden Datenauswertung der Bezug zwischen Klopfgrenze und Methanzahl hergestellt werden. Mittelwerte sowie die Abweichungen der Zusammensetzung während der Untersuchungen zeigt Tabelle 3.2.

Tabelle 3.2: Gaszusammensetzung Datenbasis

Spezies	Anteil / Vol%	Differenz / Vol%
Methan ( $\text{CH}_4$ )	96.42	$\pm 0.40$
Ethan ( $\text{C}_2\text{H}_6$ )	2.07	$\pm 0.30$
Propan ( $\text{C}_3\text{H}_8$ )	0.39	$\pm 0.25$
i-Butane ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ )	0.07	$\pm 0.04$
n-Butane ( $\text{C}_4\text{H}_{10}$ )	0.06	$\pm 0.04$
Stickstoff (N)	0.63	$\pm 0.20$
Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ )	0.33	$\pm 0.15$

Der Hauptbestandteil von Erdgas ist Methan, gefolgt von geringen Anteilen an Ethan und Propan. Auch Bestandteile von Butan, Stickstoff und Kohlendioxid waren enthalten. Die Erhebung der zuvor gezeigten Daten erfolgte mit einem Gaschromatographen der Firma *Emerson Process Management*.

Der zweite Kraftstoffpfad stellt die direkte Einbringung des Dieseldiesels in den Brennraum dar. Hierfür kam ein separates Dieseleinspritzsystem zum Einsatz, welches schematisch in Abbildung 3.4 dargestellt ist.

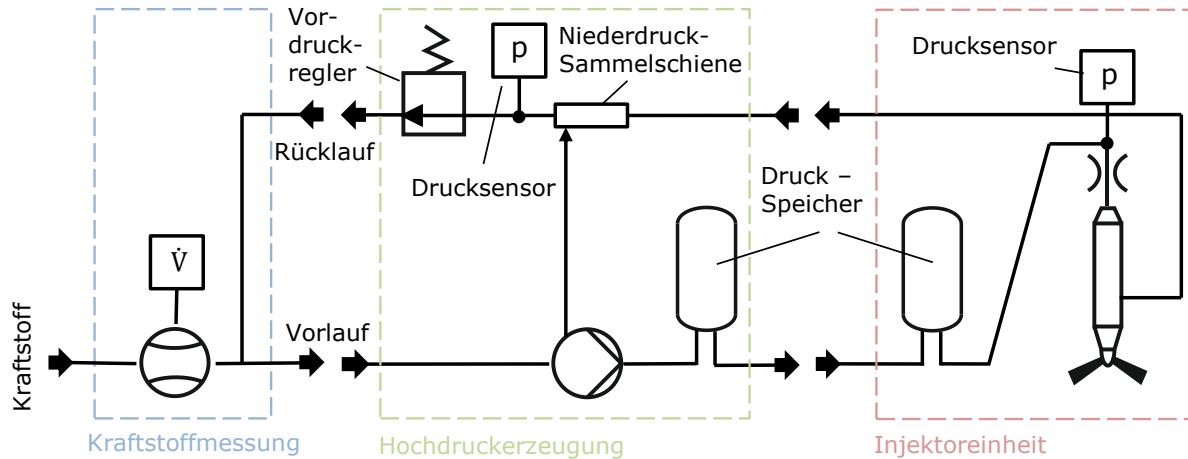


Abbildung 3.4: Kraftstoffpfad: Diesel

Dies lässt sich in die drei Hauptkomponenten Kraftmengenstoffmessung, Hochdruckerzeugung und Injektoreinheit einteilen. Zur Kraftstoffmengenmessung kam eine FuelExakt™ der Firma AVL List GmbH zum Einsatz. Die FuelExakt misst den Volumenstrom, welcher dem System zugeführt wird, und berücksichtigt den abgesteuerten Leckagestrom über den Injektor. Diese Anlage ermöglicht es, geringe Kraftstoffmengen genau zu messen.

Im Hochdruckteil wird der benötigte Kraftstoffvordruck, mit dem eingespritzt werden soll, erzeugt. Hier kam eine separate Hochdruckpumpe zum Einsatz. Um Pulsationen auszugleichen waren zwei Druckspeicher verbaut: einer direkt nach der Pumpeneinheit und ein weiterer kurz vor dem Injektoreingang. Zwischen Druckspeicher und Injektor ist ein Drucksensor verbaut, welcher als Regelgröße für die Pumpenleistung herangezogen wurde. Als weitere wichtige Bauteile waren sowohl am Systemeingang als auch vor der Hochdruckpumpe Kraftstofffilter verbaut, um den Verschleiß des Kraftstoffinjektors durch Partikel zu mindern. Mit diesem gezeigten System konnten Einspritzdrücke von bis zu 2200 bar dargestellt werden.

Der verwendete Dieseldiesels ist in Tabelle 3.3 näher spezifiziert.

Tabelle 3.3: Eigenschaften und Zusammensetzung des verwendeten Dieseldiesels [4]

Parameter	Größe	Einheit	Prüfmethode
Heizwert ( $H_{u,p}$ )	42.506	kJ/g	DIN 51900-2 mod.
Dichte bei 15 °C	835.4	kg/m <sup>3</sup>	DIN EN ISO 12185
Kohlenstoffgehalt	85.2	%	DIN 51732
Wasserstoffgehalt	13.7	%	DIN 51732
Stickstoffgehalt	<0.5	%	DIN 51732
Sauerstoffgehalt	0.8	%	DIN 51732 mod.
Schwefelgehalt	7.0	mg/kg	DIN EN ISO 20884

### 3.2.2 Messtechnik

Die Komplexität des Prüfstands lässt eine komplette Beschreibung der verwendeten Messtechnik im Rahmen dieser Arbeit nicht zu. Deshalb beschränkt sich dieses Kapitel im Speziellen auf jene Messgeräte, die im direktem Zusammenhang mit dem Erfolg dieser Arbeit stehen.

Neben der Sicherstellung eines ordnungsgemäßen und reproduzierbaren Motorbetriebs über diverse Plausibilisierungsgrößen (Temperaturen, Luft- und Kraftstoffmengen, Ansaugfeuchte, etc.) durch regelmäßiges Anfahren eines Referenzmesspunktes war besonders das Erfassen der Zylinderdruckverläufe und Beschleunigungssensorsignals der einzelnen Verbrennungszyklen die wichtigsten Größen der Datenbasis. Dabei war es wichtig, alle Kombinationen aus nicht klingelnder/klingelnder Dieselverbrennung und nicht klopfender/klopfender Verbrennung zu erfassen. Dies ist die Aufgabe des Indiziersystems, weshalb bestimmte Genauigkeitsanforderungen an die Indizierung gestellt wurden, was ebenfalls Gegenstand dieses Kapitels ist.

#### Indiziersystem

Unter der Indizierung versteht man das kurbelwinkelaufgelöste Erfassen von Motorbetriebsparametern. Hierbei wird in erster Linie an den Zylinderdruck gedacht, die wohl bekannteste und zugleich wichtigste Größe. Dabei gibt es neben dem Zylinderdruck auch verschiedenste andere Signale, welche am Motor gemessen und bezüglich Klopfen interpretiert werden können. Die wohl am häufigsten verwendeten Größen sind:

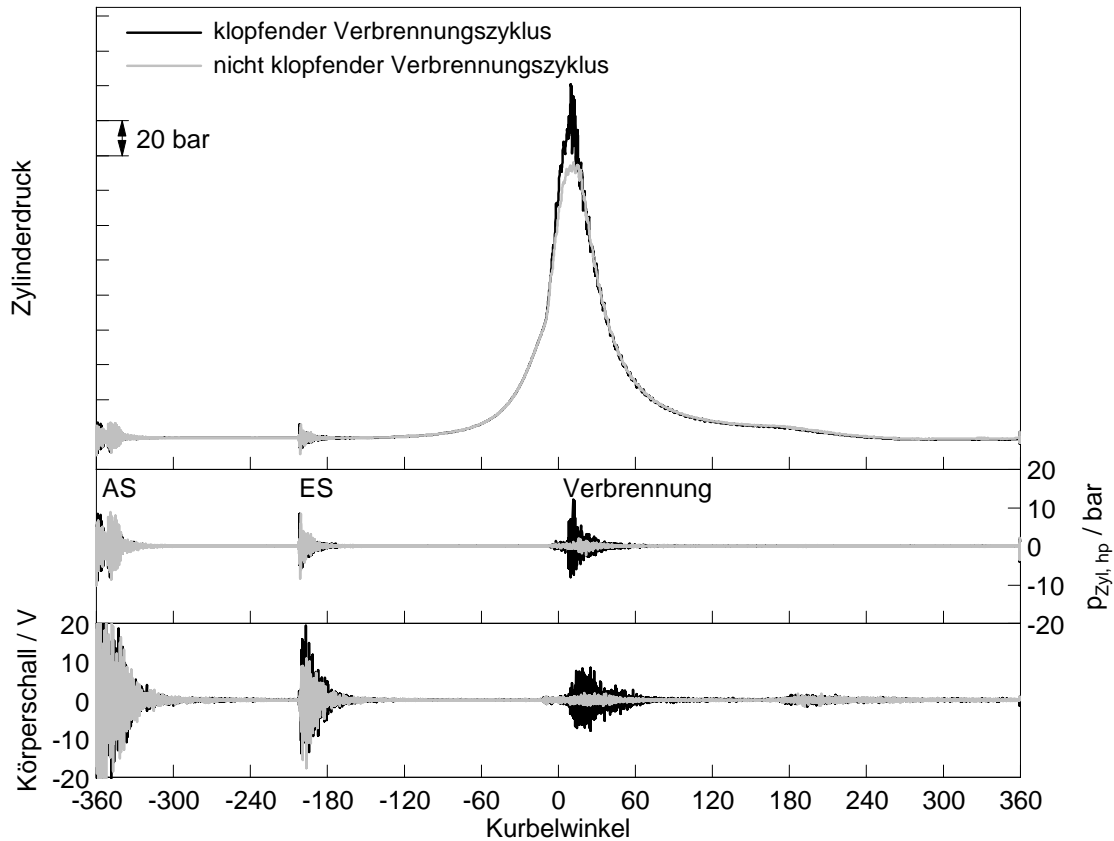
- Zylinderdruck
- Ionenstrom
- Beschleunigung [15].

Grundsätzlich kann in invasive und nicht invasive Methoden unterschieden werden. Die Messung des Zylinderdruck und Ionenstroms zählen zu den invasiven Methoden, denn sie bedingen den unmittelbaren Zugang zum Brennraum. Körperschallsensoren werden äußerlich am Zylinderkopf installiert und sind somit nicht invasiv. Sie sind anfälliger für Nebengeräusche, wie z. B. Kühlwasserstrom, Rädertrieb, Unwuchten, was dem Zylinderdrucksignal und der Ionenstromsonde einen entscheidenden Vorteil gibt.

Im Rahmen der durchgeführten Untersuchungen wurden sowohl der Zylinderdruck als auch die Daten mehrerer Beschleunigungssensoren, welche an unterschiedlichen Positionen am Zylinderkopf verteilt waren, aufgezeichnet.

Abbildung 3.5 zeigt die Gegenüberstellung eines stark klopfenden (schwarz) und nicht klopfenden (grau) Verbrennungszyklus über den gesamten Motorzyklus (720 °KW). Neben dem Zylinderdruckverlauf (oben) sind zum Vergleich auch der Hochpass-gefilterte Zylinderdruckverlauf (Mitte) sowie das dazugehörige aufgezeichnete Beschleunigungssensorsignal (unten) eines ausgewählten Beschleunigungssensors dargestellt. Diese Darstellung zeigt gleichzeitig eindeutig zuordenbare Phänomene während eines Motorzyklus.

Deutlich wahrnehmbar sind die Ereignisse 'Auslass schließt' (AS) am Ende des Ausschleibvorgangs, 'Einlass schließt' (ES) am Ende des Ansaugvorgangs, sowie die Verbrennung selbst. Vergleicht man die Ausschläge des Hochpass-gefilterten Druckverlaufs mit dem des



**Abbildung 3.5:** Zylinderdruck-, Hochpass-gemfilterter Zylinderdruck- und Klopfensensorverlauf eines Motorzyklus mit nicht klopfender und eines mit klopfender Verbrennung

Beschleunigungssensors, wird schnell klar, dass Ventilprellen, das Fallen der Ventile in den Sitz, vom Beschleunigungssensor deutlicher wahrgenommen wird, als dies beim Zylinderdrucksensor der Fall ist. Dennoch kann angemerkt werden, dass aufgrund der frühen Schließzeiten der Einlassventile zu keinem Zeitpunkt der Betrachtungen eine Einstreuung in die Verbrennungsphase aufgetreten ist.

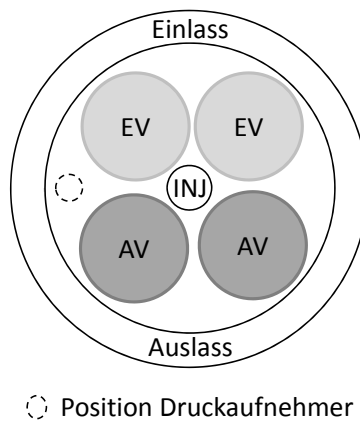
Im Zeitfenster der Verbrennung zeigt sich ein deutlicher Unterschied in den Verläufen zwischen klopfender und nicht klopfender Verbrennung. Signalintensitäten stammen eindeutig vom Auftreten klopfender Verbrennung. Da es sich hier um einen sehr stark klopfenden Verbrennungszyklus handelt, ist mit einer entsprechenden Signalstärke zu rechnen. Natürlich kommt mit der Betrachtung unterschiedlicher Klopfintensitäten eine gewisse Unschärfe zwischen klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklen zustande.

Die Qualität des Klopfensensorsignals aufgrund der Einstreuung von Störgeräuschen steht im direkten Zusammenhang mit der Positionierung des Beschleunigungssensors. Der Vergleich des Hochpass-gemfilterten Zylinderdruck- und Klopfensensorsignals zeigt beim Zylinderdrucksignal einen deutlich schärferen Übergang von nicht klopfender zu klopfender Verbrennung innerhalb des klopfenden Verbrennungszyklus.

## Zylinderdrucksensor

Für die Aufzeichnung des Zylinderdrucks wurde ein Druckquarz eingesetzt. Dieser arbeitet nach dem piezoelektrischen Prinzip. Dabei wird durch die gerichtete Verformung von einkristallinen Quarzkristallen eine Ladung abgegeben, welche anschließend mittels Ladungsverstärker in eine der wirkenden Kraft proportionale elektrische Spannung umgewandelt und ausgewertet werden kann [50].

Die Sensorposition war im Vorfeld festgelegt und resultiert aus der langjährigen Erfahrung aus vorangehenden einschlägigen Untersuchungen. Die Position im Brennraum zwischen den Ein- und Auslassventilen zeigt die Abbildung 3.6.



**Abbildung 3.6:** Druckaufnehmerposition

Die brennraumbündige Positionierung des Zylinderdruckaufnehmers ist zumeist aufgrund der beschränkten Zugangsmöglichkeiten und Randbedingungen (Abdichtung zum Wassermantel etc.) nicht realisierbar. Für die durchgeführten Untersuchungen kam es zu einer leicht zurückgezogenen Positionierung des Zylinderdruckaufnehmers im Feuerdeck. Klopfende Verbrennungszyklen führen zu erhöhten thermischen und mechanischen Belastungen von Bauteilen. Deshalb wirkt sich die zurückgezogene Sensorpositionierung positiv auf die Sensorbelastung aus und trägt zur Sicherstellung längerer Lebensdauern des Zylinderdruckaufnehmers in diesen Grenzbereichen bei. Es muss dennoch darauf hingewiesen werden, dass ein Zurückziehen des Sensorelements bei ungünstig gewähltem Durchmesser/Kanallängenverhältnis Pfeifenschwingungen hervorrufen und zu einer Verfälschung des Messsignals führen kann [56]. Außerdem führt dieser akustische Resonator zu einer ungewollten Veränderung des Verdichtungsverhältnisses [50].

Im Speziellen kam für die Aufzeichnung des Zylinderdrucks über alle Messreihen der wassergekühlte piezoelektrische Druckaufnehmer *QC34C* der Firma *AVL List GmbH* zum Einsatz. Die Wasserkühlung hilft, die Messgenauigkeit und Standfestigkeit des Sensors aufgrund der hohen zu erwartenden Temperaturbelastungen zu wahren. Für alle Messungen wurde eine Auflösung von  $0.1 \text{ } ^\circ\text{KW}$  gewählt, was bei einer Drehzahl von  $1500 \text{ min}^{-1}$  einer Abtastrate von  $90 \text{ kHz}$  entspricht. Das Nyquist-Shannon-Abtasttheorem besagt, dass zur ordnungsgemäßen Digitalisierung eines Signals die Abtastrate mindestens doppelt so groß sein sollte (siehe Gleichung 3.1) [35, 50, 100].

$$f_{\text{Sampling}} \geq 2 \cdot f_{\text{Signal}} \quad (3.1)$$

Ein Unterschreiten dieser Mindestabtastrate führt unweigerlich zu nicht linearen Verzerrungen, was auch als Alias-Effekt bezeichnet wird und falsche Aussagen liefert [35]. Auch ist mit dieser Auflösung sichergestellt, dass bei der untersuchten Motorgröße die Anregungen des Brennraums durch klingelnde Dieselvebrennung und klopfende Verbrennung deutlich unterhalb der Abtastrate von 90 kHz liegen, was Gegenstand der Kapitel 2.2.1 und 2.2.2 war.

### **Beschleunigungssensor**

Die klopfende Verbrennung verursacht Druckschwingungen im Brennraum. Diese regen ebenfalls die Motorstruktur an, was im Übergang Gas (Brennraum) – Festkörper (Motorstruktur) – Gas (Umgebung) außen als klopfendes Geräusch wahrgenommen werden kann. Die Vibration bzw. der Körperschall der Motorstruktur stellt schlussendlich das aufgezeichnete Signal des Beschleunigungssensors dar. Beschleunigungssensoren auch Klopf- oder Körperschallsensoren genannt arbeiten nach dem Prinzip, dass eine ringförmige, beweglich gelagerte seismische Masse aufgrund ihrer Trägheit einer Vibration entgegenwirkt und dass eine fest verbaute Piezo-Kristallschicht unter der Einwirkung dieser Kraft eine gewisse Ladung abgibt, welche durch Ladungsverstärker in eine der Intensität der Vibration proportionale Spannung umgewandelt wird und so eine Aussage über das Klopfverhalten des Motors zulässt. [13]

Für die Untersuchungen kam ein handelsüblicher Klopfsensor der Firma *Robert Bosch GmbH* (p/n 0 261 231 125) zum Einsatz. Dieser wird bei Kleinmotoren (Fahrzeugmotoren) aber auch für stationäre Großgasmotoren verwendet.

Im Rahmen der Untersuchungen wurden mehrere Positionen am Forschungsmotor untersucht. Konstruktiv ist der Zylinderkopf mittels Stehbolzen mit dem Motorblock verschraubt. In der Serienapplikation wird pro Zylinderkopf ein Klopfsensor verbaut. Dieser wird auf einen der auslassseitig befindlichen Stehbolzen montiert. Während der ersten Messphase wurden alle vier Stehbolzen mit einem Klopfsensor bestückt.

In der zweiten Messphase wurde die vielversprechendste Position der ersten Messphase beibehalten und es wurden drei neue Positionen am Zylinderkopf definiert bzw. geschaffen. Neben einer Position im Bereich der Auslassventile direkt am Zylinderkopf wurden weiterhin zwei Positionen mit nächster Lage zum Brennraum ebenfalls direkt am Zylinderkopf gewählt. Im dritten und letzten Messabschnitt wurden neben den zwei auslassseitigen Stehbolzen die Positionen im Bereich der Auslassventile direkt am Zylinderkopf und die vielversprechendste Position nahe am Brennraum ebenfalls am Zylinderkopf vermessen. Die Applikation von Körperschallsensoren und die Variation der Messpositionen verfolgte das Ziel, eine Referenzgröße für die Untersuchungen bei Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren zu schaffen. Dieses Kapitel abschließend muss aber erwähnt werden, dass durch die Überlagerung mit klingelnder Dieselvebrennung eine sehr starke Unschärfe und Maskierung der klopfenden Verbrennung zu verzeichnen war. Abbildung 2.19 zeigte dies bereits bildlich. Aus diesen Gründen wurden die Signale des Beschleunigungssensors nicht für die

Erstellung der Klopfdetektion herangezogen, sondern es wurde die subjektive Separierung favorisiert.

Im letzten Teil dieser Arbeit werden die aufgezeichneten Daten der Beschleunigungssensoren mit der entwickelten Klopfkennung analysiert. Die entsprechenden Gegenüberstellungen zum Zylinderdrucksignal werden in Kapitel 5 diskutiert.

### 3.3 Datenbasis

Erste Untersuchungen auf dem Gebiet der Klopfkennung für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzepte zeigten Fehlinterpretationen aufgezeichneter Verbrennungszyklen als klopfende Verbrennungszyklen durch das Auftreten klingelnder Dieselverbrennung. Diese Untersuchungen zeigten ebenfalls die Möglichkeit der parameterbasierten Abstimmung bestehender Klopfkennungsalgorithmen. Da die klingelnde Dieselverbrennung von den drei Betriebsparametern Einspritzdruck, Einspritzbeginn und Menge des eingespritzten Dieselmotorkraftstoffs abhängt – deren Betriebsbereiche sehr groß sind –, stellt diese einen nicht zu unterschätzenden Aufwand dar, den es einzuschränken gilt. Somit muss, um eine aussagekräftige und belastbare Beurteilung vorhandener oder auch neu entwickelter Methoden durchführen zu können, eine entsprechend große Messdatenbasis vorhanden sein. Diese zu erstellen war ein erster Schritt und diente als Grundlage für den Erfolg dieser Arbeit.

#### 3.3.1 Messplanung

Im Vorfeld umfangreicher Messkampagnen ist es wichtig zu klären, welche Fragestellungen mit den aufzuzeichnenden Messreihen beantwortet werden sollen. Diese haben in der Regel Auswirkungen auf die Gestaltung der Messkampagne(n). Dabei gibt es eine Vielzahl von Ansätzen. Das spezielle Vorgehen für die Untersuchung der klingelnden Dieselverbrennung und klopfenden Verbrennung wird im Folgenden beschrieben.

Auch muss darauf hingewiesen werden, dass für die Vermessung dieses diffizilen Randbereiches 'Klopfen' nicht die Möglichkeit bestand, den Prüfstandsbetrieb automatisiert zu gestalten.

Die statistische Versuchsplanung Design of Experiments (DoE) stellt eine Möglichkeit dar, Prüfstandszeiten bei Wahrung der Aussagekraft durchgeführter Messungen zu reduzieren und trotzdem viel über die Zusammenhänge von Einflussgrößen und Ergebnissen zu erfahren. Hier kommt es zu einer Verknüpfung möglichst vieler Eingangsparameter, um mit möglichst geringem Aufwand eine gültige Aussage zu generieren [34]. Die Verknüpfung der Eingangsparameter lässt in weiterer Folge bezüglich der Beurteilung klingelnder Dieselverbrennung bzw. klopfender Verbrennung keine Aussage zu, welcher Parameter in welchem Umfang Einfluss auf die jeweilige Verbrennungsanomalie nimmt. Da aber genau dies der Gegenstand der Untersuchungen war, wurde auf diesen Ansatz verzichtet.

Vollfaktorielle Versuche bedingen die Verknüpfung aller zu untersuchenden Parameter miteinander. Die Anzahl der durchzuführenden Messreihen ist somit eine Funktion der Anzahl sowie der gewählten Auflösung der zu untersuchenden Parameter. Das macht diese Art der Versuchsdurchführung in der Regel sehr zeit- und somit auch kostenaufwendig.



Gerade im Hinblick auf die Untersuchungen klingelnder Dieselerbrennung und klopfender Verbrennung zeigt sich ein zu hoher zeitlicher Aufwand, da hier acht Betriebsparameter untersucht werden sollten.

Um die Komplexität und den zeitlichen Aufwand der Versuchsdurchführung zu reduzieren, kann auf teil- oder auf einfaktorielle Versuchsreihen zurückgegriffen werden. Bei den teilfaktoriellen wird davon ausgegangen, dass Wechselwirkungen zwischen mehr als zwei Parametern vernachlässigbar sind [78]. Dies führt zu einer Reduzierung des Versuchsumfanges.

Beim einfaktoriellen Versuch wird in jeder Messreihe nur eine Einflussgröße variiert. Dieses Vorgehen schien bei den hier durchgeführten Untersuchungen der am meisten geeignete Ansatz zu sein, da zu Beginn der Messkampagnen kein umfangreiches Wissen über die zu untersuchenden Betriebsparameter (siehe Kapitel 3.3.2) im Zusammenhang mit der klingelnden Dieselerbrennung und der klopfenden Verbrennung bestand. In diesem Sinne wurden vor allem jene Betriebsparameter untersucht, die klingelnde Dieselerbrennung beeinflussen. Die Verfolgung dieses Ansatzes bedingt einen gestaffelten Aufbau des Messplans, da im Vorfeld der entsprechende Einfluss eines Betriebsparameters nicht abschätzbar war. Weiterhin wurden einige Stichversuche dazu verwendet, um den Einfluss zum Beispiel der Last, der Gemischtemperatur und der Methanzahl zu verifizieren.

#### 3.3.2 Messprogramm

Zur Untersuchung klopfender Verbrennung mit der Überlagerung klingelnder Dieselerbrennung wurde eine Messmatrix erstellt, die den Einfluss der folgenden acht Betriebsparameter untersucht. Dabei wurden zum einen die drei Parameter verantwortlich für die klingelnde Dieselerbrennung sowie klopfrelevanten Betriebsparameter untersucht. Hier muss angemerkt werden, dass diese Einfluss auf den Brennbeginn nehmen und somit ebenfalls die klopfende Verbrennung beeinflussen.

- Einspritzdruck
- Einspritzbeginn
- Menge eingespritzten Dieselmkraftstoffs

Auf der anderen Seite beeinflussen die folgenden fünf Betriebsparameter primär die klopfende Verbrennung, da sie direkten Einfluss auf das homogene Gas-/Luft-Hintergrundgemisch nehmen.

- Verdichtungsverhältnis
- Methanzahl
- Einlasstemperatur
- Luftverhältnis
- indizierter Mitteldruck

Das Verdichtungsverhältnis repräsentiert als einziger Geometrieparameter den Einfluss geänderter Geometrieverhältnisse. Die Methanzahl kann als Faktor zur Bewertung des Einflusses geänderter Gasqualitäten gesehen werden.

Auf den Einfluss der Einlasstemperatur und des Luftverhältnisses auf das Klopfen wird noch ausführlich in Kapitel 3.3.3 eingegangen. Da diese beiden Parameter hohe Relevanz für den Vollmotor haben, war eine eingehende Untersuchung dieser Größen für die Klopfkennung unabkömmlich.

Da die Motorleistung aufgrund geänderter Temperatur- und Druckverhältnisse im Zylinder direkten Einfluss auf das Klopfverhalten nimmt (siehe Abbildung 1.3), wurde diese ebenfalls untersucht. Die Tabelle 3.4 gibt einen Überblick über die gesteckten Randbedingungen des durchgeführten Messprogramms.

**Tabelle 3.4:** Datenbasis Klopfkennung Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motor – Messprogramm

<b>Verdichtungsverhältnis (<math>\varepsilon</math>)</b>
12 - 12.75 - 13.5
<b>Methanzahl (MZ)</b>
MZ90 (Erdgas aus dem Hausnetz), MZ80 (Erdgas aus dem Hausnetz/Propan)
<b>Einlasstemperatur (MAT)</b>
40 - 70 °C
<b>Luftverhältnis (<math>\lambda</math>)</b>
1.4 - 1.7
<b>Indizierter Mitteldruck (<math>p_i</math>)</b>
19.9 - 23.9 bar
<b>Diesel-Einspritzdruck (<math>p_{\text{Rail}}</math>)</b>
600 - 1600 bar
<b>Einspritzbeginn (SB)</b>
30 - 12 °KW <sub>vOT</sub>
<b>Menge eingespritzten Dieselkraftstoffs (<math>\varphi_{\text{Diesel}}</math>)</b>
5 - 15 % (energetisch)

Ein Messpunkt besteht aus 60 hintereinander aufgezeichneten Verbrennungszyklen. Die langsamen Messgrößen wurden über 50 s Messzeit erfasst und gemittelt.

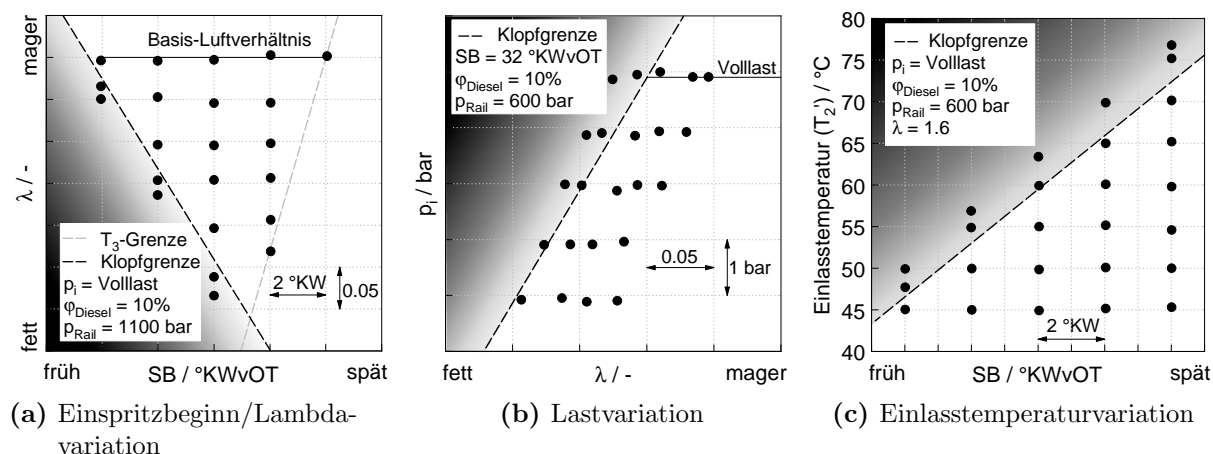
### 3.3.3 Provozieren klopfender Verbrennung

Folgend wird ein Überblick über die Methoden gegeben, wie klopfende Verbrennungszyklen in den durchgeführten Versuchen provoziert wurde. Diese Vorgehensweise beruht auf Phänomenen, die für stationäre Mehrzylindermotoren (Vollmotoren) relevant sind. Die Effekte treten am verwendeten Einzylinder-Forschungsmotor, aufgrund der kompakten Bauweise und der Konditionierung relevanter Betriebsparameter, in dieser Art nicht auf, können aber durch Variation bestimmter Betriebsparameter simuliert werden.

Aus einer stabilen und kontrollierten Verbrennung heraus kann Klopfen grundlegend durch das Verschieben des Zündzeitpunktes – oder äquivalent beim Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-

Verbrennungskonzept durch das Verschieben des Einspritzbeginns hin zu früheren Zeitpunkten oder durch Anfechtung des Erdgas-/Luftgemisches – provoziert werden.

Abbildung 3.7a zeigt diese Vorgehensweise anhand einer Spritzbeginn-Luftverhältnis-Variation. Für fünf verschiedene Einspritzbeginne wurde, ausgehend von einem Basis-Luftverhältnis, welches einen klopfreien Motorlauf garantierte, durch Anfechten des Erdgas-/Luftgemisches der Motor zum Klopfen gebracht. Dabei wurde im klopfreien Motorbetrieb in definierten Lambdasprüngen ( $\Delta\lambda = 0.05$ ) jeweils ein Messpunkt gesetzt. Diese definierte Schrittweite wurde durch das Auftreten erster klopfender Verbrennungszyklen unterbrochen.



**Abbildung 3.7:** Provozieren klopfender Verbrennung

Am Prüfstand wurde Klopfen optisch anhand des Zylinderdrucks und Heizverlaufs beurteilt. Die Klopfgrenze wurde definiert beim Auftreten von zwei bis drei klopfenden Verbrennungszyklen (3-5% Klopfhäufigkeit) pro Messpunkt (à 60 Verbrennungszyklen). Diese Punkte wurden als leicht klopfende Messpunkte erachtet. Weiterhin wurde ein stärker klopfender Messpunkt angefahren und vermessen. Hierfür kamen per Definition nur Messpunkte mit einer Klopfhäufigkeit von größer als 10% zum Einsatz.

So ergeben sich die zwei sehr nahe aufeinanderfolgenden Messpunkte in den Diagrammen von Abbildung 3.7a. pro Messreihe

Die schwarz strichlierte Linie leitet sich daraus resultierend als Klopfgrenze ab.

Nun zeigt das grau hinterlegte Gebiet jenen Bereich im Kennfeld auf, in dem klopfende Verbrennung unter den gegebenen Randbedingungen auftritt. Je dunkler die Farbgebung, desto höher ist die zu erwartende Klopfhäufigkeit und Klopfhärte.

Eine zweite begrenzende Größe des gezeigten Kennfeldes ist das Erreichen der maximal zulässigen Abgastemperatur, welche als grau strichlierte Linie dargestellt ist. Dies resultiert aus späten Verbrennungslagen bei gleichzeitig fettem Motorbetrieb.

Auch innerhalb der Lastvariation wurde das oben beschriebene Vorgehen gewählt, was in Abbildung 3.7b dargestellt ist. Bei einer konstanten Last wurde wiederum aus dem klopfreien Betrieb durch das Absenken des Luftverhältnisses eine klopfende Verbrennung provoziert. Da die Motorlast, wie in Abbildung 1.3 gezeigt, starken Einfluss auf die Klopf- bzw. Aussetzergrenze bemessen im Lambda nimmt, wurde an dieser Stelle nicht von ei-

nem Basisluftverhältnis aus gemessen, sondern von der Klopfgrenze weg und sichergestellt, dass der Motor definitiv klopfrei läuft.

Die einzelnen Zylinder des Vollmotors werden über eine Gemischsammelleitung mit Frischgemisch versorgt, dabei erwärmt sich das Gemisch des jeweiligen Zylinders umso mehr, desto weiter dieser von der Turboladergruppe entfernt liegt. Da die Gemischansaugtemperatur einen direkten Einfluss auf das Klopfen nimmt, zeigen diese Zylinder deutlich früher das Auftreten klopfender Verbrennung. Dies kann am Einzylinder-Forschungsmotor durch das Anheben der Gemischtemperatur simuliert werden und ist in Abbildung 3.7c dargestellt. Dabei wurde sukzessive die Einlasstemperatur erhöht. Hier wurden in definierten Abständen (5 °C) Messpunkte gesetzt. Diese Schrittweite wurde durch das Auftreten klopfender Verbrennung unterbrochen. Wiederum wurde der erste klopfende Messpunkt bei einer Klopfhäufigkeit von 3-5 % gesetzt. Anschließend wurde, durch eine weitere Erhöhung der Einlasstemperatur, stärker ins Klopfen gefahren (Klopfhäufigkeit > 10 %).

In jeder Messserie wurden sonstige Betriebsparameter konstant gehalten. Angeführt werden muss jedoch, dass das Verstellen des Zündzeitpunktes, die Gemischanfettung oder das Anheben der Gemischtemperatur bei konstantem Ladedruck unweigerlich zu einer Anhebung der Leistung führt. Da die meisten Messungen bei Volllast durchgeführt wurden und Überlasten aus Gründen der Spitzendruckbeschränkung vermieden werden sollten, wurde der Weg gewählt, die Leistung durch Justierung des Ladedrucks konstant zu halten. Weiterhin zeigen alle drei Diagramme einen linearen Zusammenhang zwischen den dargestellten Betriebsparametern und der Klopfgrenze, was für alle durchgeführten Messungen bestätigt werden kann.

# 4 Klopferkennung für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren

Das Auftreten klingelnder Dieselerverbrennung bei der Anwendung von Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung stellt eine erhebliche Beeinträchtigung bei der Detektion klopfender Verbrennungszyklen dar. Die Einflussfaktoren wurden bereits ausführlich diskutiert. Der Grund, warum das Erkennen klopfender Verbrennung ein sehr wichtiger Bestandteil der Brennverfahrensentwicklung ist, wurde ebenfalls beleuchtet.

In diesem Kapitel wird eine Methode für die Separierung klopfender und nicht klopfender Verbrennungszyklen in Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzepten aufgezeigt, wobei es zum alleinigen oder kombinierten Auftreten von klingelnder Dieselerverbrennung und/oder Klopfen kommt.

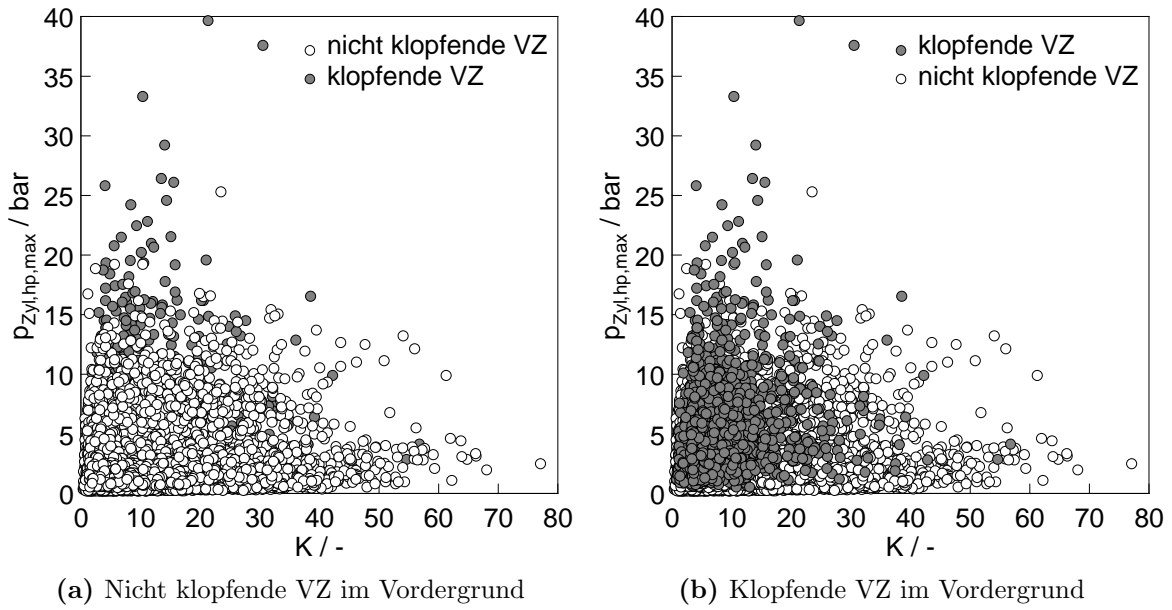
Die subjektive Beurteilung der erhobenen Messdaten gab einen wertvollen Einblick und Hinweise über das Wesen der klingelnden Dieselerverbrennung sowie über die klopfende Verbrennung bei Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Brennverfahren. Alle in diesem Kapitel beschriebenen Untersuchungen wurden anhand des aufgezeichneten Zylinderdrucksignals durchgeführt.

## 4.1 Anwendung des Klopferkennungsalgorithmus für ottomotorische Verbrennung

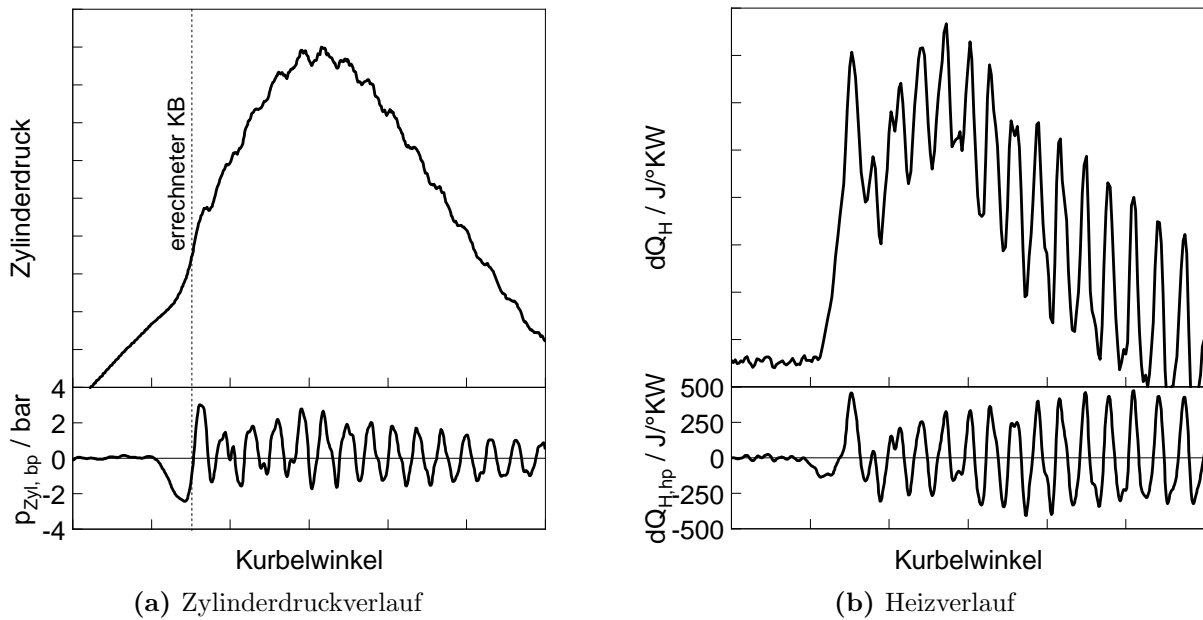
Um zu untersuchen, ob der in Kapitel 2.3.1 im Abschnitt *Klopferkennung bei der ottomotorischen Verbrennung* beschriebene Ansatz auch für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung verwendet werden kann, wurden die subjektiv beurteilten Verbrennungszyklen nach den Gleichungen 2.16, 2.17 und 2.18 ausgewertet. Die Ergebnisse sind in den Abbildungen 4.1a und 4.1b dargestellt, wobei der Energiequotient ( $K$ ) als Abszisse und die Klopfhärte ( $p_{Zyl, hp, max}$ ) als Ordinate aufgetragen wurde. Farblich wurde in nicht klopfende (weiß) und klopfende (grau) Verbrennungszyklen unterscheiden. In Abbildung 4.1a sind die nicht klopfenden und in Abbildung 4.1b die klopfenden Zyklen im Vordergrund dargestellt. Es zeigt sich, dass die klopfenden und nicht klopfenden Verbrennungszyklen in etwa demselben Bereich liegen und das damit eine Trennung über Schwellwerte nicht möglich ist. Der Grund dafür ist, dass der Algorithmus als Klopfgebinn oftmals den Beginn der klingelnden Dieselerverbrennung interpretiert. Ein Beispiel dafür ist in Abbildung 4.2 dargestellt.

Die Oberschwingungen im Hochpass-gefilterten Heizverlauf – verursacht durch die klingelnde Dieselerverbrennung direkt nach dem Brennbeginn – führen zu einer fälschlichen Interpretation dieser als klopfende Verbrennung. Dies ist, wie das Ergebnis zeigt, kein Einzelfall. Abhilfe sollte eine betriebsparameterabhängige Grenzwertkalibrierung bringen, die sich allerdings als sehr aufwendig darstellt und nicht Ziel der Arbeit war. Stichproben diesbezüglich zeigten bereits, dass selbst dieses Vorgehen zu keinem zufriedenstellenden

Ergebnis führte.



**Abbildung 4.1:** Analyse der Messmatrix mit dem am LEC verwendeten Klopfekennungsalgorithmus für Gasmotoren



**Abbildung 4.2:** Beispiel Fehlinterpretation des Klopfbeginns aufgrund klingelnder Dieselerverbrennung

## 4.2 Methode und Formelapparat

Abbildung 4.3 zeigt die Vorgehensweise zur Findung eines geeigneten Klopfkennungsalgorithmus für die Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung.

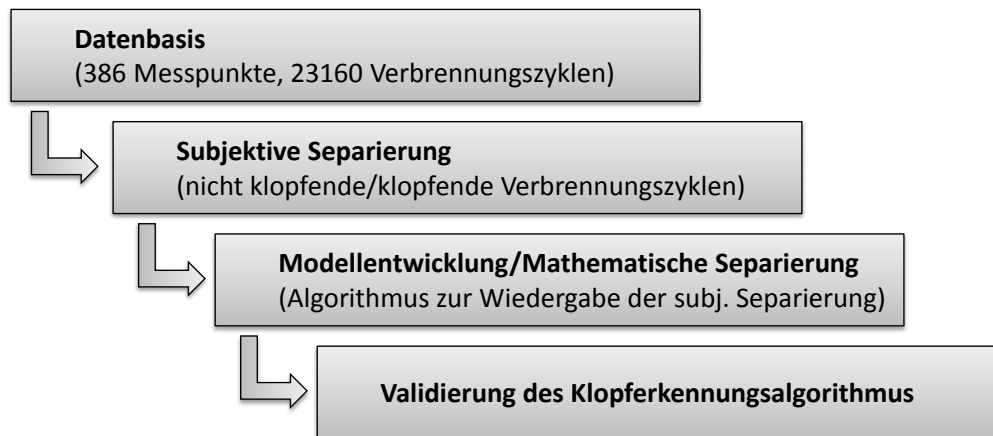


Abbildung 4.3: Überblick Vorgehensweise

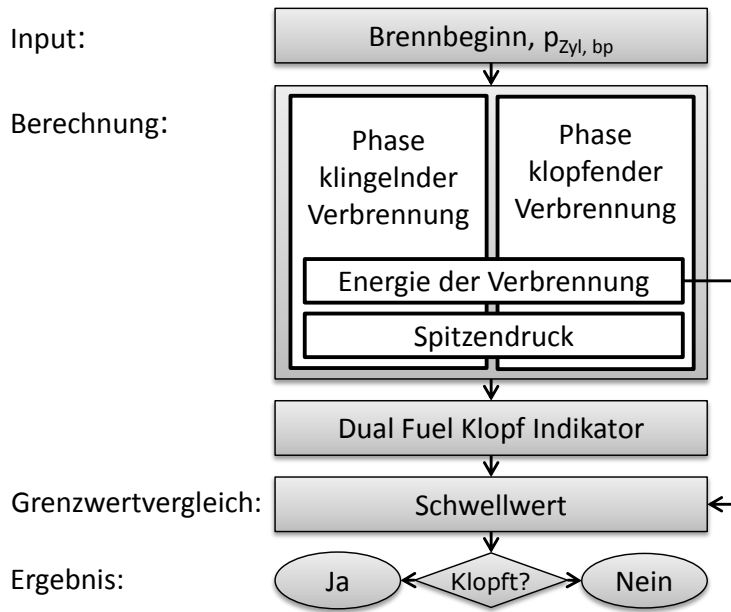
Die Erhebung der Messdatenbasis war Gegenstand von Kapitel 3. Aus der durchgeführten Datensichtung ging hervor, dass Vergleiche der Signale vom Zylinderdrucksensor und dem Beschleunigungssensor keine gute Übereinstimmung bzgl. der Trennung in nicht klopfende und klopfende Verbrennungszyklen lieferten. Die Hoffnung, mit dem Beschleunigungssensorsignal ein Referenzkriterium zur Hand zu haben, musste verworfen werden und in weitere Folge durch eine subjektive Beurteilung – die Separierung in nicht klopfende und klopfende Verbrennungszyklen – erfolgen. Diese Matrix aus subjektiv beurteilten Verbrennungszyklen stellt in weiterer Folge die Referenz für alle kommenden Untersuchungen dar. Dabei wurde für alle klopfenden Verbrennungszyklen gleichzeitig auch der Klopfbeginn bestimmt.

Auf Basis dieser Messdatenmatrix wurde die Entwicklung eines mathematischen Algorithmus zur automatisierten Separierung von nicht klopfenden und klopfenden Verbrennungszyklen vorangetrieben, welche an dieser Stelle ausführlich diskutiert wird.

Auf die Validierung des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus wird später im Detail in Kapitel 5 eingegangen.

Zum Überblick ist der entwickelte Ansatz in Abbildung 4.4 dargestellt und wird anhand des Zylinderdrucksignals erklärt. Die Abfolge der Methode wird in weiterer Folge in Detail beschrieben. Grundsätzlich kann dieser in Input, Berechnung, Grenzwertvergleich und Ergebnis unterteilt werden.

Der gemessene Zylinderdruck wurde in einem ersten Schritt Bandpass-gefiltert. Ein Bandpassfilter wurde gewählt, um hochfrequente Einflüsse aus der Messkette zu unterbinden und um lediglich klopfrelevante Frequenzbereiche zu betrachten (siehe 3.2.2). Dieses Vorgehen stellt weiterhin die Vergleichbarkeit der Methode sicher. Dazu waren die in den Kapiteln 2.2.1 und 2.2.2 beschriebenen Auswertungen und Ergebnisse maßgebend bei der Bestimmung der Grenzen des Bandpassfilters. Der zweite Inputparameter ist der Brennbeginn.



**Abbildung 4.4:** Überblick Klopfekennungsalgorithmus für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren

### Ermittlung des Brennbeginns aus der Motorprozessrechnung

Zur Ermittlung des Brennbeginns zeigt die Abbildung 4.5 die aufgestellte Systemgrenze am System 'Brennraum' sowie die Enthalpien, die dem System zu- oder abgeführt werden. Als zufließende Massen wurden die Frischladung ( $dm_E$ ) und die Kraftstoffmasse ( $dm_B$  oder über den Heizwert des Kraftstoffs die zugeführte Wärmemenge  $dQ_B$ ) berücksichtigt. Als abgeführte Größen wurden der Abgasmassenstrom ( $dm_A$ ), der Leckage ( $dm_{Leck}$ ), die Wandwärme ( $dQ_W$ ) und die abgegebene Arbeit ( $dW$ ) berücksichtigt.

Nun kann das System mithilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik (siehe Gleichung 4.1) für offene Systeme, der Zustandsgleichung (4.2) und der Massenbilanz (4.3) vollständig beschrieben werden.

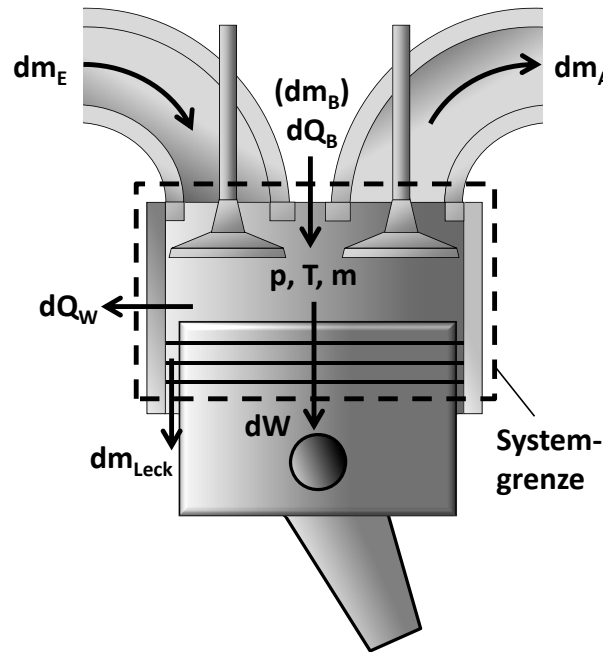
$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{m_E}{d\varphi} - h_A \frac{m_A}{d\varphi} - h_{Leck} \frac{m_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (4.1)$$

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (4.2)$$

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (4.3)$$

Dabei ist  $p$  der gemessene Zylinderdruck und  $V$  das Volumen, errechnet aus den Geometriedaten der betrachteten Motorkonfiguration. Mit den Randbedingungen aus der Nie-





**Abbildung 4.5:** Energiebilanz am Zylinder und am Kolben [64]

derdruckindizierung sind die Bedingungen zum Einlassschluss definiert.

Die in das System einströmenden Massen sind Messergebnisse der Untersuchungen. Jedoch kann die Massenmessung nicht zyklus aufgelöst erfolgen, weshalb an dieser Stelle der Mittelwert des Messpunktes konstant für alle 60 Zyklen vorgegeben wird. Dem Brennraum wird somit über die Frischladung und über den Abgasmassenstrom eine gewisse Enthalpie zu- bzw. abgeführt. Zusätzlich geht dem System Brennraum durch die Leckage ein Teil seiner Energie verloren. Hier wurde die Annahme von 1 % vom Gesamtmassenstrom getroffen.

Durch die Verknüpfung aller drei Gleichungen kann schließlich der Brennverlauf berechnet werden. Betrachtet man in weiterer Folge lediglich die Hochdruckphase, das heißt vom Einlassschluss bis zum Öffnen des Auslasses, können unter dieser Annahme Vereinfachungen getroffen werden.

Als Brennbeginn in dieser Arbeit wurde jener Zeitschritt definiert, bei dem 1 % der gesamten eingebrachten Kraftstoffenergie umgesetzt ist.

Die thermodynamische Einpassung ist ein wichtiger Aspekt bei der Analyse aufgezeichneter Zylinderdruckverläufe. Zwar wird die Druckkurve vom Indiziersystem thermodynamisch mit konstanten Polytropenexponenten eingepasst, dennoch wurde im Zuge der Motorprozessrechnung eine thermodynamische Einpassung mit variablem Polytropenexponenten durchgeführt. Die Einpassung kann nur in einem Intervall erfolgen, wenn die Ventile geschlossen sind und keine Verbrennung stattfindet. Dieser Zustand ist lediglich vom Einlassschluss bis zum Zündzeitpunkt gegeben.

Aus dem errechneten Brennverlauf kann unter der Annahme konstanter Wandtemperaturen laut Gleichung 4.4 der Heizverlauf berechnet werden. Dieser setzt sich aus der über den Kraftstoff zugeführten Wärme abzüglich der über die Brennraumwandungen abge-

fürten Wandwärme zusammen.

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} \quad (4.4)$$

Dabei wurde die abgeführte Wandwärme mithilfe des Newton'schen Ansatzes (siehe Gleichung 4.5) berechnet [33]. Für den Wandwärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_W$  wurde der Ansatz von Woschni/Huber verwendet. Weitere Annahmen wurden bzgl. der Wandtemperaturen ( $T_{W,i}$ ) – der Feuerplatte, des Kolbens und der Zylinderbuchse – getroffen. Die entsprechenden Wandflächen ( $A_{W,i}$ ) errechnen sich wiederum aus der Geometrie des untersuchten Motors.

$$d\dot{Q}_W = \alpha_W(\varphi) \cdot \sum_i \cdot A_{W,i}(\varphi) \cdot (T(\varphi) - T_{W,i}) \quad (4.5)$$

## Berechnungsalgorithmus

Die Anwendung bestehender Klopferecknungsalgorithmen, wie sie in Kapitel 2.3 beschrieben wurden, zeigen mangels ihrer Definition keine Möglichkeit zur Unterscheidung zwischen klingelnder Dieselerbrennung und klopfender Verbrennung. Somit lag eine Prämisse für die Entwicklung eines Algorithmus mit Fokus auf Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung, diese Unterscheidung zu realisieren. Die Kapitel 2.2.1 und 2.2.2 widmeten sich der Identifikation der Frequenzspektren. Beide Verbrennungsanomalien regen dieselben Eigenmoden des Brennraums an, sodass dies nicht als Mittel zur Unterscheidung zwischen klingelnder Dieselerbrennung und klopfender Verbrennung dienen kann, da sich Überschneidungen in den einzelnen Frequenzbereichen ergeben.

Aus diesem Grund wurde der Verbrennungsprozess in zwei Phasen unterteilt (siehe Abbildung 4.4). Die erste Phase ist jener Teil der Verbrennung, in dem ausschließlich die klingelnde Dieselerbrennung auftritt bzw. initialisiert wird, wenn die entsprechenden Randbedingungen dafür gegeben sind. In der zweiten Phase kann die klopfende Verbrennung allein oder in Überlagerung mit den Ausläufern der klingelnden Dieselerbrennung auftreten. Dabei sind wichtige Themen der dynamische Berechnungsbeginn sowie die initiale Abstimmung der Phasenlänge, auf welche im Anschluss an dieses Kapitel explizit eingegangen wird.

Um nun eine Unterscheidung treffen zu können, welche Kombination an Verbrennungsanomalien im betrachteten Verbrennungsprozess auftritt, wird in beiden Verbrennungsphasen die Energie des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals sowie der korrespondierende Spitzendruck des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals ermittelt. Dieses Vorgehen bringt den entscheidenden Vorteil der Methode zum Vorschein. Auf diese Weise erfolgt eine entsprechende Bewertung des Verbrennungsprozesses hinsichtlich klingelnder Dieselerbrennung und klopfender Verbrennung.

Anhand des in Abbildung 4.6 gezeigten Verbrennungszyklus, welcher eine ausgeprägte klingelnde Dieselverbrennung sowie eine stark klopfende Verbrennung zeigt, wird die Methode eingeführt und im Detail diskutiert. Für den Zylinderdruck, den Bandpass-gefilterten Zylinderdruck ( $p_{Zyl, bp}$ ) und die Signalenergie sind die einzelnen Berechnungsphasen farblich unterschieden. Die erste Phase ist in orange und die zweite Phase in blau dargestellt.

Die Berechnung der mittleren Signalenergie, resultierend aus den Oberschwingungen des Zylinderdruckverlaufs wurde in Anlehnung an AEPO (Average Energy of Pressure Oscillations) durchgeführt. Die Energie der ersten Phase wurde als DISE (Diesel-Initiierte-Signal-Energie) definiert und wird nunmehr so bezeichnet.

Die mathematische Definition von DISE ist durch die Gleichung 4.6 gegeben. Die klingelnde Dieselverbrennung wird unmittelbar nach dem Brennbeginn (BB) initialisiert. Das Intervall ( $\Delta\varphi$ ) der ersten Berechnungsphase wurde mit Bedacht so gewählt, dass klopfende Verbrennung nicht auftritt und gegebenenfalls das Resultat der Auswertung verfälscht. Hier erfolgt eine eindeutige zeitliche Zuordnung gemäß den Integrationsgrenzen [BB, BB+ $\Delta\varphi$ ].

$$DISE = \frac{1}{\Delta\varphi} \int_{BB}^{BB+\Delta\varphi} p_{Zyl, bp}^2 d\varphi \quad (4.6)$$

Die Berechnung der Signalenergie der zweiten Phase fügt sich der ersten nahtlos an und ist zeitlich jener Teil des Verbrennungsprozesses, in dem eine klopfende Verbrennung vorzufinden wäre. Die Berechnung erfolgt laut Gleichung 4.7 analog zu DISE. Für eine klare Abgrenzung von der ersten Berechnungsphase wird an dieser Stelle KISE (Klopf-Initiierte-Signal-Energie) eingeführt. Auch hier erfolgt die eindeutige zeitliche Zuordnung durch Integrationsgrenzen [BB+ $\Delta\varphi$ , BB+2 $\Delta\varphi$ ].

$$KISE = \frac{1}{\Delta\varphi} \int_{BB+\Delta\varphi}^{BB+2\Delta\varphi} p_{Zyl, bp}^2 d\varphi \quad (4.7)$$

Mit dem Brennbeginn startet die Berechnung der Signalenergie des betrachteten Verbrennungszyklus. Das untere Diagramm der Abbildung 4.6 zeigt die einzelnen Schritte zur Berechnung der mittleren Signalenergie. Neben dem quadrierten Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignal ist auch das daraus resultierende Integral dargestellt, woraus sich schlussendlich der Mittelwert der Signalenergie ergibt.

Dem Zylinderdruck oder Bandpass-gefilterten Zylinderdruck kann entnommen werden, dass die zweite Berechnungsphase merklich vor dem Einsetzen der klopfenden Verbrennung beginnt. Außerdem zeigt sich ein Fortpflanzen der klingelnden Dieselverbrennung in der zweiten Berechnungsphase mit einer Überlagerung dieser durch das Einsetzen einer klopfenden Verbrennung in selbiger.

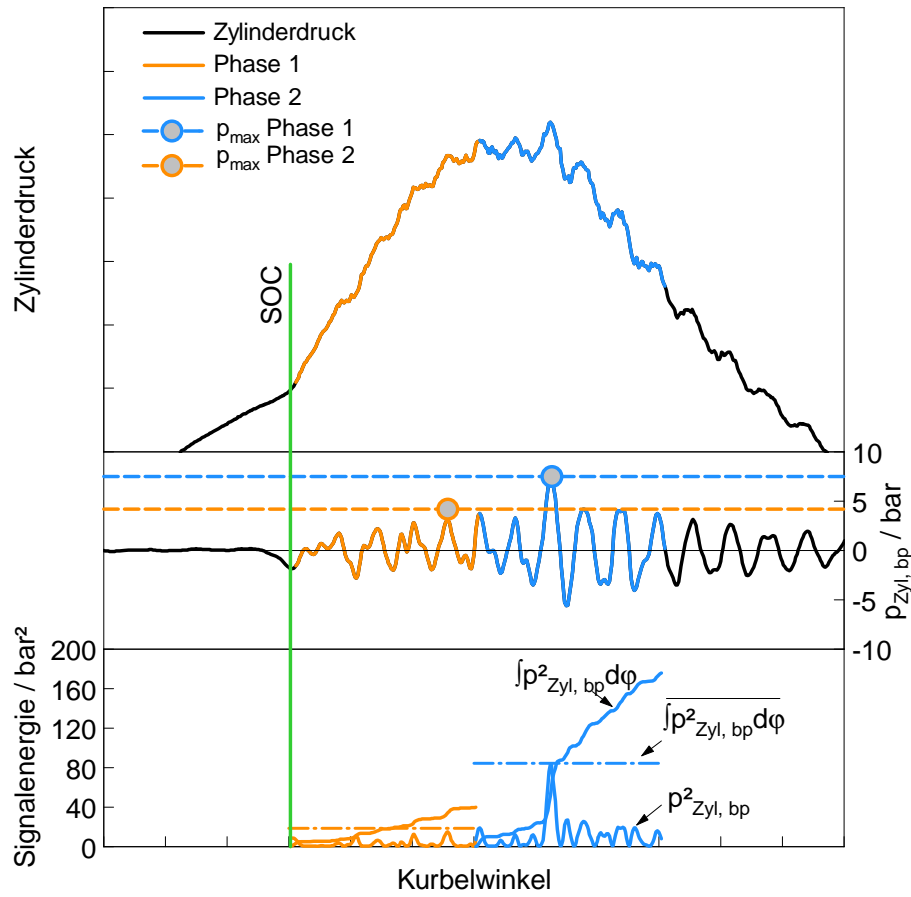


Abbildung 4.6: Beispiel Berechnungsphasen

Die Höhe der Signalenergie der ersten Berechnungsphase spiegelt die Intensität der klingelnden Dieselverbrennung wider. Für den direkten Vergleich der Signalenergien beider Phasen wird nicht die laufende Signalenergie berechnet, sondern jede Phase mit beginnt mit null.

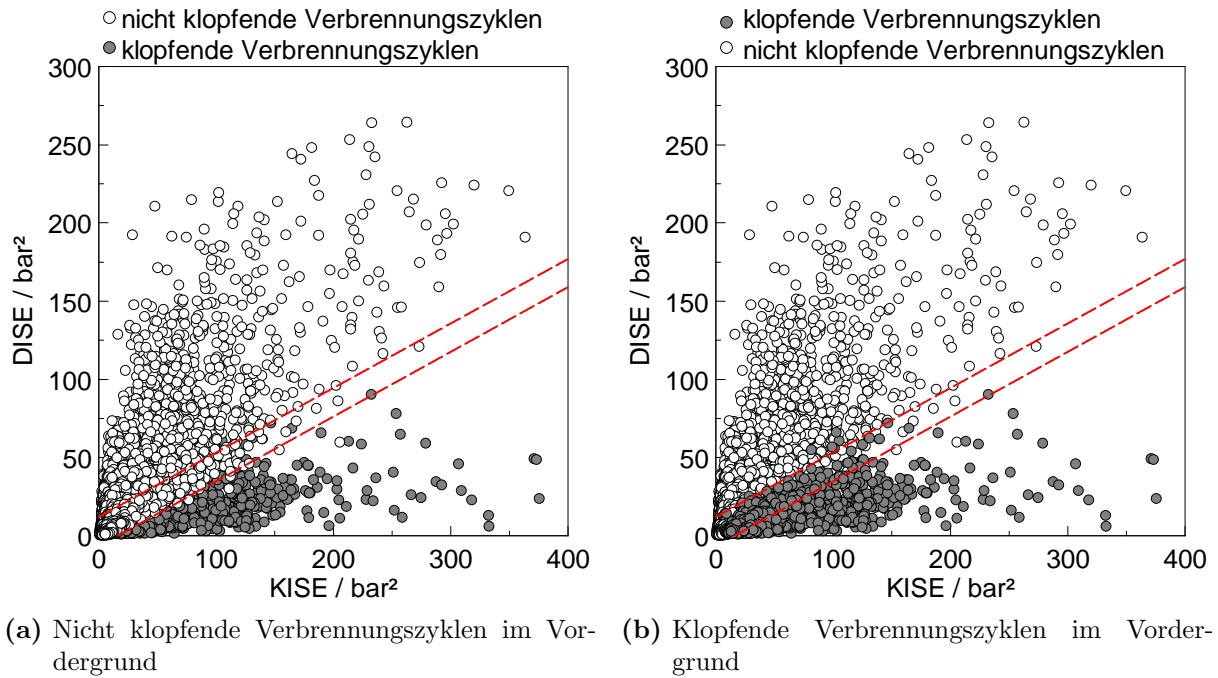
Die errechneten mittleren Signalenergien werden in weiterer Folge untereinander verglichen – siehe Gleichung 4.8. Hintergrund dieser Betrachtung ist das Auftreten erhöhter Signalenergie der zweiten Phase im Fall einer klopfenden Verbrennung, verglichen zur ersten Phase durch Überlagerungen. Die möglichen Kombinationen regulärer und irregulärer Verbrennung während eines Verbrennungsprozesses führten aufgrund von Plausibilitätsgründen zur Einführung eines Faktors zum dimensionslosen Vergleich der beiden Signalenergien, siehe SEF – Signal-Energie-Faktor.

$$SEF = \frac{KISE}{DISE} \quad (4.8)$$

Aufgrund der Definition muss beim Auftreten einer klopfenden Verbrennung mit oder ohne klingelnder Dieselverbrennung das Ergebnis dieses Faktors größer eins ( $SEF > 1$ ) sein. Dabei zeigen stark klopfende Verbrennungszyklen Werte, die viel größer eins ( $SEF \gg 1$ )

sind.

Die Abbildung 4.7 zeigt die Gegenüberstellung der Signalenergien beider Berechnungsphasen. Beide Abbildungen beinhalten dieselben Daten, nur sind links die nicht klopfenden Verbrennungszyklen und rechts die klopfenden Verbrennungszyklen im Vordergrund dargestellt. Diese Darstellung macht den Überschneidungsbereich (rot strichlierte Linien) sichtbar und lässt Aussagen über die Sensibilität zu.



**Abbildung 4.7:** Darstellung DISE gegenüber KISE

Untersuchungen mit diesem Ansatz zeigten bereits gute Ergebnisse in der Unterscheidung zwischen nicht klopfenden und klopfenden Verbrennungszyklen verglichen zu Abbildung 4.1. Auffällig an dieser Stelle war, dass gerade an der Klopfgrenze Unstimmigkeiten bzgl. der Eindeutigkeit auftraten. Dies konnte auf die Sensitivität des Ansatzes durch das Auftreten klingelnder Dieselerbrennung zurückgeführt werden. Deshalb wurde in einem nächsten Schritt versucht, die Sensibilität des Klopfekennungsalgorithmus zu steigern. Zur weiteren Sensibilisierung der Klopfekennungsmethode wurden auch die maximalen Druckamplituden des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals ermittelt (siehe Gleichungen 4.9 und 4.10) und miteinander verglichen.

$$p_{max,Phase1} = \max(p_{Zyl,bp}^{BB+\Delta\varphi}) \quad (4.9)$$

$$p_{max,Phase2} = \max(p_{Zyl,bp}^{BB+2\Delta\varphi}) \quad (4.10)$$

Der Hintergrund dieser Betrachtungen liegt wiederum darin, dass sich einerseits bei der bloßen Anwesenheit klopfender Verbrennung sowie bei der Überlagerung von klingelnder

Dieselve Verbrennung und klopfender Verbrennung Unterschiede in der maximalen Amplitude zwischen der ersten und zweiten Phase ergeben.

Somit führen wieder die möglichen Kombinationen aus regulärer und irregulärer Verbrennung während eines Verbrennungsprozesses – aufgrund von Plausibilitätsgründen zur Einführung eines zweiten Faktors – zum dimensionslosen Vergleich der beiden maximalen Druckamplituden. Der Vergleich findet in derselben Art und Weise wie bei den Signalenergien statt (siehe Gleichung 4.11) und liefert ein ähnliches Ergebnis.

$$PPF = \frac{p_{max,Phase2}}{p_{max,Phase1}} \quad (4.11)$$

So zeigen Verbrennungszyklen frei von jeglichen Verbrennungsanomalien aufgrund minimaler Signalenergien in beiden Phasen Werte nahe eins ( $PPF \approx 1$ ). Dahingegen ergeben sich für Verbrennungszyklen mit klingelnder Dieselve Verbrennung ohne Klopfen ebenfalls Werte um eins ( $PPF \approx 1$ ), da dies wie in den Abbildungen 2.1, 2.2, 2.3 und 2.4 gezeigt, abhängig vom Verlauf der klingelnden Dieselve Verbrennung. Kommt es nun bei den zuvor beschriebenen zwei Fällen zu Überlagerungen mit klopfender Verbrennung, dann ergeben sich gestaffelt nach der Klopfhärte hier Werte deutlich über eins ( $PPF \gg 1$ ). Durch den gewählten Ansatz steht eine weitere dimensionslose Kenngröße zur Verfügung, die entscheidend zum Erfolg der entwickelten Methode beiträgt.

### Dual-Fuel-Klopf-Indikator

Um nun die Sensitivität der Klopferkennung zu steigern, wurden die beiden diskutierten Größen (SEF und PPF) zu einer dimensionslosen Kennzahl, dem DFKI (Dual-Fuel-Klopf-Indikator) gemäß der Gleichung 4.12 kombiniert.

$$DFKI = SEF \cdot PPF \quad (4.12)$$

Die Dimensionslosigkeit wurde bereits mehrfach angesprochen. Untersuchungen belegen, dass gerade dieses Vorgehen den entscheidenden Vorteil in Bezug auf die Kalibrierung benötigter Grenzwerte zur eindeutigen Unterscheidung zwischen nicht klopfenden und klopfenden Verbrennungszyklen bringt. So ist diese, neben der Trennung des Verbrennungsprozesses in zwei Phasen, der zweite Eckpfeiler für den Erfolg der entwickelten Methode.

Die errechnete Größe DFKI wird im Anschluss mit kalibrierten Schwellwerten verglichen. So wird entschieden, ob der betrachtete Verbrennungszyklus klopft oder nicht. Im Laufe der Untersuchungen wurde festgestellt, dass die Genauigkeit der Methode weiter erhöht werden kann, wenn die Signalenergie der zweiten Berechnungsphase gegen einen zweiten Grenzwert verglichen wird.

Eine ausführliche Beschreibung ist in Kapitel 4.5 zu finden. Das Übertreten beider Grenz-

werte deklariert den betrachteten Verbrennungszyklus als klopfend.

### 4.3 Dynamik der Methode

Die Unterteilung des Verbrennungsprozesses in zwei Phasen zur Beurteilung klingelnder Dieselerverbrennung sowie etwaiger klopfender Verbrennung bedingt eine möglichst genaue Zuordnung dieser Phasen im betrachteten Verbrennungsprozess.

Auch im stationären Motorbetrieb gleicht kein Verbrennungszyklus dem anderen (siehe Abbildung 2.17). Dies ist auf Zyklusschwankungen unterschiedlicher Größen, sei es dem Turbulenzfeld, der Kraftstoff- oder Restgasverteilung im Brennraum aber auch der räumlichen Fluktuation des Brennbeginns etc., geschuldet. Eine starre Festsetzung von Bereichen, in denen die klingelnde Dieselerverbrennung bzw. die klopfende Verbrennung stattfindet, ist aus Gründen von Überschneidungen nicht möglich und führte zu nicht verwertbaren Ergebnissen.

Die Unterteilung des Verbrennungsprozesses in gleich große Bereiche bedingt den Berechnungsbeginn dynamisch, angepasst an den jeweiligen Verbrennungsprozess, zu gestalten, um folgerichtig die Verschiebung der Verbrennung aufgrund sich ändernder Einspritzbeginne, Luftverhältnisse, Gemischtemperaturen und Methanzahlen (Zündverzug) auszugleichen.

Eine Größe, die sich durch die zuvor genannten Parameter zyklisch leicht ändert, ist der Brennbeginn. Die Bestimmung des Brennbeginns war bereits Gegenstand dieses Kapitels und wurde ausführlich diskutiert. Es wurde jedoch festgestellt, dass sich innerhalb eines Messpunktes nur Schwankungsbreiten von  $\pm 1$  °KW bemerkbar machen. Dies gilt nicht als generelle Aussage, sondern bezieht sich für auf das betrachtete Verbrennungskonzept  $\lambda \leq 1.7$ , also auf einen sehr stabilen Motorlauf. Während sich die Unterschiede im Brennbeginn innerhalb eines stabilen Messpunktes als sehr klein erwiesen, war es Gegenstand weiterer Untersuchungen, anhand von Messdaten herauszufinden, ob unter der Betrachtung aller Messdaten ein statisches Berechnungsfenster herangezogen werden kann.

Betriebsparametervariationen führen zwangsläufig zu Lageunterschieden der Verbrennung. Abbildung 4.8 zeigt den Mittelzyklus von drei Messpunkten unter gleichen Randbedingungen, aber zu unterschiedlichen Einspritzzeitpunkten (SB). Die Last ( $p_i$ ) wurde konstant gehalten und bei Änderung des Einspritzbeginns durch den Ladedruck korrigiert.

Ausgehend von einem Basis-Einspritzbeginn wurde dieser um 4 °KW bzw. 8 °KW Richtung spät verschoben. Dies macht im Mittel eine Verschiebung des Brennbeginns (BB) um 2 °KW bzw. 4 °KW bezogen auf den Brennbeginn des Basispunktes aus. Aus Gründen der Übersichtlichkeit ist lediglich die Schwerpunktlage der Verbrennung angegeben. Hier zeigt sich, dem Einspritzbeginn entsprechend, ein Lageunterschied von 4 °KW bzw. 8 °KW bezogen auf die Schwerpunktlage des Basismesspunktes.

Es ist davon auszugehen, dass eine Verschiebung der Lage des Einspritzbeginns sowie die Änderung anderer Betriebsparameter, welche die Lage beeinflussen, den oben angeführten linearen Zusammenhang im Brennbeginn zeigen.

Aus diesem Grund wurde für alle weiteren Untersuchungen als Berechnungsbeginn für die Auswertungen der Signalenergie und der maximalen Druckamplituden des Bandpassgefilterten Zylinderdruckverlaufs der Brennbeginn des betrachteten Zyklus gewählt. An

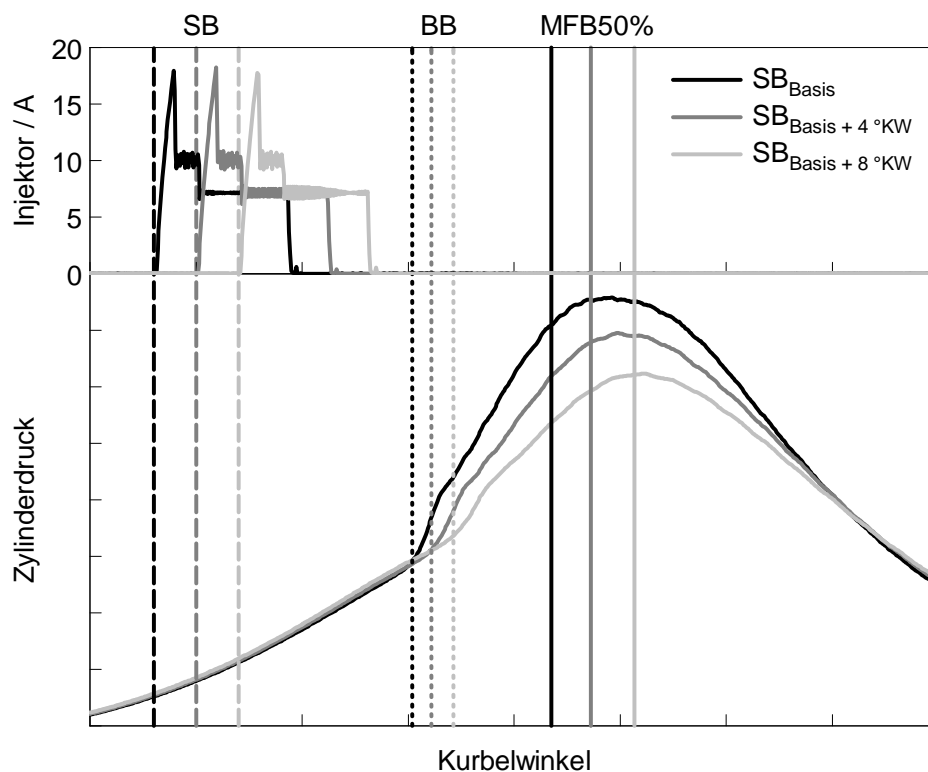


Abbildung 4.8: Spritzbeginnvariation

dieser Stelle sei erneut erwähnt, dass als Brennbeginn per Definition jener Zeitpunkt gewählt wurde, bei dem 1 % der in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffmasse umgesetzt ist.

## 4.4 Abstimmung der Berechnungsphasen

Die Unterteilung des motorischen Verbrennungsprozesses in zwei Phasen ist das Wesen der entwickelten Methode. Im vorangegangenen Abschnitt wurde die Vorgehensweise zur Findung des Berechnungsbeginns diskutiert. Auch konnte den bisherigen Ausführungen entnommen werden, dass in der ersten Phase ausschließlich das Auftreten klingelnder Dieselverbrennung zu erwarten ist. Demgegenüber können in der zweiten Phase die Ausläufer der klingelnden Dieselverbrennung, aber auch alleinig die klopfende Verbrennung oder – in Überlagerung mit den Ausläufern der klingelnden Dieselverbrennung – die klopfende Verbrennung auftreten.

Ein wichtiger Aspekt, der bei der Definition der Phasenlänge zu berücksichtigen war, liegt darin, die Vergleichbarkeit innerhalb der Datenbasis, aber auch bei der Anwendung auf andere Verbrennungskonzepte, zu wahren. Darum ist es unabdingbar, die Phasenlänge innerhalb einer Motorkonfiguration konstant zu halten. Dennoch ist die Phasenlänge kein feststehender Modellparameter des Klopferkennungsalgorithmus, sondern bedarf, gemäß der Motorkonfiguration, der Abstimmung. Diese Abstimmung wird folgend, anhand der Abbildungen 4.9 – 4.11, beschrieben.



Für die Abstimmung bedarf es einer reduzierten Datenbasis. In diesem Fall wurde zwar die gesamte aufgezeichnete Datenbasis aus Plausibilitätsgründen untersucht, da zu Anbeginn noch keine Erfahrungen mit dieser Thematik bestanden. Beispielhaft sei das Vorgehen anhand einer Einspritzbeginn/Lambda-Variation (siehe Abbildung 4.9) sowie an einer Einlasstemperatur-Variation (siehe Abbildung 4.10) demonstriert.

In Abbildung 4.9 sind über den aneinandergereihten Verbrennungszyklen dem Verbrennungsfortschritt folgend (von unten begonnen), der jeweilige Einspritzbeginn von spät nach früh, wobei sich die einzelnen Stufen um  $2\text{ }^{\circ}\text{KW}$  unterscheiden, aufgetragen. Dann folgt der Brennbeginn, wobei der Zündverzug – die zeitliche Differenz zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn – separat im oberen Diagramm der Abbildung dargestellt ist. Im Fall klopfender Verbrennung ist der jeweilige Klopfbeginn aufgetragen. Der Morphologie der einzelnen Messreihen geschuldet, ergeben sich wolkenartige Bereiche in den Abbildungen (4.9 und 4.10). Bei der Messkampagne der Abbildung 4.9 handelt es sich innerhalb der einzelnen Messreihen um eine Lambda-Variation, wobei der Zündverzug selbst bei fetter werdenden Luftverhältnisses innerhalb des konstant gewählten Einspritzzeitpunktes nahezu konstant bleibt.

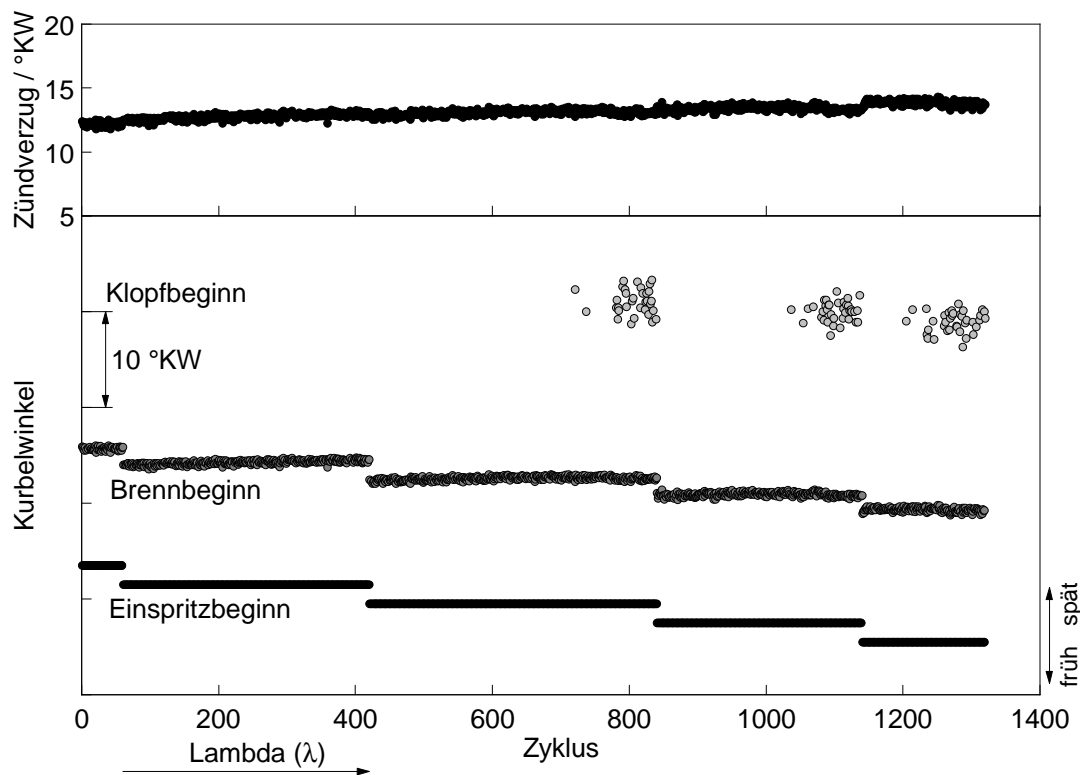


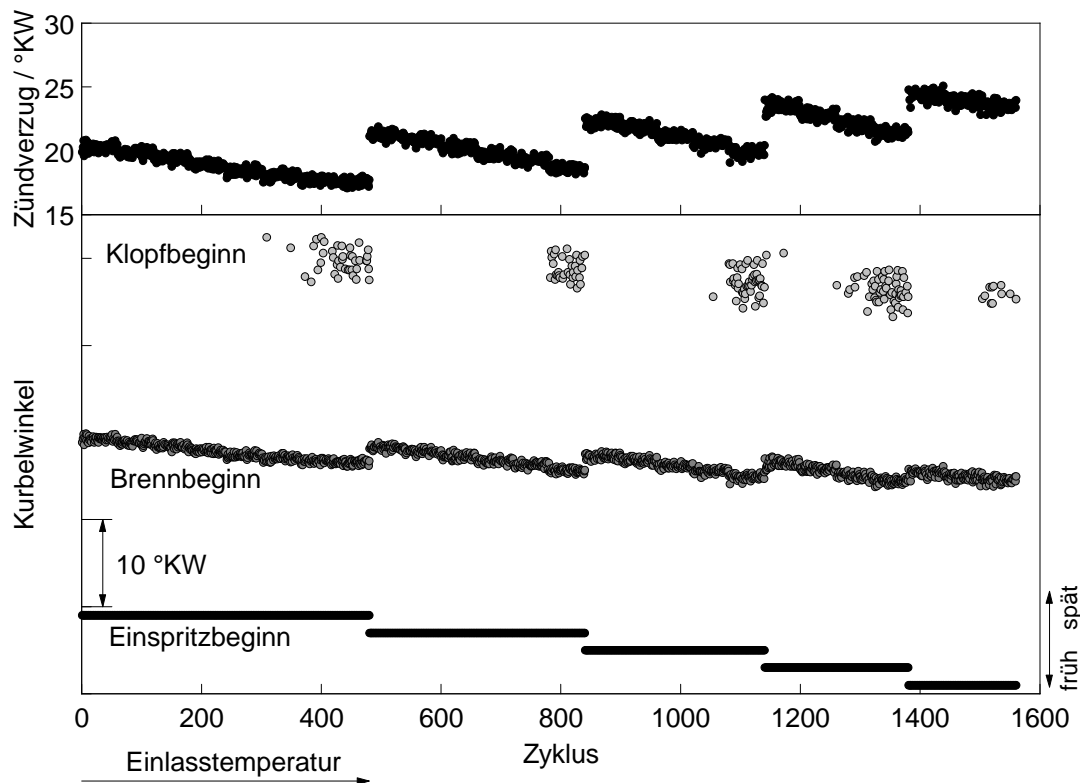
Abbildung 4.9: Klopfbeginn – Lambda-Variation

Ersichtlich ist die parallele Verschiebung von Brenn- und Klopfbeginn ausgehend vom gewählten Einspritzbeginn. Der Brenn- und Klopfbeginn zeigt einen linearen Zusammenhang und der Klopfbeginn fluktuiert nur wenige Grad Kurbelwinkel.

In Kapitel 3.3.3 wurde erwähnt, dass eine klopfende Verbrennung durch das Absenken des Luftverhältnisses oder durch den Anstieg der Gemischtemperatur provoziert wurde. Somit

begünstigt eine fettere Zylinderladung bzw. steigende Gemischtemperatur die klopfende Verbrennung. Dem kann nur durch eine Verschiebung des Einspritzbeginns zu späteren Lagen begegnet werden.

Abbildung 4.10 zeigt eine Einlasstemperatur-Variation. Anstelle von Lambda wurde hier die Einlasstemperatur bei sonst konstanten Betriebsparametern beginnend bei 45 °C sukzessive bis zum Erreichen der Klopfgrenze bzw. bis zu einer deutlich klopfenden Verbrennung erhöht. Die Darstellung gleicht der vorangegangenen Lambda-Variation und im direkten Vergleich besitzen die gemachten Aussagen zur Abbildung 4.9 bei dieser Messkampagne ebenso ihre Gültigkeit, wobei der Zündverzug hier deutlich durch die Gemischtemperatur beeinflusst wird.

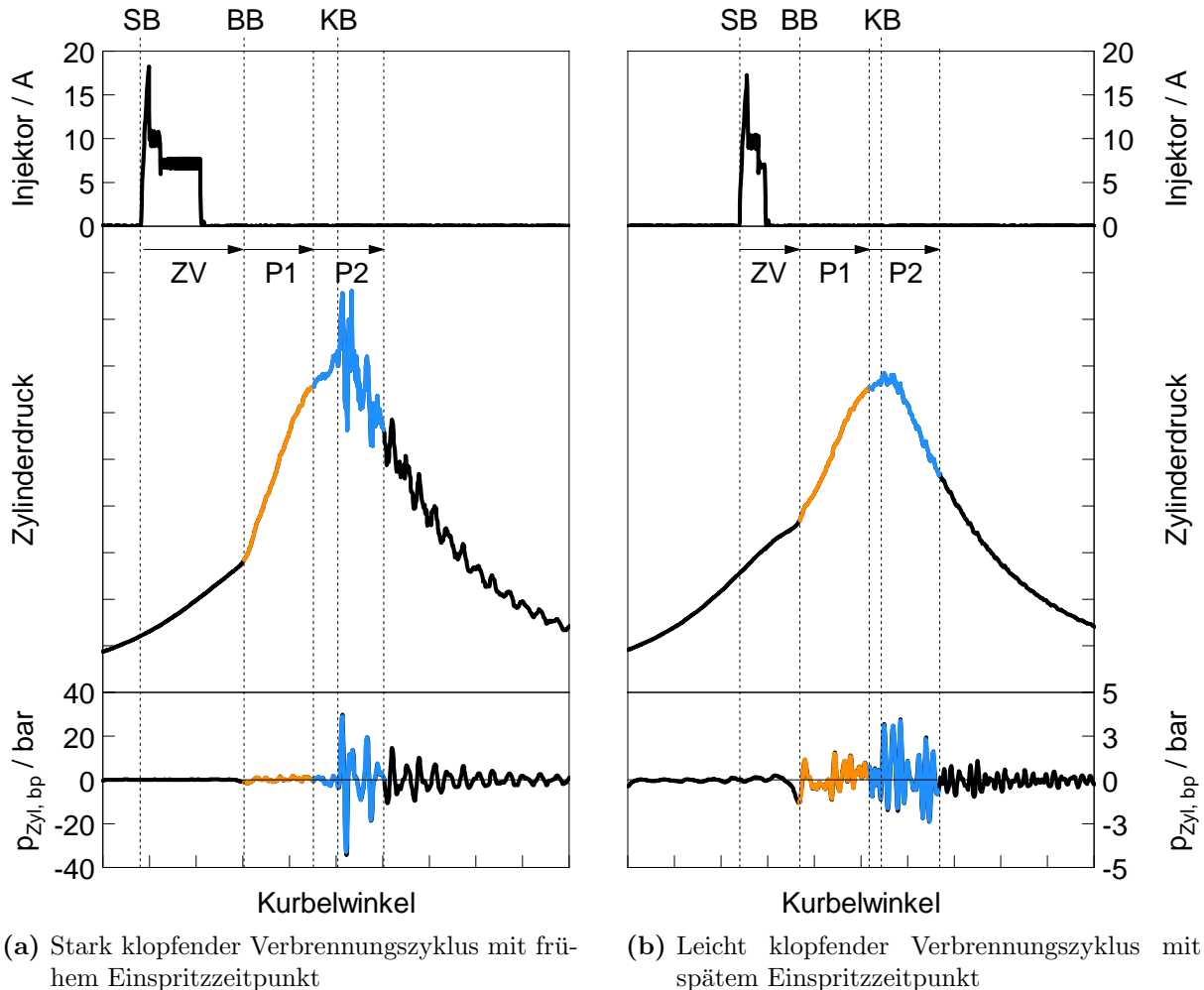


**Abbildung 4.10:** Klopfbeginn – Einlasstemperatur-Variation

Von den ebenfalls untersuchten Betriebsparametern – indizierter Mitteldruck, Methanzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Einspritzdruck und Menge des eingespritzten Dieseldieselkraftstoffs – zeigten alle einen Einfluss auf die klopfende Verbrennung. Jedoch war stets ein konstanter Zusammenhang zwischen Einspritzbeginn, Brenn- und Klopfbeginn zu verzeichnen. Diese Beobachtung war die Rechtfertigung für die Verwendung fester Berechnungsphasen innerhalb der betrachteten Datenbasis.

Basierend auf den oben beschriebenen Betrachtungen wurden einzelne Verbrennungszyklen im Detail analysiert. Mit Abbildung 4.11 wird anhand zweier Verbrennungszyklen die Gültigkeit dieses Vorgehens erläutert. Ebenfalls kann dies als kompakte Form des Abstimm-

mungsprozesses – der Länge der Berechnungsphasen – gedeutet werden. Hierfür sollten aber immer mehrere Verbrennungszyklen betrachtet werden, um einen repräsentativen Überblick zu bekommen.



**Abbildung 4.11:** Abstimmung der Berechnungsphasen (SB – Spritzbeginn, BB – Brennbeginn, ZV – Zündverzug, KB – Klopfbeginn, P1 – Berechnungsphase 1, P2 – Berechnungsphase 2)

Dargestellt sind zwei klopfende Verbrennungszyklen. Hierfür wurden Grenzbereiche hinsichtlich des Einspritzbeginns betrachtet. Auf der linken Seite sieht man einen Verbrennungszyklus, der aufgrund seiner sehr frühen Lage und seines fetten Betriebs eine sehr ausgeprägte klopfende Verbrennung zeigt. Auf der anderen Seite ist ein Verbrennungszyklus mit spätem Einspritzbeginn, welcher auf der Klopfgrenze liegt und so leichtes Klopfen zeigt dargestellt. Hintergrund für die Wahl des Verbrennungszyklus der Abbildung 4.11a war zu beurteilen, wie stark der Klopfbeginn in dem gesetzten Berechnungsfenster wandert. Es wurde eher davon ausgegangen, dass stark klopfende Verbrennungszyklen näher am Phasenübergang (Phase 1/Phase 2) zu liegen kommen. Die einschlägigen Untersuchungen ergaben jedoch ein anderes Bild. In allen Fällen klopfender Verbrennung lag der Klopfbeginn einige Grad Kurbelwinkel nach dem Phasenbeginn der zweiten Phase.

Anders wurde davon ausgegangen, dass der Klopfbeginn des schwach klopfenden Verbrennungszyklus der Abbildung 4.11b weiter vom Phasenübergang entfernt liegt. Dies bestätigte sich jedoch nicht. In dieser Abbildung sind für jeden Verbrennungszyklus das Bestromungssignal des Injektors, der Zylinderdruckverlauf und der Bandpass-gefilterte Zylinderdruckverlauf gezeigt. Weiterhin sind die relevanten Zeitschritte des Verbrennungsfortschritts angegeben. Neben dem Einspritzbeginn (SB), Brennbeginn (BB), Zündverzug (ZV) und Klopfbeginn (KB) ist ferner die Einteilung in die Berechnungsphasen vorgenommen worden. Zur leichteren Zuordnung sind außerdem die entsprechenden Abschnitte des Zylinderdruck- und Bandpass-gefilterten Zylinderdruckverlaufs farblich hervorgehoben. Durch die dynamische Gestaltung des Rechenbeginns zeigen beide Fälle eine eindeutige Zuordenbarkeit der klopfenden Verbrennung zur zweiten Berechnungsphase. In diesem Sinne wurden auch klopfende Verbrennungszyklen in Überlagerung mit klingelnder Dieselerbrennung begutachtet.

Das Ergebnis dieser Untersuchungen ist die statische Unterteilung des Verbrennungsprozesses in zwei Bereiche mit jeweils 15 °KW Größe – wobei deren Lage vom Brennbeginn abhängig ist. Diese Aussage besitzt Gültigkeit für den betrachteten Motor und bedarf aber der Verifikation für den jeweils betrachteten Motor.

## 4.5 Grenzwertkalibrierung

Einer der wichtigsten Aspekte bei der Erstellung oder Anpassung bestehender Klopferkennungsalgorithmen ist die Grenzwertabstimmung. Dies ist deshalb so wichtig, weil über den Grenzwert direkt definiert wird, bis zu welcher Schwelle eine klopfende Verbrennung zulässig bzw. nicht mehr vertretbar ist. In diesem Kapitel wird explizit auf die Findung der Grenzwerte sowie auf einige Beispiele aus den Beobachtungen eingegangen.

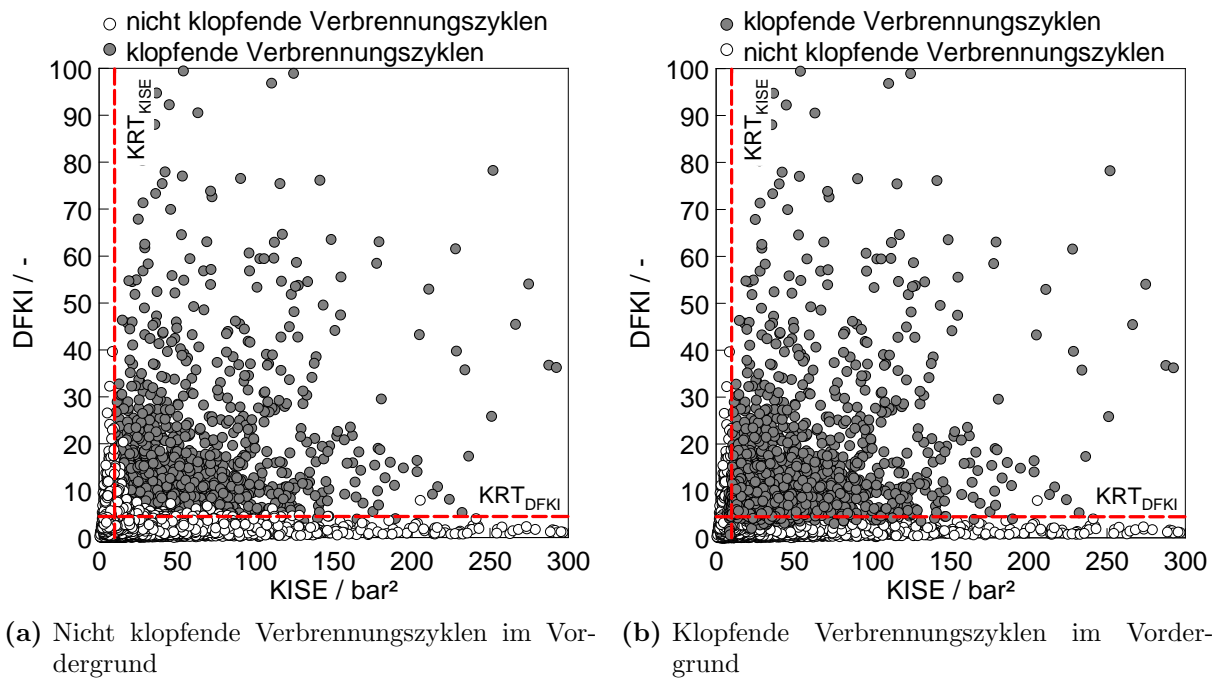
### 4.5.1 Überlagerung von subjektiver und mathematischer Auswertematrix

Am Anfang dieses Kapitels wurde auf den Mangel an einem Referenzkriterium zur Bestimmung klopfender Verbrennungszyklen und auf die daraus resultierende subjektive Separierung als Mittel der Wahl eingegangen. Anhand dieser Datenbasis wurde der vorgestellte mathematische Ansatz zur automatisierten Separierung der Messdaten erstellt. Somit stehen die Ergebnisse der subjektiven sowie der mathematischen Separierung zur Verfügung. Ebenfalls wird in diesem Abschnitt darauf eingegangen, welcher Grad der Übereinstimmung mit dem gewählten Ansatz erreicht werden konnte.

Insgesamt beinhaltet die aufgezeichnete Datenbasis 23.160 Verbrennungszyklen, welche bereits in der Abbildung 4.7 dargestellt wurden. Aus der subjektiven Separierung ging hervor, dass von der gesamten Datenbasis 1718 Verbrennungszyklen klopfende Verbrennung zeigten. Dies entspricht einer globalen Klopfhäufigkeit von 7.4 %.

Abbildung 4.12 stellt wiederum bis auf wenige Ausreißer die gesamte Datenbasis dar. Farblich unterschieden ist die subjektive Beurteilung aller aufgenommenen Verbrennungszyklen. Hierbei wurde weiß für alle nicht klopfenden und dunkelgrau für alle klopfenden Verbrennungszyklen gewählt. Um darzustellen, in welcher Form sich die Daten überschneiden,

wurden in Abbildung 4.12a die klopfenden und in Abbildung 4.12b die nicht klopfenden Verbrennungszyklen im Vordergrund dargestellt.



**Abbildung 4.12:** Gegenüberstellung der subjektiven und mathematischen Klopferkennung – DFKI über KISE

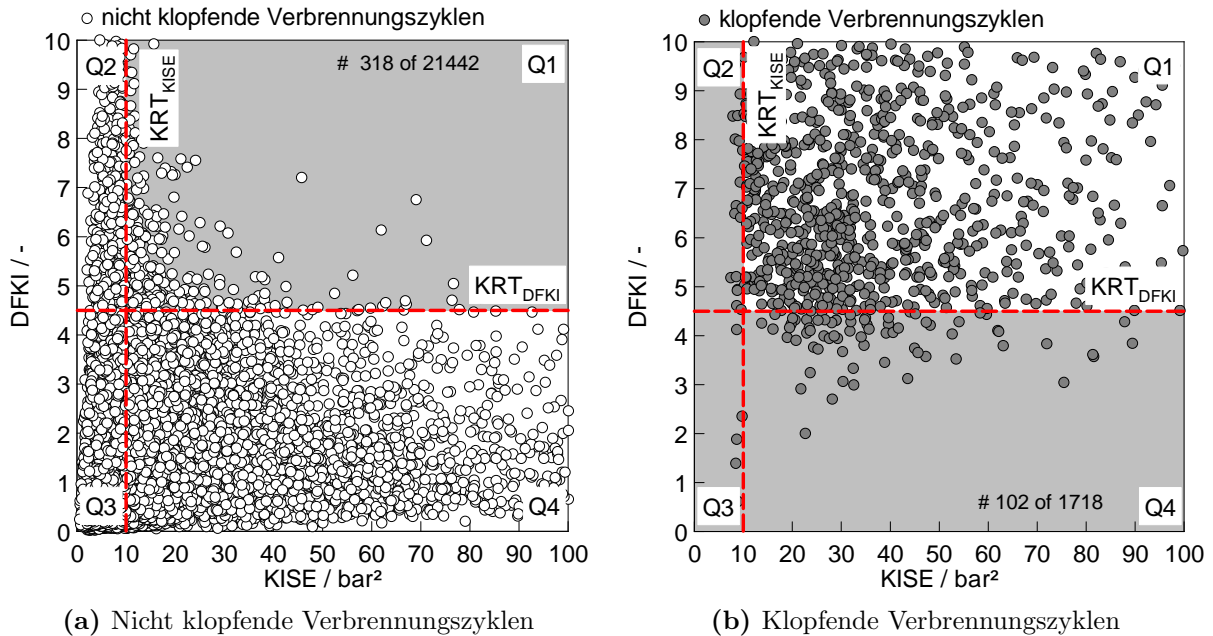
Demgegenüber beurteilt der mathematische Ansatz die Datenbasis zahlenmäßig. Auf der Abszisse ist die Signalenergie der zweiten Verbrennungsphase (KISE) aufgetragen, dagegen auf der Ordinate die dimensionslose Größe DFKI. Zur besseren Orientierung sind hier bereits die abgestimmten Grenzwerte durch die rot strichlierten Linien dargestellt. Die bestehenden Schwellwerte werden in weiterer Folge mit  $KRT_{KISE}$  und  $KRT_{DFKI}$  abgekürzt. Dabei steht KRT für Knock Relevant Threshold.  $KRT_{KISE}$  bezieht sich auf den Schwellwert von KISE und  $KRT_{DFKI}$  auf den Grenzwert von DFKI. Ergebnis dieser Arbeit waren folgende Schwellwerte:

- $KRT_{KISE} = 10 \text{ bar}^2$
- $KRT_{DFKI} = 4.5$

Um einen detaillierten Überblick über das Ergebnis zu erhalten, wurde dieser Ausschnitt gewählt. Mit dieser Perspektive kann bereits im Ansatz erkannt werden, dass die gewählten Schwellwerte die gesamte Datenbasis in vier Bereiche, in weiterer Folge auch Quadranten genannt, aufteilen. Grob unterschieden werden kann in einen großen Bereich, welcher den überwiegenden Teil der klopfenden Verbrennungszyklen enthält, und daneben- bzw. darunterliegende Bereiche, die vorwiegend die nicht klopfenden Verbrennungszyklen enthalten.

Da diese Perspektive nur unzureichend die Qualität des Klopferecennungsalgorithmus widerspiegelt, wurde in Abbildung 4.13 der wesentliche Teil der Abbildung 4.12 fokussiert.

Weiterhin ist auch eine Separierung für den direkten Vergleich vorgenommen worden. Wiederum sind die nicht klopfenden Verbrennungszyklen weiß und die klopfenden dunkelgrau dargestellt. Hellgrau hinterlegt sind die jeweils artfremden Regionen.



**Abbildung 4.13:** Gegenüberstellung der subjektiven und mathematischen Klopferkennung – DFKI über KISE, Teilausschnitt

In Abbildung 4.13a ist ein Großteil der nicht klopfenden Verbrennungszyklen zu sehen. Die Lage der einzelnen Punkte resultiert aus der Vielschichtigkeit der betrachteten Verbrennungszyklen. Durch das Auftreten unterschiedlich starker Ausprägung der klingelnden Dieselverbrennung innerhalb der betrachteten Messdaten kann die Signalenergie der zweiten Berechnungsphase (KISE) verschiedene Werte annehmen. Hin zu großen Werten dünnt die Anzahl aus und der Hauptteil liegt im Bereich unter 50 bar<sup>2</sup>.

Klopfende Verbrennungszyklen (siehe Abbildung 4.13b) weisen hohe Signalenergien in der zweiten Berechnungsphase (KISE) auf. Gleichzeitig übertreten sie eine gewisse Schwelle im direkten Vergleich zwischen erster und zweiter Berechnungsphase, ausgedrückt durch DFKI, und definieren dadurch ihren Quadranten.

Aus der Darstellung lässt sich das Überschneiden einiger weniger Verbrennungszyklen im direkten Vergleich der subjektiven mit der mathematischen Separation erkennen. In Abbildung 4.13a ist somit der Bereich klopfender Verbrennung hellgrau hinterlegt. Demzufolge werden von 21442 nicht klopfenden Verbrennungszyklen 318 (1,5 % der nicht klopfenden Verbrennungszyklen) von der Berechnung als klopfende Verbrennungszyklen interpretiert. Umgekehrt zeigt die Abbildung 4.13b, dass von den 1718 als klopfend beurteilten Verbrennungszyklen 102 (6 % der klopfenden Verbrennungszyklen) von der Berechnung als nicht klopfende Verbrennungszyklen beurteilt werden.

Somit bleibt die Frage zu klären, wie die gesetzten Grenzwerte ermittelt wurden. Der Grenzwert wurde über einen Minimalwertansatz in Verbindung mit Plausibilitätsbewertungen bestimmt. Bei den gewählten Grenzwerten handelt es sich um den kleinsten Abstand zwischen nicht klopfenden und klopfenden Verbrennungszyklen zur Klopfchwelle. Trotzdem müssen und wurden die Punkte ohne Übereinstimmung analysiert und der Grenzwert wurde leicht korrigiert.

### Beispiele

In Abbildung 4.14 sind aus allen durch die zwei Grenzwerte aufgespannten Quadranten der Abbildungen 4.12 und 4.13 jeweils drei Beispiele dargestellt. Neben der Gliederung nach den einzelnen oben eingeführten Quadranten ist für die eindeutige Zuordnung in den genannten Kennfeldern der errechnete Wert für KISE und DFKI angegeben. Die erste Bildreihe enthält nur klopfende Verbrennungszyklen aus dem ersten Quadranten. Zu entnehmen ist, dass in diesem Bereich alle klopfenden Verbrennungszyklen ohne die oder mit der Überlagerung klingelnder Dieselerbrennung anzufinden sind. Dahingegen erscheinen im zweiten Quadranten jene Verbrennungszyklen, bei denen weder klingelnde Dieselerbrennung noch klopfende Verbrennung auftreten. Das dritte Beispiel aus dem zweiten Quadranten (siehe Abbildung 4.14f) zeigt bereits einen leichten Ansatz klopfender Verbrennung.

Die Energie liegt dennoch unter dem ermittelten Schwellwert, weshalb dieser Verbrennungszyklus als unkritisch und nicht klopfend eingestuft wurde.

Dieselbe Aussage kann für den Verbrennungszyklus von Abbildung 4.14g gemacht werden. Anhand dieser Beispielreihe lässt sich ergänzen, dass sich in diesem Bereich Verbrennungszyklen ohne und mit sehr leicht klingelnder Dieselerbrennung und ohne klopfende Verbrennung wiederfinden.

Ein sehr interessanter Bereich ist der vierte Quadrant. Hierin versammeln sich alle Verbrennungszyklen mit leichter bis sehr harter klingelnder Dieselerbrennung. Diese Aussage unterstützen die Abbildungen 4.14j bis 4.14l.

### 4.5.2 Notwendigkeit multipler Grenzwerte

Die Hauptkenngröße des für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzepte entwickelten Klopfkennungsalgorithmus ist DFKI. Zur automatisierten Separierung der Messdaten in nicht klopfende und klopfende Verbrennungszyklen ist ein Grenzwertvergleich unabdingbar. Den Abbildungen 4.12 und 4.13 kann entnommen werden, dass alleinig mit diesem Grenzwert ein Großteil der Messpunkte der untersuchten Datenbasis richtig zugeordnet werden kann. Im Vergleich zur subjektiven Beurteilung ging jedoch hervor, dass irrtümlich einige Verbrennungszyklen als klopfend bewertet wurden, da diese den Grenzwert ( $KRT_{DFKI}$ ) überschritten, obwohl sie nur sehr geringe Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal zeigten. Die genaue Analyse ergab, dass der verwendete Ansatz bei Verbrennungszyklen an der Klopfgrenze – die keine oder kaum klingelnde Dieselerbrennung aufweisen, aber leichte Verbrennungsgeräusche oder Ansätze klopfender Verbrennung während der zweiten Berechnungsphase zeigten – missinterpretiert wurden. Dabei ergibt die Berechnung der Signalenergie in der ersten Verbrennungsphase Werte kleiner eins. Dem Ansatz geschuldet bewirkt dieser Effekt einen hohen SEF (siehe Gleichung 4.8)

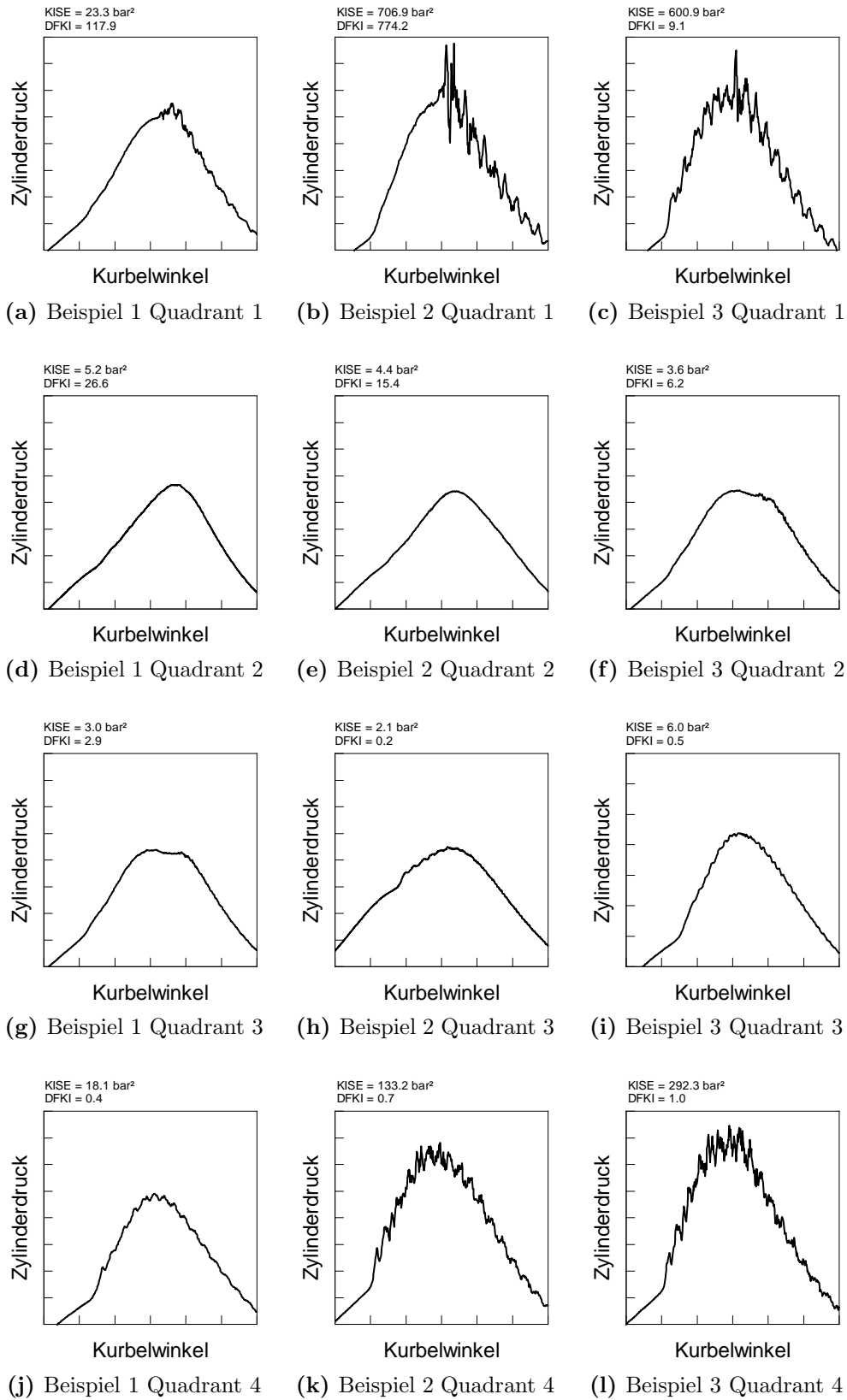
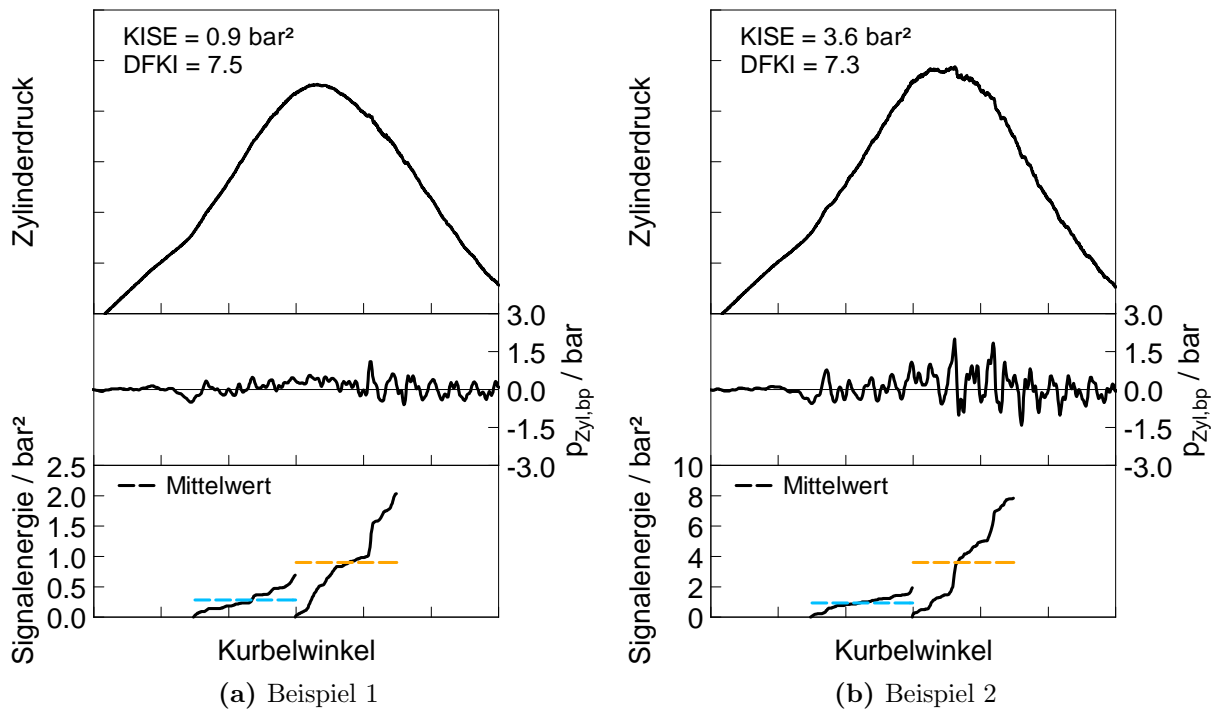


Abbildung 4.14: Zylinderdruck – Beispiele aus den vier Quadranten



sowie PPF (siehe Gleichung 4.11), da derselbe Effekt auch bei der Auswertung der Spitzendrücke auftritt. Aus diesem Grund führt die Analyse bei solchen Verbrennungszyklen zu teilweise signifikanten Werten des DFKI.

Abbildung 4.15 illustriert diesen Effekt anhand von zwei unterschiedlichen Verbrennungszyklen. Für jeden Verbrennungszyklus sind das Zylinderdrucksignal und das Bandpassgefilterte Zylinderdrucksignal dargestellt. Den Berechnungsphasen entsprechend sind ebenso die Signalenergien, sowie deren Mittelwerte im unteren Teil der Abbildung dargestellt. Beide Verbrennungszyklen stammen aus einem Messpunkt an der Klopfgrenze.



**Abbildung 4.15:** Notwendigkeit multipler Grenzwerte

Der Druckverlauf von Abbildung 4.15a gleicht dem eines direktgezündeten Gasmotors. Hier ist keine klingelnde Dieselverbrennung zu erkennen, jedoch sind Verbrennungsgerausche wahrzunehmen, die in diesem Fall als leichtes Klopfen gedeutet wurden. Die Betrachtung der Signalenergien verdeutlicht das oben gesagte grafisch. Für die erste Berechnungsphase ergibt sich eine mittlere Signalenergie deutlich kleiner eins ( $DISE = 0.28 \text{ bar}^2$ ) und für die zweite Berechnungsphase ergibt sich eine mittlere Signalenergie von circa  $1 \text{ bar}^2$  ( $KISE = 0.9 \text{ bar}^2$ ). Dasselbe geschieht bei der Auswertung der Spitzendrücke. Der ermittelte Spitzendruck der ersten Berechnungsphase ist auch hier deutlich unter  $1 \text{ bar}$  ( $p_{\max, \text{Phase1}} = 0.47 \text{ bar}$ ) und in der zweiten Berechnungsphase etwas über  $1 \text{ bar}$  ( $p_{\max, \text{Phase1}} = 1.1 \text{ bar}$ ). Daraus resultiert ein DFKI von  $7.51$ . Zur Erinnerung wurde für DFKI der Schwellwert von  $4.5$  festgesetzt.

Im Unterschied dazu ist für Abbildung 4.15b ein Verbrennungszyklus mit leicht klingelnder Dieselverbrennung und ebenfalls leicht klopfender Verbrennung ausgewählt worden. Für diesen Verbrennungszyklus ergibt sich ein DFKI von  $7.28$ . Somit überschreitet auch dieser Verbrennungszyklus bei Weitem den festgesetzten Schwellwert.

Es ist stets Definitionssache wie viel klopfende Verbrennung bei einem untersuchten Mo-

tor oder Verbrennungskonzept motorschädigend wirkt bzw. zugelassen wird. Im Rahmen der Arbeit wurden diese zwei betrachteten Fälle nicht als klopfend angesehen. Verbrennungszyklen, die diese Charakteristik aufwiesen, wurden erst mit Klopfintensitäten über 2.5 bar als klopfend gewertet. Um das beschriebene Problem beheben zu können, wurde – ähnlich den Ausführungen zur Klopferkennung bei der ottomotorischen Verbrennung (siehe Kapitel 2.3.1), wo drei Kriterien erfüllt sein müssen, damit der betrachtete Verbrennungszyklus als klopfend gewertet wird – die Definition eines weiteren Kriteriums in Erwägung gezogen.

Wie in den Abbildungen 4.12 und 4.13 ersichtlich, bot sich hier KISE als zweite Größe an, die gegen einen Schwellwert geprüft wird. Hintergrund dieses Schwellwertes ist, dass die Signalenergie in der zweiten Berechnungsphase einen bestimmten Wert überschreiten muss, wenn ein Punkt klopfende Verbrennung zeigt. Hier sind nur jene Verbrennungszyklen ohne oder mit leichter klingelnder Dieselerbrennung betroffen. Referenzierend auf die Abbildungen 4.12 und 4.13 führt dies zur Aussage, dass der Ansatz der richtige ist und zu sehr guten Ergebnissen führt.

Aufbauend auf Abbildung 4.4 ist auf der nächsten Seite als Überblick der gesamte Klopfkennungsalgorithmus in einem Flussdiagramm dargestellt.

## 4.6 Flussdiagramm Klopfdetektion Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung

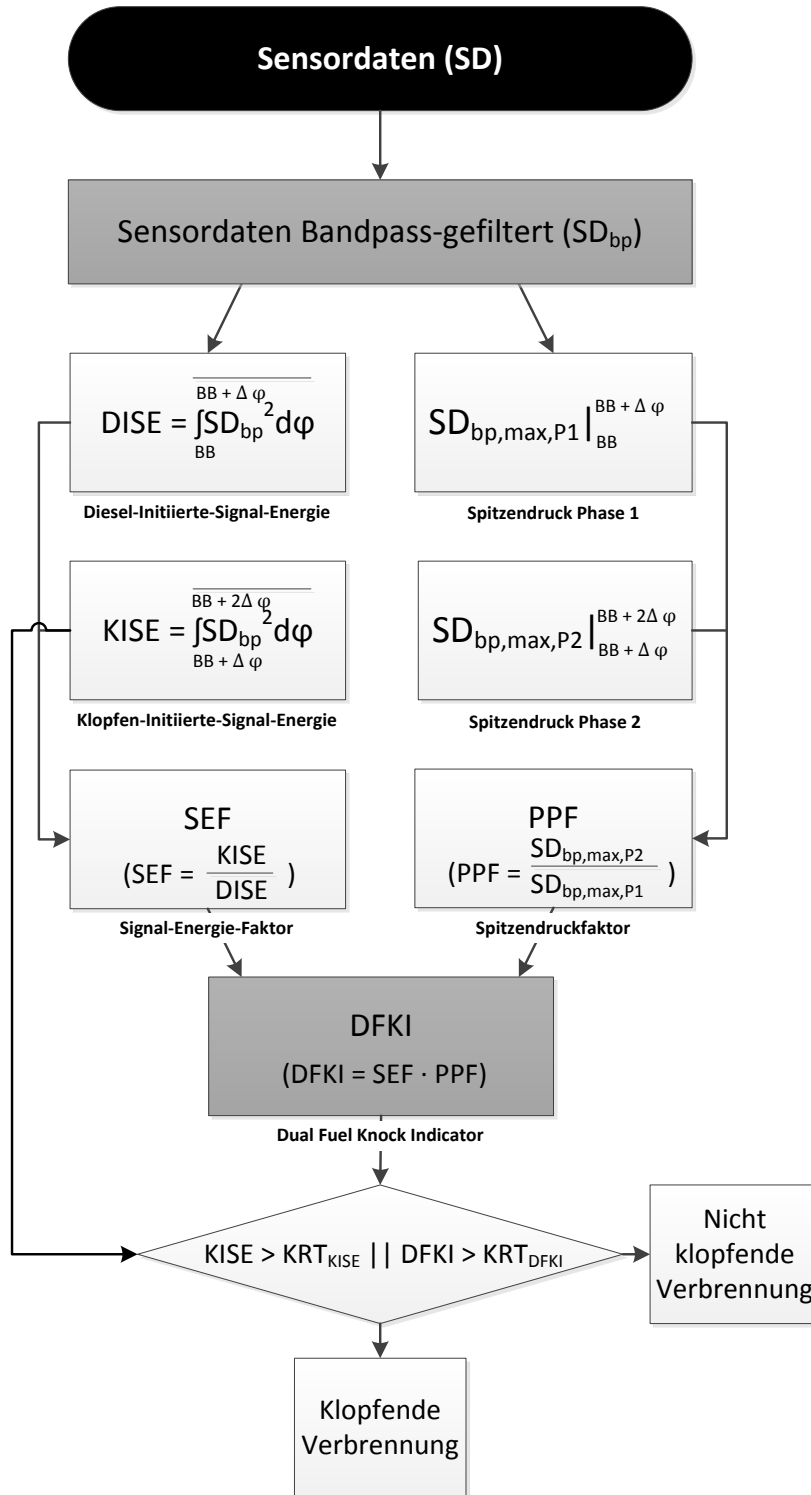


Abbildung 4.16: Klopferecennungsalgorithmus für Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Motoren

## 4.7 Klopfbewertung

Unter Klopfbewertung versteht man die weitere Auswertung aller vom Klopfekennungsalgorithmus als klopfend bewerteten Verbrennungszyklen. Dazu gehört zum einen die Bestimmung des Klopfbeginns, zum anderen der Klopfintensität. In diesem Kapitel wird das Vorgehen bezüglich dieser zwei Themengebiete beschrieben und es werden Ergebnisse dieser Auswertungen gezeigt.

### 4.7.1 Klopfbeginn

Als Klopfbeginn wird jener Zeitpunkt des Verbrennungszyklus definiert, bei dem die klopfende Verbrennung einsetzt. Konkretisieren lässt sich dies wie folgt. Betrachtet man das Bandpass- oder Hochpass-gefilterte Zylinderdrucksignal somit der Klopfbeginn der Null-durchgang vor einer bestimmten Amplitude, die zum ersten Mal einen gesetzten Grenzwert überschreitet.

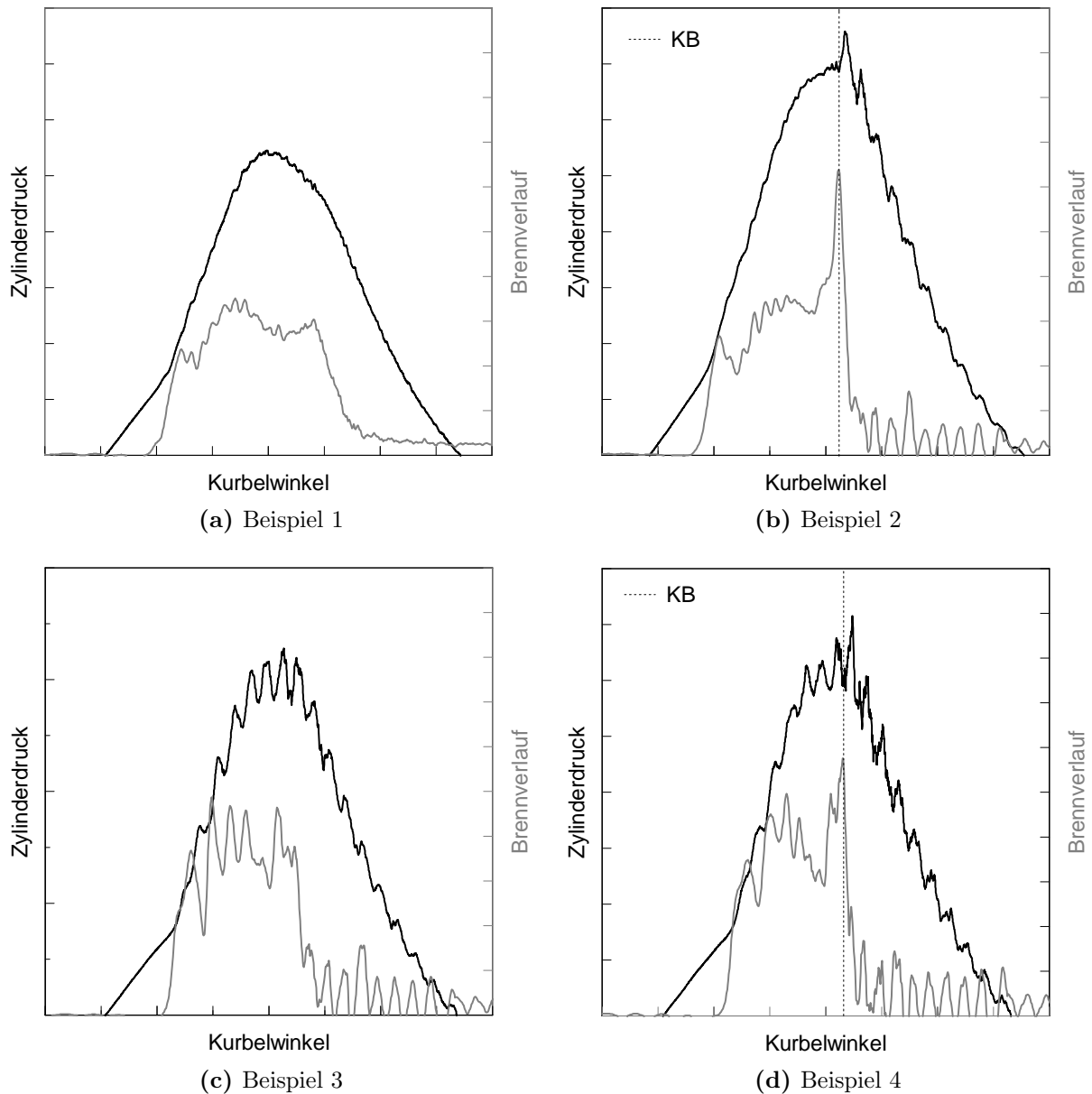
Während sich bei der gasmotorischen Verbrennung der Klopfbeginn durch den abrupten Übergang eines glatten zum schwingungsbeaufschlagten Druckverlauf noch eher leicht ermitteln lässt, stellt dies wohl die größte Herausforderung bei der Analyse klopfender Verbrennungszyklen im Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Betrieb dar. Hier bereitet das Auftreten der klingelnden Dieselverbrennung ebenfalls sehr große Schwierigkeiten. Sie maskiert den Klopfbeginn und gerade nahe der Klopfgrenze ist es fast unmöglich, diesen zu detektieren. Diverse Untersuchungen anhand des Zylinderdruckverlaufs zeigten keine zufriedenstellenden Ergebnisse. Mit der Auswertung des Heizverlaufs konnte jedoch eine gute Näherung zwischen subjektiver und mathematischer Bestimmung des Klopfbeginns erreicht werden.

Zum allgemeinen Vorgehen kann vorweggenommen werden, dass den betrachteten Heizverläufen für diese Auswertung hinsichtlich Klopfbeginn durch Glättung bewusst Information genommen wurde. Der Grund für dieses Vorgehen wird im weiteren Verlauf anhand der gezeigten Beispiele erläutert. Auch wurde die zuvor beschriebene Aufteilung des Verbrennungsprozesses genutzt, während die Auswertung lediglich an der zweiten Berechnungsphase vollzogen wurde.

Dazu zeigt Abbildung 4.17 beispielhaft vier Zylinderdruck- und deren korrespondierenden Heizverläufe. Abbildung 4.17a zeigt einen Zylinderdruckverlauf, welcher keine klingelnde Dieselverbrennung und keine Zeichen einer klopfenden Verbrennung zeigt. Dieser Zyklus entstammt eines klopfenden Messpunkt und bei der genauen Betrachtung kann man einen leichten 'Buckel' während der Expansionsphase bereits im Zylinderdruckverlauf erkennen. Im entsprechenden Heizverlauf dieses Verbrennungszyklus zeigt sich dies viel sensibler. Hier ist die Ausformung eines Plateaus im Anschluss an die Hauptverbrennung und ein erneutes Aufbäumen des Heizverlaufs zu erkennen, wobei es außerdem zur Ausbildung eines 'Peaks' in der Expansionsphase kommt.

Am Rande sei erwähnt, dass dieses Verhalten sehr viele Verbrennungszyklen bei der Annäherung an die Klopfgrenze zeigten. Die Aufhängung einer Klopfekennung anhand dieses Phänomens konnte selbst mit einer Grenzwertkalibrierung nicht entgegnet werden, weil es zu einem plötzlichen Umschlag zu 100 % klopfenden Zyklen führte, wobei aus dem Druckverlauf Klopfen durch das Auftreten von Oberschwingungen nicht wahrzunehmen

war.



**Abbildung 4.17:** Klopfbeginn

Zum Vergleich zeigt Abbildung 4.17b einen stark klopfenden Verbrennungszyklus ohne klingelnde Dieselverbrennung. Der Heizverlauf weist hier einen sehr stark ausgeprägten Spitz auf. Dieser korreliert gleichzeitig mit dem subjektiv eruierten Klopfbeginn.

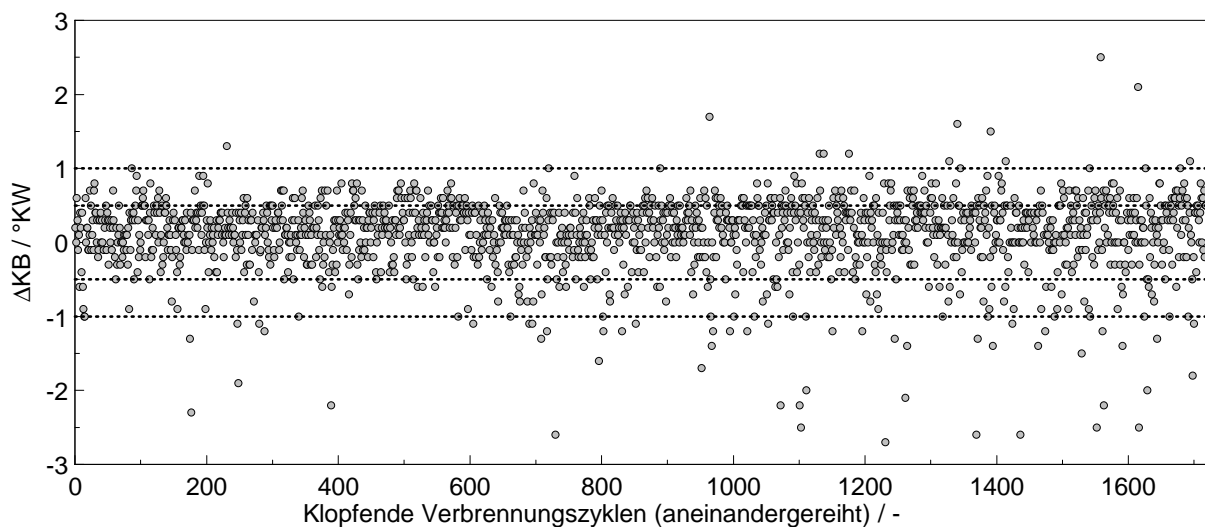
Die Heizverläufe der Verbrennungszyklen mit klingelnder Dieselverbrennung (siehe Abbildung 4.17c) zeigten ebenfalls das zuvor beschriebene Phänomen der Ausbildung eines Plateaus und zweiten Maximums, obschon sich ein 'Buckel' im Zylinderdruckverlauf nicht erkennen lässt. Hier spiegeln sich trotz der besprochenen Glättung auch die Oberschwingungen leicht wider.

Abbildung 4.17d zeigt ein Beispiel für das Auftreten der klingelnden Dieselverbrennung und der klopfenden Verbrennung in einem Verbrennungszyklus. Auch dieser weist einen

erhabenen Spitz auf, welcher in diesem Fall wieder sehr gut mit dem subjektiv ermittelten Klopfbeginn korreliert.

Für die Beurteilung des Klopfbeginns aller als klopfend erkannten Verbrennungszyklen wurde zum Vergleich die Differenz zwischen subjektiv sowie mathematisch ermitteltem Klopfbeginn gebildet und über den fortlaufende Zyklen in Abbildung 4.18 dargestellt. Diese Abbildung lässt die Aufteilung in mehrere Korridore zu. Hier wurden drei Stufen gewählt, welche zusammengefasst drei Bereiche aufspannen.

- **Bereich 1:**  $-0.5 \leq \Delta KB < 0.5$   
der innere Bereich beinhaltet 1372 der 1718 klopfenden Verbrennungszyklen (79.8%)
- **Bereich 2:**  $-1 \leq \Delta KB < -0.5 \parallel 0.5 < \Delta KB \leq 1$   
der mittlere Bereich beinhaltet 281 von 1718 der klopfenden Verbrennungszyklen (16.4%)
- **Bereich 3:**  $\Delta KB < -1 \parallel \Delta KB > 1$   
der äußerer Bereich beinhaltet 65 von 1718 der klopfenden Verbrennungszyklen (3.8%)



**Abbildung 4.18:** Differenz Klopfbeginn subjektiv und mathematisch

Der erste Bereich besitzt eine Fensterbreite von 1 °KW und umfasst den Bereich von  $\pm 0.5$  °KW. Ersichtlich ist, dass sich die meisten Zyklen in diesem Bereich wiederfinden. Zahlenmäßig kommen hier 1378 von 1718 Zyklen zu liegen. Dies entspricht 79.8 % der als klopfend erkannten Zyklen.

Der zweite Bereich schließt sich an den Grenzen  $\pm 0.5$  °KW an, geht bis  $\pm 1$  °KW und umfasst somit wiederum 1 °KW. Hier sind 281 der 1718 klopfenden Verbrennungszyklen vorzufinden, was 16.4 % entspricht.

In den äußeren Bereichen, die größer bzw. kleiner  $\pm 1$  °KW sind, zeigen sich 65 der betrachteten Verbrennungszyklen, was 3.8 % der Zyklen entspricht.

Von diesem Ergebnis her kann geschlussfolgert werden, dass trotz der umfangreichen Störgrößen mit den verwendeten Mitteln eine gute Übereinstimmung erreicht werden konnte.

### 4.7.2 Klopfintensität

Die Klopfintensität ist eine Größe, die beurteilt, mit welcher Härte die klopfende Verbrennung auftritt. Aus diesem Grund lässt sich in der Literatur auch immer wieder die Bezeichnung Klopfhärte finden [50, 94]. Gegenüber dem Klopfbeginn ist die Klopfintensität auch bei dem betrachteten Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept eine Größe, die mit relativ einfachen Mitteln bestimmt werden kann. Bei den Untersuchungen kristallisierten sich besonders zwei Ansätze als sinnvoll heraus, die bereits von der gasmotorischen Verbrennung bekannt sind. Hier wird in den meisten Fällen die maximale Druckamplitude der klopfenden Verbrennung als Maß herangezogen [16]. Laut Gleichung 4.13 handelt es sich dabei um den bereits unter der Abkürzung *MAPO* bekannten Ansatz: um die maximale Druckamplitude des Bandpass- oder Hochpass-gefilterten Zylinderdrucks des betrachteten Verbrennungszyklus [47].

In Bezug auf das betrachtete Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennungskonzept erwies es sich als praktikabel, resultierend von den hohen initialen Druckamplituden der klingelnden Dieselverbrennung, nicht den gesamten Verbrennungszyklus, sondern ebenfalls wieder die zweite Verbrennungsphase zu betrachten. Somit wird bei dieser Methode wieder nur jener Zeitrahmen betrachtet, in dem tatsächlich die klopfende Verbrennung erwartet wird.

$$KI_1 = p_{max,Phase2} = \max(p_{bp}|_{BB+\Delta\varphi}^{BB+2\Delta\varphi}) \quad (4.13)$$

Kritikwürdig an dieser Methode ist, wie bereits im Kapitel *Stand der Technik* beschrieben, dass lediglich ein einzelner Wert beurteilt wird. Nachteilig bei der Bewertung von Einzelwerten ist, dass einzelne Ausreißer zu Fehlinterpretationen führen können [80].

Ein weiterer Ansatz, welcher anstelle der Beurteilung eines einzelnen Wertes einen gewissen Bereich der Verbrennung analysiert, ist zuverlässiger in Hinblick auf Einstreuungen und Ausreißer.

Mit der Beurteilung der Signalenergie der zweiten Berechnungsphase wird ein Ansatz bereitgestellt, der die klopfende Verbrennung in ihrer entscheidenden Phase (Beginn- bis Abklingphase) beurteilt. Dieser Ansatz ist auf die Gleichung 4.7 zurückzuführen und in der Gleichung 4.14 nochmals genauer spezifiziert.

$$KI_2 = KISE = \frac{1}{\Delta\varphi} \int_{BB+\Delta\varphi}^{BB+2\Delta\varphi} p_{Zyl,bp}^2 d\varphi \quad (4.14)$$

# 5 Validierung und Diskussion

An dieser Stelle wird der entwickelte Klopfkennungsalgorithmus validiert und diskutiert. Dazu werden verschiedene Betriebsparametervariationen genutzt, um Vergleiche zwischen der subjektiven und der mathematischen Separierung der Messdatenbasis anstellen zu können. Außerdem wird auf die Qualität, Ergebnistreue sowie die Sensitivität der Methode eingegangen. Gegenstand der Darstellung ist speziell das Auftreten klingelnder Dieselverbrennung. Im letzten Abschnitt dieses Kapitels werden die Anwendungsbereiche und Grenzen der Anwendbarkeit der Methode aufgezeigt.

## 5.1 Validierung durch Variation von Betriebsparametern

In Kapitel 3.3.2 wurden die untersuchten Betriebsparameter genannt, eine erste Verifizierung der gesamten Datenbasis wurde in Kapitel 4.5 mit den Abbildungen 4.12 und 4.13 gezeigt. Detaillierter und somit näher auf einzelne Parametervariationen wird an dieser Stelle eingegangen. Dabei können nicht alle untersuchten Betriebsparameter diskutiert werden, weshalb sich dieses Kapitel auf einige ausgewählte Größen beschränkt. Mit dem Einspritzbeginn und -druck sowie mit der Menge eingespritzten Dieselkraftstoffs werden jene drei Parameter im Detail diskutiert, welche die klingelnde Dieselverbrennung beeinflussen. Weiterhin werden klopfrelevante Betriebsparameter wie das Luftverhältnis und die Gemischtemperatur betrachtet.

Abschließend wird die Anwendbarkeit der Methode auf die Daten des favorisierten Beschleunigungssensors gezeigt. Vorweggenommen werden kann, dass die Betrachtung der Messpunkte einen sehr zufriedenstellenden Vergleich liefert, da sich gute Übereinstimmungen zeigen, womit Trendabschätzungen hinsichtlich nicht klopfender und klopfender Messpunkte wiedergegeben werden. Dahingegen lässt der direkte Vergleich zwischen Bandpassgefilterten Zylinderdruck- und Klopfensordaten der einzelnen Verbrennungszyklen keine zufriedenstellende Übereinstimmung erkennen.

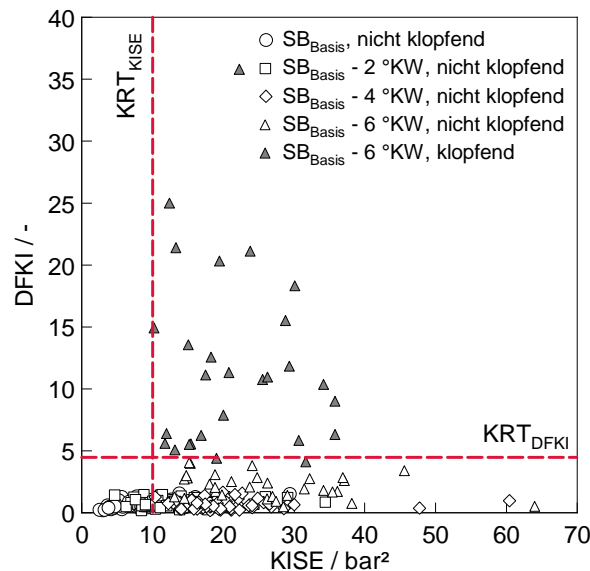
### 5.1.1 Einspritzbeginn-Variation

Eine Verschiebung des Einspritzbeginns hin zu früheren Zeiten führt unter bestimmten Randbedingungen unweigerlich zum Einsetzen klopfender Verbrennung. In diesem Abschnitt wird dies anhand von Messergebnissen und Ergebnissen der entwickelten Klopfkennung diskutiert.

Die Abbildung 5.1 zeigt eine Variation des Einspritzbeginns unter sonst konstanten Randbedingungen. Hierzu wurde auf die bereits bekannte Darstellung der Abbildungen 4.12 und 4.13 zurückgegriffen, in denen die dimensionslose Bewertungsgröße DFKI über der Signalenergie der zweiten Berechnungsphase, also KISE, aufgetragen ist. Für die gewähl-



te Motorkonfiguration und für den Betriebsparametersatz konnte mit der Frühverstellung des Einspritzbeginns um jeweils 2 °KW klopfende Verbrennung provoziert werden. Außerdem enthalten und durch die roten strichlierten Linien dargestellt, sind die verwendeten Schwellwerte  $KRT_{KISE}$  und  $KRT_{DFKI}$ .



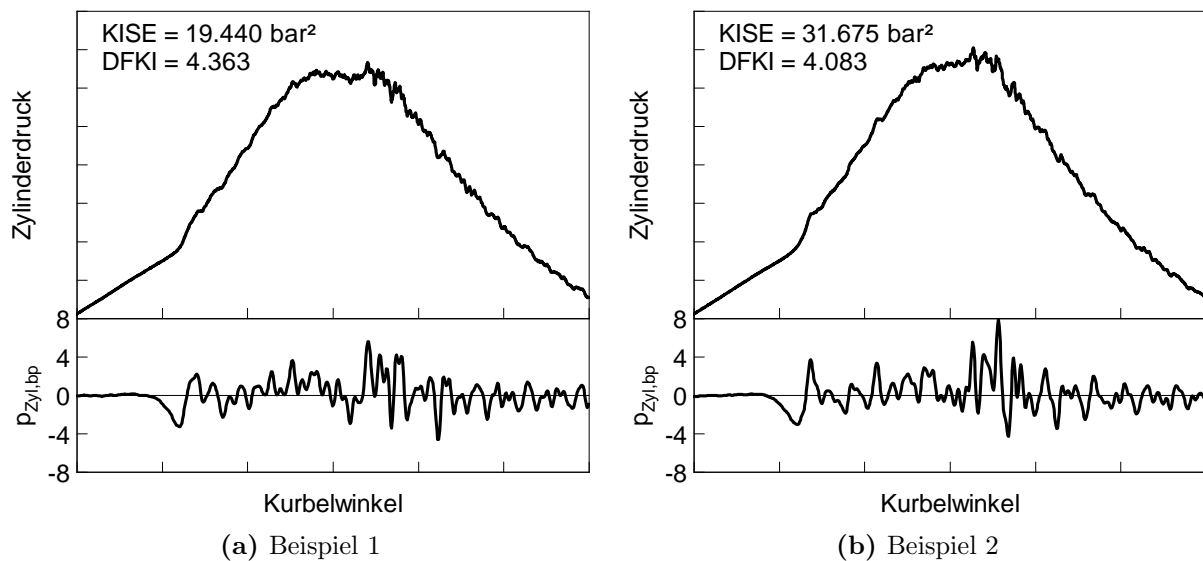
**Abbildung 5.1:** Ergebnis Klopferkennung – Einspritzbeginn-Variation

Die Auswertung belegt, dass frühe Einspritzbeginne die klingelnde Dieselerverbrennung verstärken. Dies kann von der Zunahme des KISE bei gleichzeitig geringen DFKI-Werten geschlussfolgert werden. Die Schrittweite der Frühverstellung des Einspritzbeginns wurde mit 2 °KW sehr großzügig gewählt. Aus diesem Grund entsteht ein schroffer Übergang von einer nicht klopfenden Verbrennung zur klopfenden Verbrennung am Ende der Messreihe ( $SB_{Basis} - 6$  °KW). Bereits die nicht klopfenden Verbrennungszyklen zeigen eine deutliche Zunahme der Verbrennungsenergie und schließlich überschreiten die klopfenden Verbrennungszyklen die Schwellwerte. Diesbezüglich kann der Abbildung jedoch entnommen werden, dass im Vergleich zwischen der subjektiven und der mathematischen Separierung zwei Verbrennungszyklen subjektiv als klopfend interpretiert, vom Algorithmus aber nicht als solche erkannt werden.

Für die genaue Analyse sind diese zwei Verbrennungszyklen inkl. ihrer Koordinaten der Abbildung 5.1 in der Abbildung 5.2 dargestellt. Bereits aus der Abbildung 5.1 ging hervor, dass beide Verbrennungszyklen klopfende Verbrennung zeigen sollten, da sie so nahe am Schwellwert  $KRT_{DFKI}$  zu liegen kommen. Der Verbrennungszyklus von Abbildung 5.2a zeigt leicht klingelnde Dieselerverbrennung. Die klopfende Verbrennung ist in diesem Fall nicht intensiv und zeitlich eher kurz. Der Verbrennungszyklus in Abbildung 5.2b ist ähnlich, weist aber mit 4 bar bereits starke klingelnde Dieselerverbrennung auf.

Der Klopfentscheid bei beiden Verbrennungszyklen ist von  $KRT_{KISE}$  entkoppelt, da beide diesen, durch das Auftreten ausreichend starker klingelnder Dieselerverbrennung, überschreiten.

Die gezeigten Beispiele verdeutlichen den Vorteil mathematisch gestützter Klopfereerkennungsalgorithmen gegenüber einer subjektiven Beurteilung. Hier werden Zusammenhänge



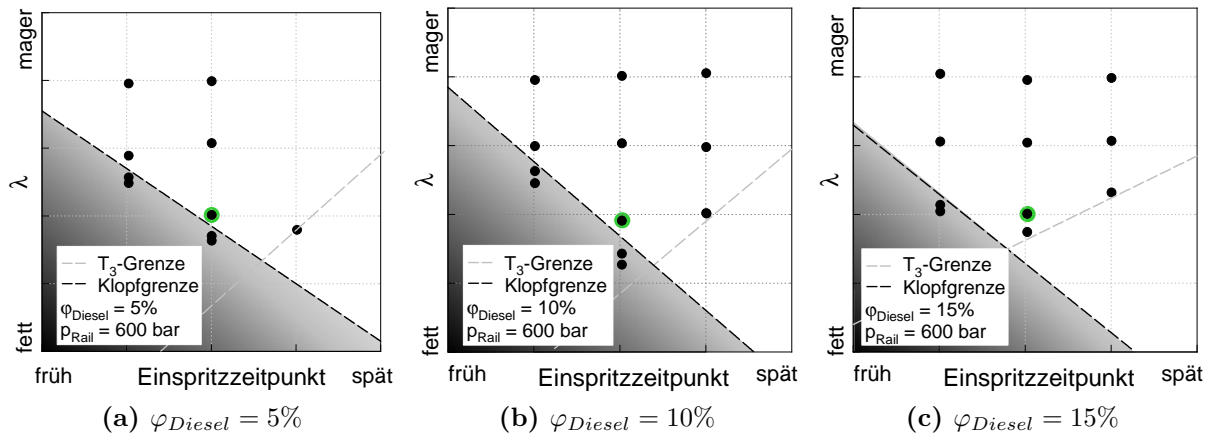
**Abbildung 5.2:** Nicht erkannte Verbrennungszyklen - Einspritzbeginn-Variation

objektiv gedeutet, wodurch eine ordnungsgemäße Einordnung erfolgen kann.

### 5.1.2 Variation Menge eingespritzten Dieselkraftstoff

Im Rahmen dieser Arbeit wurden drei verschiedene Dieselkraftstoffmengen untersucht ( $\varphi_{\text{Diesel}} = 5, 10$  und  $15 \%$ ). Aus diesen Messdaten resultieren die in der Abbildung 5.3 dargestellten Kennfelder. Gezeigt sind Einspritzbeginn/Lambda-Variationen bei sonst konstanten Randbedingungen. Für diesen Vergleich ist anzumerken, dass sich das Lambda auf das gesamte eingebrachte Gemisch bezieht. Damit muss, um das globale Lambda bei der Variation der Menge eingespritzten Dieselkraftstoffs konstant zu halten, das Luftverhältnis des Erdgas-/Luftgemischs (homogenes Hintergrundgemisch) sinken bzw. steigen, je nachdem, in welche Richtung die Änderung verläuft. Hier liegt ein linearer Zusammenhang zugrunde. Eine Reduktion des Dieselanteils um  $5 \%$  Pkt. hat eine Absenkung des Luftverhältnisses des Erdgas-/Luftgemischs um  $0.1$  Punkte zufolge, um dasselbe globale Luftverhältnis zu erreichen. Zum Eruiieren des Einflusses der eingespritzten Dieselkraftstoffmenge werden die Kennfelder der Abbildung 5.3 untereinander verglichen. Die Abbildung 5.3a entspricht dem Kennfeld mit  $5 \%$  eingebrachter Dieselkraftstoffmenge, gefolgt von  $10$  respektive  $15 \%$  in den Abbildungen 5.3b bzw. 5.3c. Diese Untersuchungen ergaben, dass die Menge eingespritzten Dieselkraftstoffs keinen erkennbaren Einfluss auf die Klopfgrenze des untersuchten Verbrennungskonzeptes nimmt, womit die Klopfgrenze konstant bleibt (siehe schwarz strichlierte Linie). In Kapitel 2.1 wurde beschrieben, dass eine Anhebung der eingespritzten Dieselkraftstoffmenge die Verbrennung Richtung "Frühchiebt". In dem angeführten Vergleich kompensiert das magerere Erdgas-/Luftgemisch diesen Effekt. Auch wurde nur eine sehr leichte Zunahme der klingelnden Dieselverbrennung hin zu höheren Dieselkraftstoffmengen verzeichnet. Hier tritt ein zweiter Aspekt hervor, da für diesen Vergleich ein später Einspritzbeginn gewählt wurde. Für den Vergleich wurden alle drei Kennfelder gleich skaliert und zeigen somit denselben Ausschnitt. Leichte Unterschiede resultieren aus den ungleichen Klopfhäufigkeiten der einzelnen klopfenden Messpunkte,

da zum Zeitpunkt der Messkampagnen kein Klopfkennungsalgorithmus zur Verfügung stand, um an dieser Stelle definierte Klopfhäufigkeiten anfahren zu können und um eine entsprechende Gleichstellung sowie eine bessere Vergleichbarkeit zu erreichen.

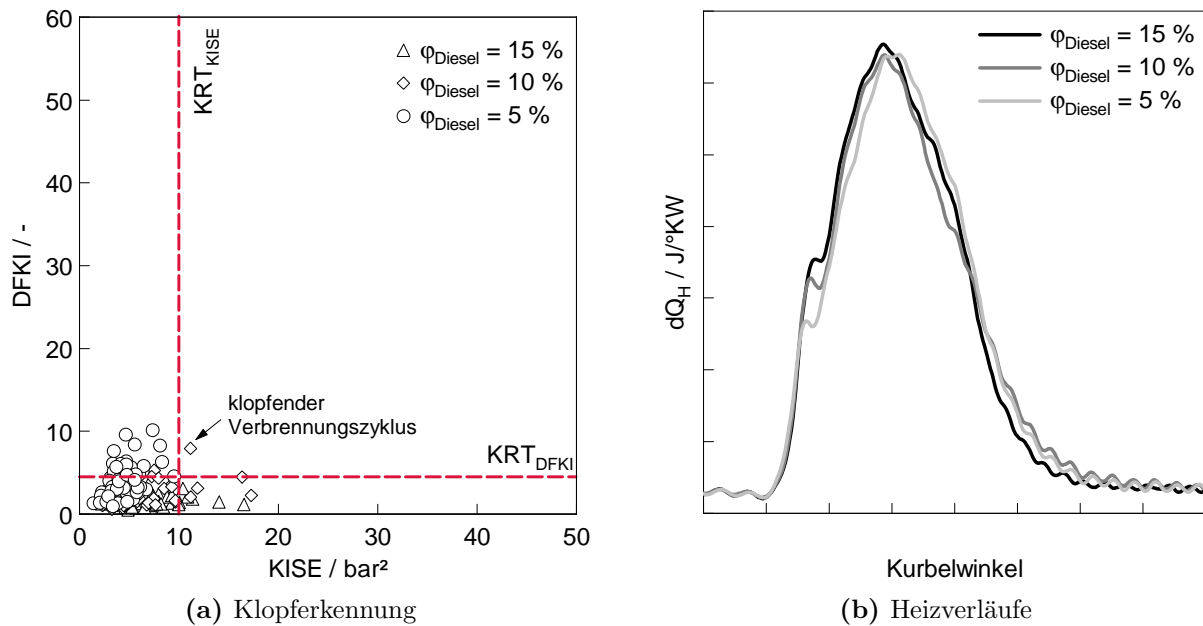


**Abbildung 5.3:** Kennfelder Variation der Menge eingespritzten Dieselkraftstoffs

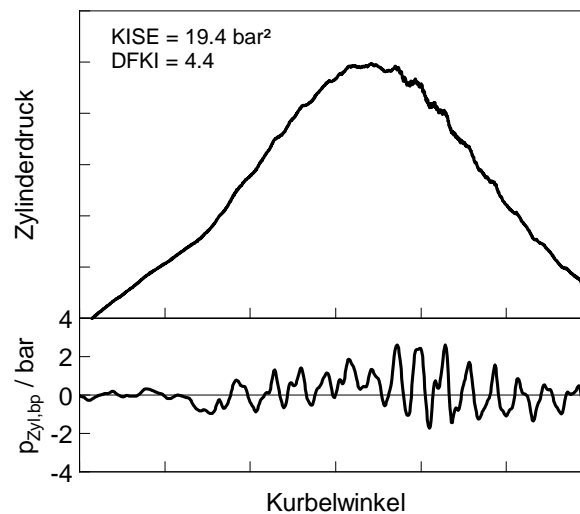
Um diese Aussagen zu bekräftigen, wurden die in diesen Kennfeldern grün markierten Messpunkte zum detaillierten Vergleich der unterschiedlichen Dieselkraftstoffmengen herangezogen. Wiederum werden die subjektive und mathematische Separation in der bekannten Art und Weise miteinander verglichen, was in Abbildung 5.4a dargestellt ist. Daraus kann abgeleitet werden, dass bei diesen Messpunkten die klingelnde Dieselverbrennung eine untergeordnete Rolle spielt, da die Mehrheit der Messpunkte im dritten Quadranten zu liegen kommt. Die drei Heizverläufe von Abbildung 5.4b spiegeln diese Aussage wider. Dargestellt ist der Heizverlauf errechnet aus den gemittelten Zylinderdruckverläufen der 60 aufgenommenen Verbrennungszyklen. Außerdem weisen alle drei Messpunkte nur geringe Unterschiede in der Verbrennung des vorgemischten Anteils sowie eine sehr ähnliche Verbrennungslage auf. Der analoge Vergleich anderer Messpunkte ergab ein ähnliches Bild, wobei bei früheren Lagen die Intensität der klingelnden Dieselverbrennung etwas stärker zunahm.

Die drei ausgewählten Punkte befanden sich in allen Kennfeldern in ähnlicher Lage nahe der Klopfgrenze (schwarze strichlierte Linie). Aus diesem Grund zeigen sich in Abbildung 5.4a bereits erste Verbrennungszyklen in der Nähe der Schwellwerte und – wie zu verzeichnen ist – übertrat ein Verbrennungszyklus diese. Dessen nähere Untersuchung bestätigte die verlässliche Arbeitsweise des Klopfkennungsalgorithmus, wie die Abbildung 5.5 bestätigt. Hierin ist der Zylinderdruckverlauf sowie der Bandpass-gefilterte Zylinderdruck des besagten Verbrennungszyklus dargestellt.

Dieser zeigt neben einer verhältnismäßig leichten klingelnden Dieselverbrennung auch leichte klopfende Verbrennung und wurde vom Klopfkennungsalgorithmus korrekt als klopfender Verbrennungszyklus bewertet. Außerdem beweist der Verbrennungszyklus, dass bei der subjektiven Beurteilung gerade bei Verbrennungszyklen nahe der Klopfgrenze keine gleichmäßige Beurteilung erfolgen kann und dass hier Fehler begangen werden.



**Abbildung 5.4:** Ergebnis Klopferkennung – Variation der Menge eingespritzten Dieseldieselskraftstoffs



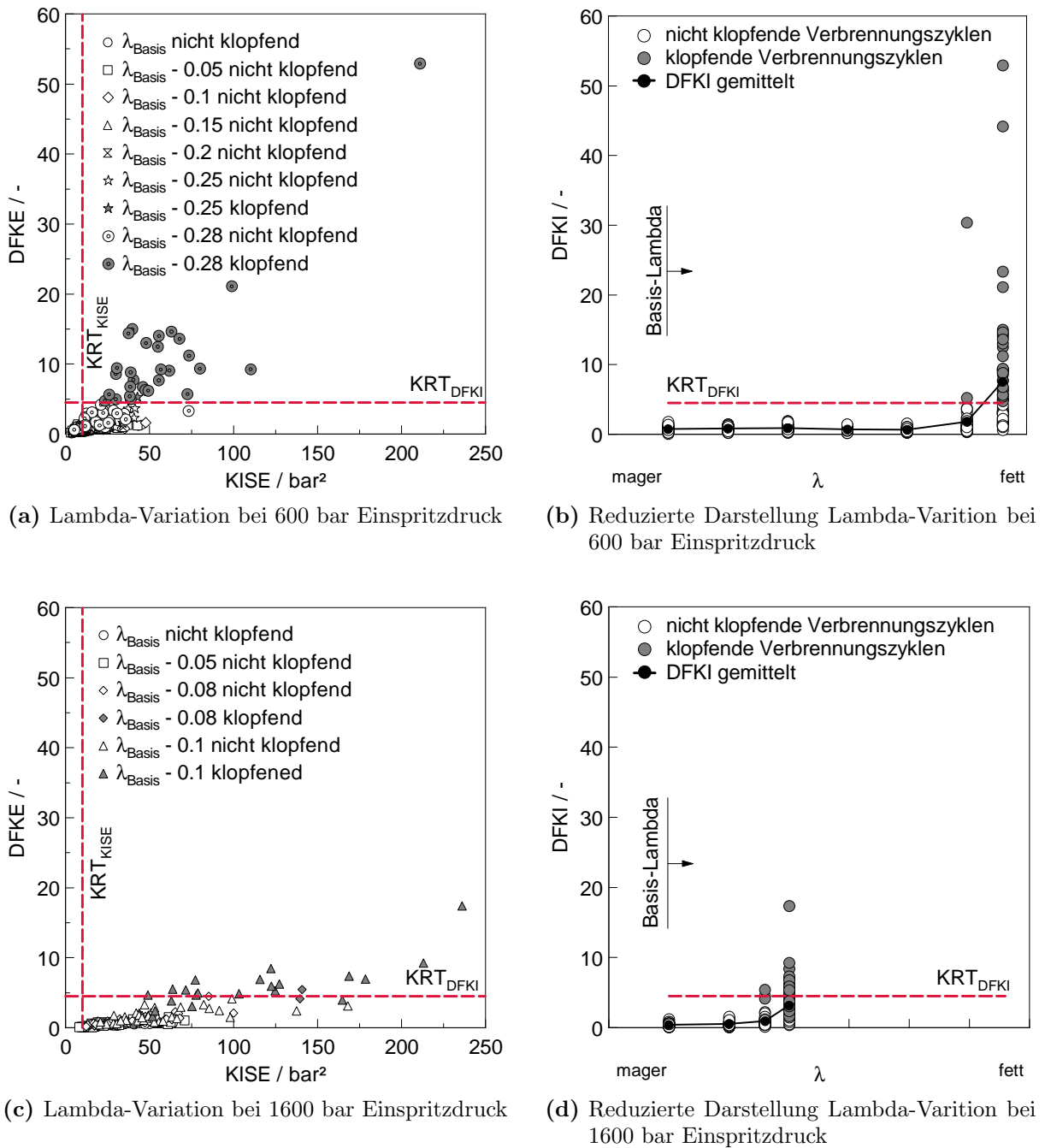
**Abbildung 5.5:** Erkannter Verbrennungszyklus - Variation Menge eingespritzten Dieseldieselskraftstoffs

### 5.1.3 Variation Einspritzdruck

Mit der Variation des Einspritzdrucks wird hinsichtlich der klingelnden Dieseldieselsverbrennung ein sehr sensibler Parameter betrachtet. Abbildung 2.2 brachte bereits zum Ausdruck, dass hohe Einspritzdrücke zum Auftreten eher spitz gezackter Oberschwingungen im Zylinderdrucksignal führen.

Mit dem in Abbildung 5.6 vorgestellten Vergleich bei unterschiedlichen Einspritzdrücken aber sonst gleichen Randbedingungen wird dies zum Ausdruck gebracht. Die oberen Abbildungen zeigen eine Messreihe bei einem Einspritzdruck von 600 bar und die unteren

eine Messreihe bei einem Einspritzdruck von 1600 bar.



**Abbildung 5.6:** Ergebnis Klopferkennung – Variation des Einspritzdrucks

Innerhalb jeder Messreihe wurde das Luftverhältnis vermindert, um klopfende Verbrennung zu provozieren. Es wurde die bereits etablierte Darstellung – DFKE über KISE inklusive der konstanten Grenzwerte  $KRT_{KISE}$  und  $KRT_{DFKI}$  – verwendet.

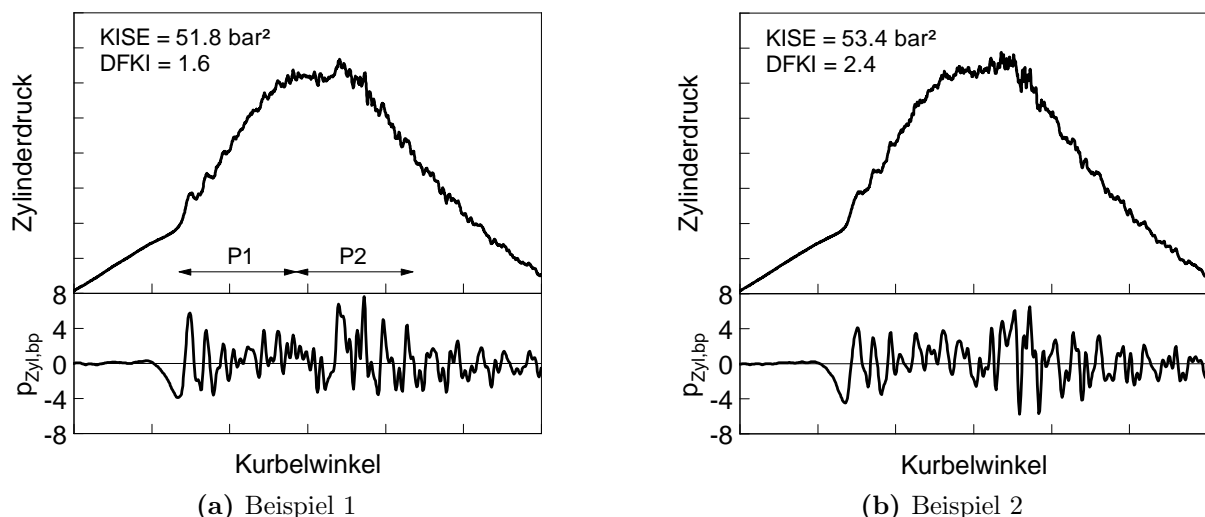
Während bei 600 bar Einspritzdruck der Klopfabstand im Luftverhältnis bezogen auf ein Basis-Luftverhältnis deutlich größer ist als bei 1600 bar, zeigt sich bei beiden Messreihen, dass der Klopfentscheid der klopfenden Verbrennungszyklen nur von  $KRT_{DFKI}$

abhängig ist, da dieser lediglich von einigen wenigen deutlich nicht klopfenden Verbrennungszyklen unterschritten wird. Diese Tatsache weist auf klingelnde Dieselverbrennung in beiden Messreihen hin. Bestätigt werden kann dies durch den direkten Vergleich zwischen der Abbildungen 5.6a und c. Hier ist die Zunahme der Verbrennungsenergie KISE zu verzeichnen, was mit der Zunahme der klingelnden Dieselverbrennung zwischen den gewählten Einspritzdrücken einhergeht.

Die Überlagerung der subjektiven und mathematischen Klopferkennung ergab bei 600 bar Einspritzdruck eine gänzliche Übereinstimmung. Dahingegen wurden bei einem Einspritzdruck von 1600 bar mehrere Fehlinterpretationen festgestellt. Auf die Hintergründe wird in den Abschnitten 5.3 und 5.4 näher eingegangen.

Anhand der Tatsache, dass der Klopfentscheid in beiden Fällen lediglich von  $KRT_{DFKI}$  abhängt, wurde eine reduzierte Darstellung der zuvor diskutierten Daten vorgenommen. Neben der Reduzierung auf die einzelnen Messpunkte bei gleichem  $\lambda$  werden die errechneten DFKI der einzelnen Verbrennungszyklen bewertet. Die idente Skalierung der Abszisse wurde in den Abbildungen 5.6b sowie 5.6d gewählt und ermöglicht so einen direkten Vergleich bezüglich des Klopfabstandes im Luftverhältnis zwischen den gewählten Einspritzdrücken.

Bei beiden Einspritzdrücken wird dieselbe Menge Dieselkraftstoff (10 % energetisch) zum selben Zeitpunkt in den Zylinder eingebracht. Im Vergleich zeigt sich bei 1600 bar Einspritzdruck eine deutlich kürzere Einspritzdauer als bei einem Einspritzdruck von 600 bar. Somit ist die Einspritzung bei 1600 bar bereits 2 °KW früher abgeschlossen, verglichen zu 600 bar Einspritzdruck. Dies nimmt direkten Einfluss auf den Brennbeginn, die Verbrennungslage und den Spitzendruck. Somit wird auch die Temperatur der unverbrannten Zone beeinflusst, wodurch die Vorreaktionen in der Endgaszone beschleunigt werden, und schließlich die Klopfgrenze bei deutlich magererem Hintergrundgemisch erreicht wird.



**Abbildung 5.7:** Nicht erkannte Verbrennungszyklen – Variation des Einspritzdrucks

Abbildung 5.7 zeigt zwei Beispiele aus der Messreihe bei 1600 bar bei  $\lambda_{Basis} = 0.1$  (siehe Abbildung 5.6c). Beide Beispiele zeigen bereits klopfende Verbrennung. Der hohe Einspritzdruck nimmt direkten Einfluss auf die Gemischbildung. Dies führt zu einer sehr

ausgeprägten vorgemischten Verbrennung mit einem sehr steilen initialen Druckanstieg. Wie dem Bandpass-gefilterten Druckverlauf entnommen werden kann, gleicht in diesem Fällen die klingelnde Dieselerverbrennung (P1) vom Verlauf her der klopfenden Verbrennung (P2) mit einer abklingenden Oberschwingung in jeder Berechnungsphase. Dem Ansatz geschuldet werden sehr ähnliche Verläufe bewertet und dies führt zu ähnlichen Signalenergien aber auch Spitzendrücke, was die Detektion dieser Verbrennungszyklen verhindert.

### 5.1.4 Variation Luftverhältnis

Die ausgewählte Lambda-Variation (gemäß Abbildung 3.7a) wurde unter konstanten Randbedingungen aufgezeichnet, unter denen sich durchwegs klingelnde Dieselerverbrennung zeigte. Dies geht als Hauptaussage aus Abbildung 5.8a hervor. In dieser Abbildung wurde der Aufbau von Abbildung 4.12 erneut gewählt. Keiner der geplotteten Verbrennungszyklen findet sich im zweiten Quadranten bzw. im dritten Quadranten wieder. Alle nicht klopfenden Verbrennungszyklen (weiß) finden sich im vierten und alle klopfenden Verbrennungszyklen (dunkelgrau) im ersten Quadranten wieder. Somit ist die betrachtete Messreihe unabhängig vom  $KRT_{KISE}$ , was eine Reduzierung auf den DFKI bzw. auf den Schwellwertvergleich bzgl.  $KRT_{DFKI}$  zulässt. Wie bereits im vorhergehenden Kapitel ist auch hier die Überlagerung der subjektiven und mathematischen Separierung dargestellt. Hierin aufgetragen sind fünf einzelne Messpunkte, die bei unterschiedlichen Lambdastufen aufgezeichnet wurden. Hierfür wurden alle Betriebsparameter konstant gehalten. Lediglich der Ladedruck wurde korrigiert, um die Last konstant zu halten.

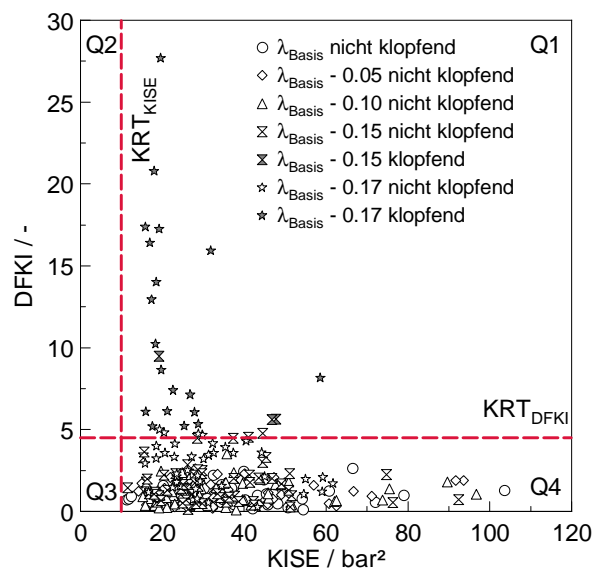


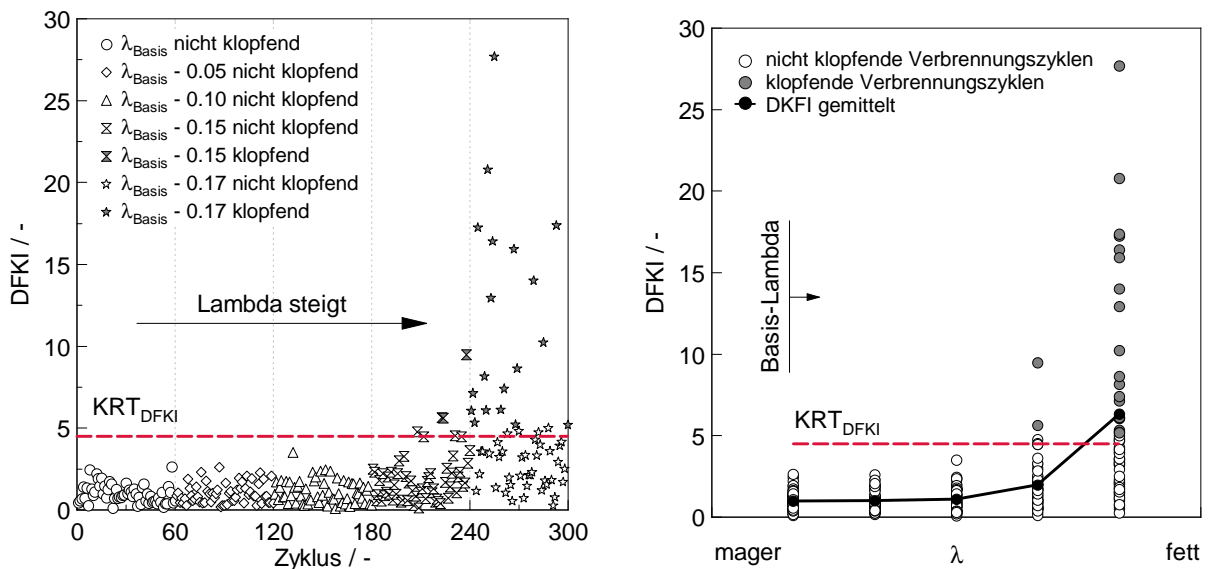
Abbildung 5.8: Variation Luftverhältnis (1)

Dies führt direkt zur Abbildung 5.9. In Abbildung 5.9a ist der DFKI über den sequentiell aufgenommenen Zyklen in Abhängigkeit von Lambda aufgetragen. Dabei umfasst eine Lambdastufe 60 Verbrennungszyklen, was einem Messpunkt entspricht. Während die ersten drei Messpunkte (Zyklus 1-180) keine klopfende Verbrennung aufweisen, zeigt der vorletzte Messpunkt (Zyklus 181-240) bereits einzelne klopfende Verbrennungszyklen. Hier

ergibt sich eine Klopfhäufigkeit von 5 %. Eine weitere Anfettung des Motors führt unweigerlich zu höheren Klopfhäufigkeiten. Der zweite klopfende Messpunkte (Zyklus 241-300) weist bereits eine Klopfhäufigkeit von 30 % auf.

Ergebnis dieser Betrachtungen ist eine sehr gute Übereinstimmung zwischen der subjektiven und mathematischen Separation. Ebenfalls übertreten vereinzelt Verbrennungszyklen, die an der Klopfgrenze liegen den Schwellwert und wurden subjektiv unterbewertet. Da sich ein ähnliches Bild wie bei den zuvor gezeigten Variation ergibt soll an dieser Stelle nicht explizit darauf eingegangen werden.

In Abbildung 5.9b fallen die 60 pro Messpunkt gemessenen Verbrennungszyklen auf einen Punkt zusammen, was lediglich die Zuordnung zum Einzelzyklus versagt aber die Darstellung vereinfacht. Dies findet in weiterer Folge für die Auswertung und für den Vergleich zwischen Zylinderdruck- und Beschleunigungssensordaten Verwendung.



(a) Ergebnis nicht klopfende subjektive Klopferkennung

(b) Ergebnis klopfende subjektive Klopferkennung

Abbildung 5.9: Variation Luftverhältnis (2)

Die Trendlinie (DKFI gemittelt) in Abbildung 5.9b nimmt für die nicht klopfenden Messpunkte nahezu konstante Werte an. An der Klopfgrenze zeigt sich eine sporadische Zunahme des DFKI einzelner Verbrennungszyklen und schließlich ein übertreten des kalibrierten Grenzwertes ( $KRT_{DFKI}$ ).

### 5.1.5 Variation Gemischtemperatur

Zur Verifikation des Einflusses der Gemischtemperatur auf die klopfende Verbrennung mit und ohne klingelnder Dieselverbrennung wurden Einspritzbeginn/Gemischtemperatur-Variationen unter verschiedenen Randbedingungen untersucht (siehe Abbildung 3.7). Um die Klopfgrenze lediglich beeinflusst durch die Gemischtemperatur bewerten zu können, wurde ausgehend von einem Basispunkt (siehe Abbildung 5.10) die Gemischtemperatur so lange erhöht, bis Klopfen auftrat. Dabei wurde die Gemischtemperatur zwischen jedem



Messpunkt um 5 °C erhöht, bis die Klopfgrenze erreicht wurde. An der Klopfgrenze wurde ein Messpunkt gesetzt und anschließend die Temperatur etwas weiter erhöht, um die Klopfhäufigkeit und -intensität zu steigern.

Aus der sehr homogenen Verteilung der einzelnen Zyklen in den Bereichen nicht klopfender Verbrennungszyklen kann geschlussfolgert werden, dass die Gemischtemperatur die klingelnde Dieselerverbrennung nicht signifikant zu beeinflussen scheint. Wie auch bei den vorhergehenden Ergebnissen führt die Annäherung an die Klopfgrenze zu einer Zunahme der Signalenergie und besonders zu Unterschieden in der ersten und zweiten Berechnungsphase, was das Wesen der klopfenden Verbrennung ausmacht. Ist die Klopfgrenze erreicht ( $T_{2' \text{Basis}} + 15 \text{ °C}$ ), so führt eine weitere geringfügige Erhöhung der Gemischtemperatur bereits zu signifikanten Klopfhäufigkeiten.

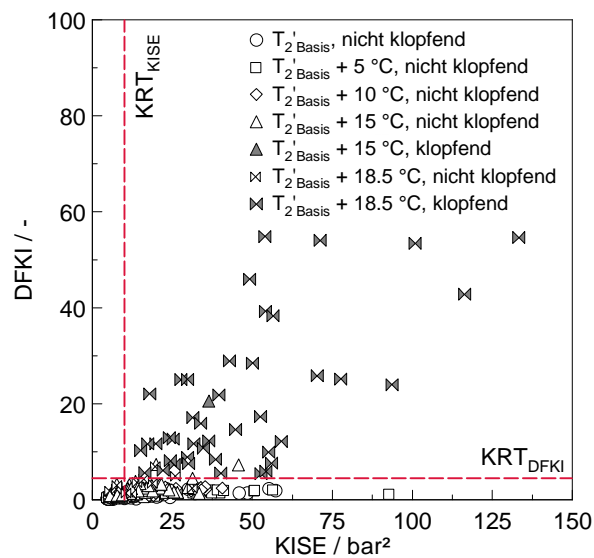


Abbildung 5.10: Variation Gemischtemperatur

Interessant in diesem Zusammenhang ist einmal mehr die Beurteilung der Klopfgrenze ( $T_{2' \text{Basis}} + 15 \text{ °C}$ ). Aus diesem Messpunkt wurden zwei Verbrennungszyklen von der Klopfkennung als klopfend bewertet, die in der subjektiven Beurteilung als nicht klopfend eingestuft wurden. Abbildung 5.11 zeigt die Zylinderdruckverläufe sowie deren Bandpassgefilterte Zylinderdruckverläufe einschließlich deren Koordinaten in Abbildung 5.10. Beide Verbrennungszyklen zeigen bereits hohe Druckamplituden aufgrund klingelnder Dieselerverbrennung und zusätzlich das Einsetzen klopfender Verbrennung. Dies wurde bei der subjektiven Beurteilung schwächer wahrgenommen, wobei der Klopfkennungsalgorithmus diese objektiver zu beurteilen vermag. Auch an dieser Stelle kann gesagt werden, dass der Klopfkennungsalgorithmus die betrachteten Verbrennungszyklen ordnungsgemäß den klopfenden Zyklen zuordnet.

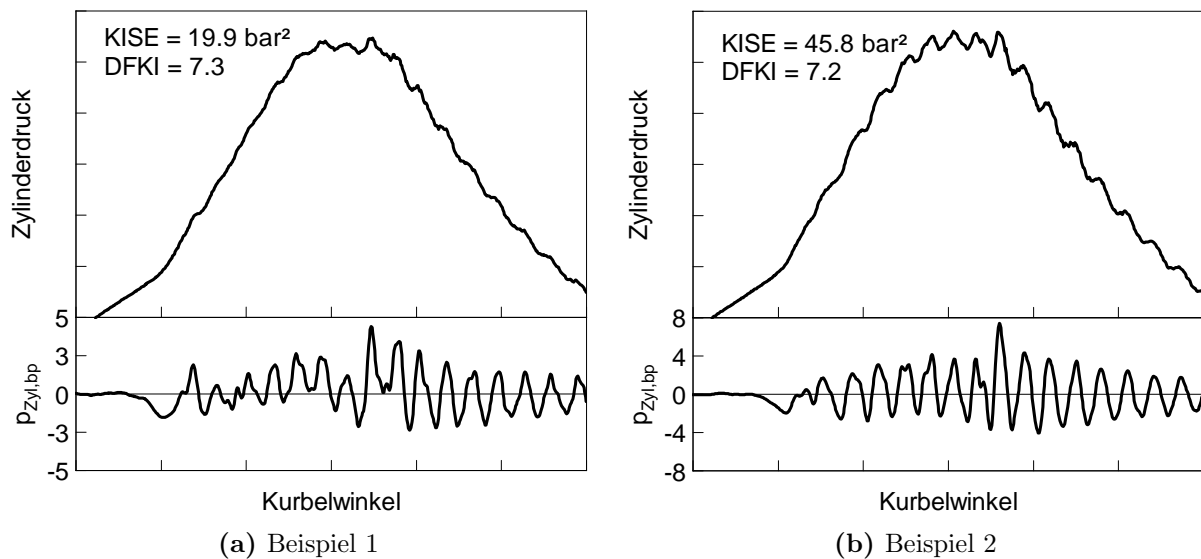


Abbildung 5.11: Erkannte Verbrennungszyklen – Variation Gemischtemperatur

## 5.2 Vergleich zwischen Zylinderdruck- und Beschleunigungssensordaten

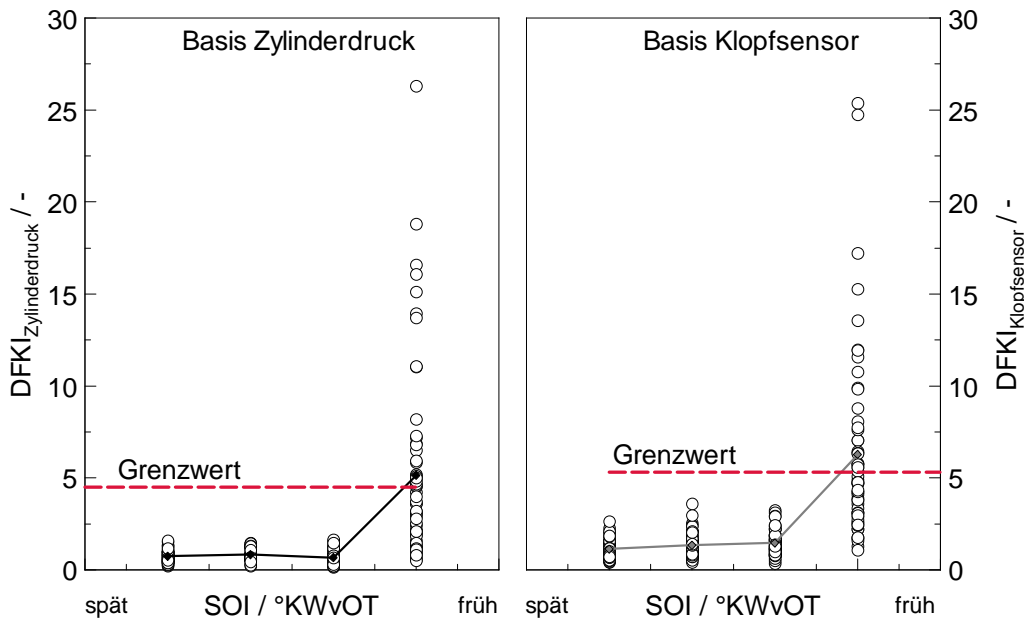
Das Signal des Beschleunigungssensors ähnelt dem eines Bandpass-gefilterten Zylinderdrucksignals (siehe Abbildung 2.19 und 3.5). Einzig stellt sich das Beschleunigungssensorsignal hochfrequenter dar. Da der entwickelte Klopfkennungsalgorithmus auf dem Bandpass- oder Hochpass-gefilterten Zylinderdruck aufbaut, lag der Gedanke nahe, Untersuchungen bzgl. der Klopfkennung mit den Daten des Beschleunigungssensors anzustellen. Diesem Thema ist dieses Kapitel gewidmet.

Im Folgenden werden eine Einspritzzeit-, Gemischtemperatur- sowie eine Lambda-Variation hinsichtlich der Vergleichbarkeit der entwickelten Klopfkennungsmethode im Umgang beider Eingangsparameter – des Bandpass-gefilterten Zylinderdruckverlaufs und der Beschleunigungssensordaten – diskutiert.

Für diesen Vergleich wurden die Grenzwerte für das Beschleunigungssensorsignal in derselben Art und Weise, wie zuvor für das Bandpass-gefilterte Zylinderdrucksignal beschrieben, kalibriert. Näheres zu diesem Arbeitsschritt siehe Kapitel 4.

Der erste Vergleich ist eine Einspritzbeginn-Variation, welche in Abbildung 5.12 dargestellt ist. Hierzu wurde die aus den Abbildungen 5.6b und d, sowie 5.9b bekannte Darstellung gewählt. Auch bei den ausgewählten Daten ist der erste Schwellwert  $KRT_{KISE}$  dauerhaft überschritten, womit ein Vergleich ausschließlich gegen den zweiten Schwellwert (DFKI) bei allen gezeigten Ergebnissen zulässig. Auf der linken Seite dieser Abbildung werden die Ergebnisse auf Basis des Bandpass-gefilterten Zylinderdrucks und rechts auf Basis der Daten eines Beschleunigungssensors gezeigt. Aufgrund des Aufbaus des Klopfkennungsalgorithmus, durch den Vergleich der beiden Berechnungsphasen und durch die Ähnlichkeit der betrachteten Signale, ergeben sich hier analoge Ergebnisse im DFKI. Auch der eingezeichnete Grenzwert liegt nahezu auf demselben Niveau. Die Verschiebung des Einspritzbeginns Richtung früher Lagen kann bei gegebenen Randbedingungen zu einer klopfenden Verbrennung führen. Die globale Betrachtung der vier dargestellten

Messpunkte zeigt für beide Datenbasen dasselbe Ergebnis. Bei späten Einspritzbeginn tritt keine klopfende Verbrennung auf. Zu erwähnen ist, dass der Einspritzbeginn zwischen den einzelnen Messpunkten jeweils um  $2^\circ\text{KW}$  variiert wurde. Der Mittelwert über alle 60 Verbrennungszyklen ist durch die schwarze Linie dargestellt. Während sich dieser bei den nicht klopfenden Messpunkten konstant verhält, steigt er schlagartig beim Übergang zum klopfenden Messpunkt an. Innerhalb dieses Messpunktes überschreiten einige Verbrennungszyklen den gesetzten Grenzwert.



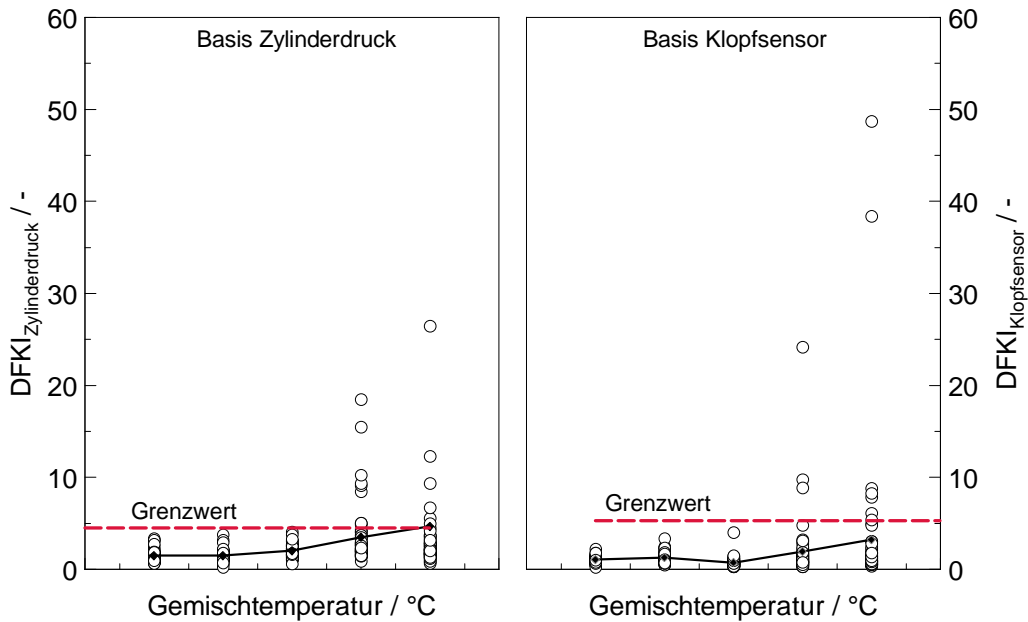
**Abbildung 5.12:** Vergleich Bandpass-gefilterter Zylinderdruck und Beschleunigungssensordaten - Einspritzbeginn-Variation

Analog ist in Abbildung 5.12 eine Variation der Gemischtemperatur dargestellt. Ausgehend von einer Gemischtemperatur von  $45^\circ\text{C}$  wurde diese in  $5^\circ\text{C}$ -Schritten weiter erhöht, bis unter den gegebenen Randbedingungen klopfende Verbrennung auftrat. Bei der Temperatur, die den Klopfbeginn repräsentiert, wurde ein Messpunkt gesetzt. Zusätzlich wurde die Temperatur um weitere  $1\text{-}2^\circ\text{C}$  angehoben, um eine höhere Klopfhäufigkeit und Klopfhärte zu provozieren. Somit entspricht der vierte Messpunkt von links, bei dem einzelne Verbrennungszyklen den gesetzten Schwellwert überschreiten, der Klopfgrenze. Auch hier ist der Mittelwert aller dargestellten Verbrennungszyklen eines Messpunktes (schwarze Linie) dargestellt. Die Auswertung der Daten des Beschleunigungssensors zeigt den einzelnen Messpunkten zufolge ebenfalls ein sehr ähnliches Bild.

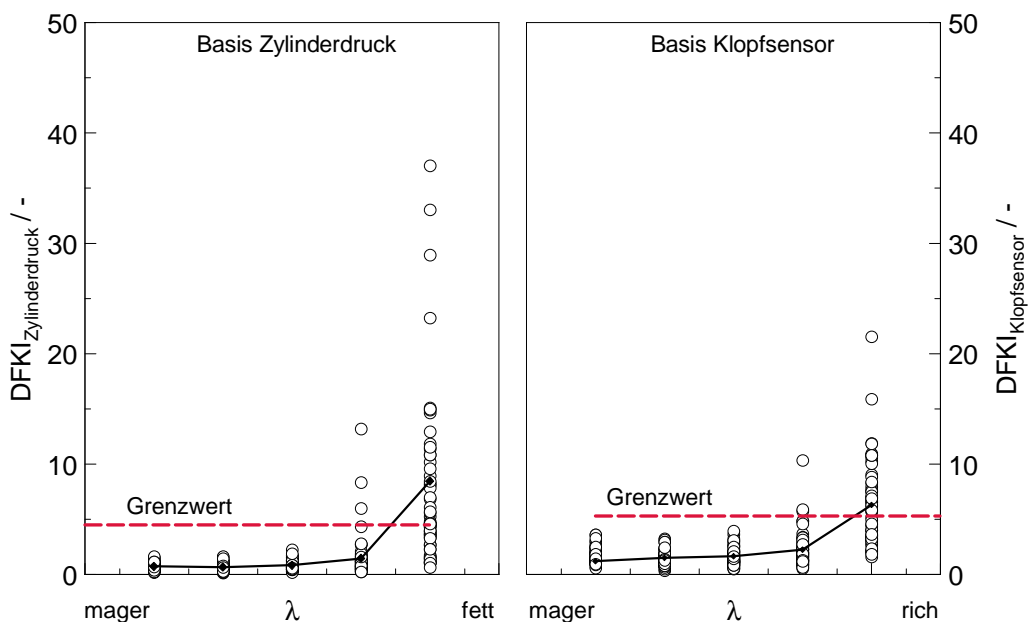
Als drittes Beispiel (siehe Abbildung 5.14) wurde eine Lambda-Variation gewählt. Hierin sind ebenso fünf Punkte dargestellt. Davon zeigen die ersten drei Messpunkte keine klopfende Verbrennung. Der vierte Messpunkt repräsentiert wiederum die Klopfgrenze und der fünfte besitzt demgegenüber eine höhere Klopfhäufigkeit. Beide Datenbasen liefern, den Messpunkt betrachtet, dieselbe Aussage.

Der detaillierte Vergleich beider Eingangssignale hinsichtlich der Übereinstimmung der

einzelnen Verbrennungszyklen lieferte jedoch kein sehr zufriedenstellendes Ergebnis. Hierbei wirkt sich, wie bereits in Kapitel 2.3.2 festgestellt, die klingelnde Dieselverbrennung negativ auf die Eindeutigkeit des Beschleunigungssensorsignals aus.



**Abbildung 5.13:** Vergleich Bandpass-gefilterter Zylinderdruck und Beschleunigungssensordaten – Gemischttemperatur-Variation

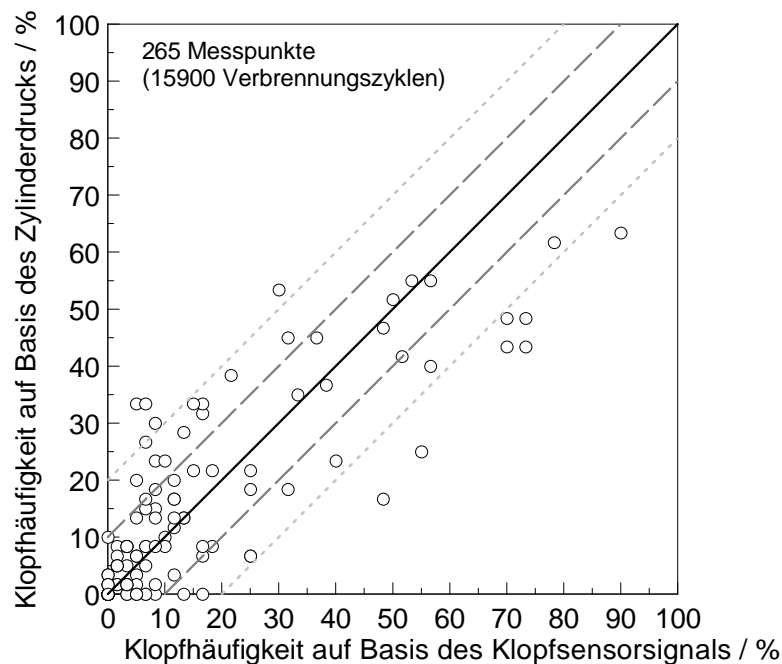


**Abbildung 5.14:** Vergleich Bandpass-gefilterter Zylinderdruck und Beschleunigungssensordaten – Lambda-Variation

Diese verursacht in der Mehrheit der Fälle einen 'zigarrenartigen' Verlauf des Beschleunigungssensorsignals, wodurch die klopfende Verbrennung dadurch maskiert bzw. vom

Sensor aus physikalischen Gründen nicht richtig erfasst wird. Es wird an dieser Stelle davon ausgegangen, dass das Messprinzip der Hauptverursacher dieses Phänomens ist. Zur Erinnerung sei erwähnt, dass die klingelnde Dieselverbrennung und die klopfende Verbrennung die Zylinderladung in dieselben Eigenmoden anregt. Die seismische Masse des Beschleunigungssensors wird bereits durch das Verbrennungsgeräusch der klingelnden Dieselverbrennung ausgelenkt und führt so zu dem erwähnten Signalverlauf. Leicht klopfende Verbrennungszyklen besitzen dahingegen nicht genügend Signalenergie zur weiteren Anregung der seismischen Masse, was der angesprochenen Maskierung entspricht.

Da im Verlauf der Messkampagnen die Positionen der verbauten Beschleunigungssensoren variierten und eine Position vertrauenswürdig war, wurden in Abbildung 5.15 statt der gesamten Messmatrix von 386 Messpunkten lediglich 265 Messpunkte berücksichtigt. Hierin aufgetragen ist die Klopfhäufigkeit zum einen auf Basis des Bandpass-gefilterten Zylinderdruckverlaufs und zum anderen auf Basis des Beschleunigungssensorsignals. Da in der Messdatenbasis viele nicht klopfende Messpunkte enthalten sind, fällt ein Großteil auf null zusammen. Für den Großteil der klopfenden Messpunkte konnte eine gute Übereinstimmung zwischen den beiden Datenbasen festgestellt werden.



**Abbildung 5.15:** Abweichung der Klopfhäufigkeit ermittelt auf Basis des Zylinderdrucks bzw. des Beschleunigungssensorsignals

## 5.3 Bewertung und Interpretation der Ergebnisse

Die Variationen einzelner Betriebsparameter war Gegenstand von Kapitel 5.1. Die Diskussion der gezeigten Ergebnisse gab bereits einen Einblick in die Qualität des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus. Der größte Fokus lag dabei auf jenen Parametern, die klingelnde Dieselerbrennung hervorrufen bzw. verstärken. Die Ergebnisse zeigten, dass die Methode bei sehr starken initialen Druckamplituden der klingelnden Dieselerbrennung – wie das bei sehr hohen Einspritzdrücken ab circa 1600 bar der Fall ist – an ihre Grenzen stößt (siehe Abbildung 5.6c und d sowie 5.7). Dem physikalischen Hintergrund des Klopfkennungsalgorithmus geschuldet, konnten hier keine gute Übereinstimmung zwischen der subjektiven und der mathematischen Separierung hergestellt werden. Dahingegen ergibt sich für den Rest des gesamten Kennfeldes eine sehr zufriedenstellende Übereinstimmung zwischen der subjektiven und der mathematischen Separierung.

## 5.4 Sensitivität der Klopfkennung

Anhand der in der Arbeit gezeigten Beispiele ließ sich bereits die Sensitivität des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus erkennen. Anhand der unterschiedlichsten Ausprägungen der Oberschwingungen des Zylinderdrucksignals – aufgrund klingelnder Dieselerbrennung und klopfender Verbrennung – ist es schwierig eine strenge Linie zu ziehen. Dabei gab die vorgelagerte subjektive Separierung der Messdatenbasis in diesem Sinne die Sensitivität – durch das Festsetzen der Schwellwerte für die mathematische Separierung anhand der subjektiven Separierung – vor.

Dabei entstehen – schlussfolgernd aus dem Vergleich der subjektiven mit der mathematischen Separierung – die meisten Fehlinterpretationen bei Verbrennungszyklen an der Klopfgrenze. Diese Verbrennungszyklen sind sehr diffizil in deren Eindeutigkeit und verdienen deshalb der genauen Betrachtung. Hierbei wurden mit besonderer Aufmerksamkeit jene Verbrennungszyklen betrachtet, die keine Übereinstimmung zwischen der subjektiven und der mathematischen Separierung aufwiesen. Diese Betrachtungen führten Schlussendlich zu eine Feinjustierung der Grenzwerte.

## 5.5 Anwendungsbereiche und Grenzen

Ursprünglich war die Aufgabenstellung die Entwicklung eines Klopfkennungsalgorithmus für die Anwendung an Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Großmotoren. Die Ausführungen in Kapitel 4.5 sowie 5.1 zeigten die Anwendbarkeit und zuverlässige Arbeitsweise des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus unter den gesetzten Randbedingungen.

Betrachtet man den Aufbau des entwickelten Klopfkennungsalgorithmus, so scheint dieser, ausgehend von grundsätzlichen Betrachtungen auch der Anwendung auf andere Brennverfahren gewachsen zu sein. Die physikalischen Zusammenhänge der klopfenden Verbrennung bleiben dabei dieselben und somit kann davon ausgegangen werden, dass die Übertragbarkeit gegeben ist und mittels erneuter Grenzwertkalibrierung hier ebenfalls sehr zufriedenstellende Ergebnisse erzielt werden können. Es wird ebenfalls davon ausgegangen, dass die Motorgröße keinen Einfluss auf das Endresultat hat, was allerdings

in Rahmen dieser Arbeit nicht untersucht wurde und noch der genau Verifikation bedarf.

Aus den durchgeführten Betrachtungen zeigten sich Grenzen hinsichtlich sehr stark klingelnder Dieselerbrennung. Speziell Einspritzdrücke größer als 1600 bar erwiesen sich als problematisch. Beispielsweise kann an dieser Stelle auf die Abbildungen 2.2 und 2.4 verwiesen werden.

# 6 Schlussbetrachtungen

## 6.1 Zusammenfassung

In der Literatur vorgestellte Klopfkennungsalgorithmen zeigen Schwächen im Umgang mit der klingelnden Dieselerbrennung. Diese wird als klopfende Verbrennung interpretiert, was zu Falschaussagen führt. Es wurde aufgezeigt, dass beide Verbrennungsanomalien unterschiedlichen Ursprungs sind. Die klingelnde Dieselerbrennung wird in den Randbereichen der Einspritzfackeln initiiert. Deren Intensität hängt von der Menge sehr rasch umgesetzten Dieselerkraftstoffs ab, wohingegen die klopfende Verbrennung in den Endgasbereichen vor der den Brennraum durchlaufenden Flammenfront auftritt und die umgebenden Brennraumwandungen mechanisch durch erhöhte thermische Belastung schwächt. Diese Lücke zu schließen, war die Aufgabenstellung dieser Arbeit.

Eine umfangreiche Datenbasis mit der Variation von acht ausgewählten Betriebsparametern (Verdichtungsverhältnis, indizierter Mitteldruck, Luftverhältnis, Ladelufttemperatur, Methanzahl, Einspritzdruck, Einspritzzeitpunkt, Menge eingespritzten Dieselerkraftstoffs) stellte die Grundlage der Untersuchungen dar.

Mangels Referenzkriterium wurde eine subjektive Bewertung der Messdatenbasis hinsichtlich nicht klopfender und klopfender Verbrennungszyklen, sowie die Beurteilung des Klopfbeginns durchgeführt.

Erfolgreich wurde eine Methode entwickelt, mit der es gelingt, anhand des gemessenen Zylinderdruckverlaufs den Verbrennungsablauf eines Dieseler/Erdgas-Dual-Fuel-Großmotors hinsichtlich nicht klopfender und klopfender Verbrennung zu analysieren, womit eine entsprechende Separierung vorgenommen werden kann. Dabei ist besonders dem Einspritzsystem, also allen Dieselerinspritzparametern, Aufmerksamkeit zu schenken, da diese aktiv die klingelnde Dieselerbrennung verursachen bzw. beeinflussen.

Die Methode an sich basiert zum einen auf der Teilung des Verbrennungsablaufs in zwei starre, gleich lange Berechnungsabschnitte und der dynamischen Gestaltung des Rechenbeginns und zum anderen auf der Auswertung der Signalenergien, sowie der maximalen Amplituden der Oberschwingungen des Bandpass-gefilterten Zylinderdruckverlaufs. Dabei ist die Länge der Berechnungsphasen ein Modellparameter und bedarf der Abstimmung gemäß dem zu untersuchenden Verbrennungskonzept.

Hierbei wird die klingelnde und klopfende Verbrennung getrennt bewertet. Schlussendlich wird ein Schwellwertvergleich an einer errechneten dimensionslosen Kenngröße vollzogen. Die Untersuchungen zeigen, dass dieser dimensionslose Ansatz lediglich zwei Grenzwerte benötigt, um sehr zufriedenstellende Ergebnisse hinsichtlich des Vergleichs der subjektiven und der mathematischen Separierung zu erreichen.

Im Fall klopfender Verbrennung wird außerdem eine Klopfbewertung durchgeführt. Neben dem Klopfbeginn, welcher mithilfe des Heizverlaufs berechnet wird, wurden zwei



Vorschläge für die Bewertung der Klopfhärte gegeben. Anstelle von einfachen Maximalwertvergleichen wurde an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die Berechnung der Signalenergie im zeitlichen Bereich der klopfenden Verbrennung eine verlässlichere Aussage liefern.

## 6.2 Ausblick

In Kapitel 5 wurde bereits darauf hingewiesen, dass die beiden Betriebsparameter Einspritzdruck und die Menge eingespritzten Dieseldieselkraftstoffs gewisse Grenzen aufweisen, welche sich durch die inhomogene Signalenergie und durch die maximalen Amplituden der Oberschwingungen negativ auf die Klopfkennung auswirken.

Einspritzdruck, Einspritzzeitpunkt sowie die eingespritzte Menge Dieseldieselkraftstoff waren die Haupteinflussgrößen auf die klingelnde Dieseldieselverbrennung. Da diese Größen signifikant die Gemischbildung beeinflussen, wird davon ausgegangen, dass auch die Kenngrößen der Injektordüse – wie Lochanzahl, Lochdurchmesser und Spritzwinkel – die Gemischbildung und somit die klingelnde Dieseldieselverbrennung beeinflussen.

Aus den Ausführungen zu den durchgeführten Messkampagnen als Basis für diese Arbeit geht hervor, dass bereits viele Betriebsparameter in den erarbeiteten Klopfkennungsalgorithmus einfließen. Dennoch war es im Rahmen dieser Arbeit nicht möglich, neben dem Verdichtungsverhältnis weitere Geometrieinflüsse zu berücksichtigen. Hier wäre die Beurteilung der Motorbohrung in Hinblick auf die Diesel/Erdgas-Dual-Fuel-Verbrennung ein sehr interessanter Parameter zur Verifizierung des Klopfkennungsalgorithmus.

Zudem könnte in Erwägung gezogen werden, die Klopfkennung auf andere Brennverfahren anzuwenden. Gerade gasgespülte Vorkammerbrennverfahren zeigen, wie der Abbildung 2.16 entnommen werden kann, durch den Vorkammerimpuls Schwingungen im Hauptbrennraum. Hier zeigen sich, verglichen zur klingelnden Dieseldieselverbrennung, ähnliche Charakteristiken in abgeschwächter Form im Zylinderdrucksignal, welche die Erkennung klopfender Verbrennung erschweren.

Weiterhin verfügt die entwickelte Methode über einen sehr schlanken Algorithmus, welcher echtzeitfähig auch im Prüfstandsbetrieb eingesetzt werden könnte.

# Literaturverzeichnis

- [1] ADOLPH, N.: *Messung des Klopfens am Ottomotor*. Aachen, Rheinisch Westfälische Technische Hochschule, Dissertation, 1984
- [2] BASSHUYSEN, R. van: *Ottomotor mit Direkteinspritzung Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potential*. Springer Vieweg, 2013. – ISBN 978–3–658–01408–7
- [3] BAUFELD, T. ; MOHR, H. ; PHILIPP, H.: Zukunftsperspektiven und technische Herausforderungen bei Diesel-/Gas-Großmotoren. In: *8. Dessauer Gasmotoren-Konferenz*. WTZ Roßlau, 2015, S. 181–195
- [4] BERNATH, J.: Prüfbericht 2306011-2 / ASG Analytik-Service Gesellschaft mbH. 2015. – Prüfbericht
- [5] BLUMREITER, J. ; EDWARDS, C.: Overcoming Pressure Waves to Achieve High Load HCCI Combustion. SAE International, 2014. – DOI 10.4271/2014-01-1269
- [6] BOHATSCH, S.: *Ein Injektorkonzept zur Darstellung eines ottomotorischen Brennverfahrens mit Erdgas-Direkteinblasung*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2011
- [7] BRECQ, G. ; BELLETTRE, J. ; TAZEROUT, M.: Experimental Determination of Knock in Gas SI Engine. SAE International, 2001. – DOI 10.4271/2001-28-0022
- [8] BRECQ, G. ; BELLETTRE, J. ; TAZEROUT, M.: A New Indicator for Knock Detection in Gas SI Engines. *International Journal of Thermal Science*, 2002. – DOI 10.1016/S1290-0729(02)00052-2, S. 523–532
- [9] BRECQ, G. ; LE CORRE, O.: Modeling of In-cylinder Pressure Oscillations under Knocking Conditions: Introduction to Pressure Envelope Curve. SAE International, 2005. – DOI 10.4271/2005-01-1126
- [10] BRUNT, M.F.J. ; POND, C.R. ; BIUNDO, J.: Gasoline Engines Knock Analysis using Cylinder Pressure Data. SAE International, 1998. – DOI 10.4271/980896
- [11] BUSCHBECK, M.: *Laseroptimierte Analyse der zyklischen Schwankungen in einem Transparentmotor*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation, 2013
- [12] CHEN, L. ; LI, T. ; YIN, T. ; ZHENG, B.: A Predictive Model for Knock Onset in Spark-Ignition Engines with Cooled EGR. In: ELSEVIER (Hrsg.): *Energy Conversion and Management* Bd. 87. Elsevier, 11 2014. – DOI 10.1016/j.enconman.2014.08.002, S. 946–955
- [13] CHRIST, K.: *Kalibrierung von Magnet-Injektoren für Benzin-Direkteinspritzsysteme mittels Körperschall*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2011

- 
- [14] CHRISTEN, C. ; BRAND, D.: IMO Tier 3: Gas and Dual Fuel Engines as a Clean and Efficient Solution. CIMAC Congress Shanghai, 2013 (Nr. 187)
- [15] CHRISTINER, P.: *Möglichkeiten zur Verbesserung des Klopfverhaltens bei direktgezündeten Großgasmotoren*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2011
- [16] CHRISTINER, P. ; CHMELA, F. ; DIMITROV, D. ; PIRKER, G. ; WIMMER, A.: Potenziale null- und dreidimensionaler Simulationsmethoden zur Klopfvorhersage. IAV, 2010
- [17] CURRY, S.: A Three-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine. SAE Technical Paper, 1963. – DOI 10.4271/630487
- [18] DAHNZ, C.: *Experimentelle und numerische Untersuchungen zur Selbstzündung und Verbrennung in Ottomotoren*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2015
- [19] DAHNZ, C. ; HAN, K.-M. ; MAGAR, M.: *Vorentflammung bei Ottomotoren - Untersuchung des Auftretens und der Ursache von Selbstzündungen vor Zündungseinleitung bei aufgeladenen Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis*, Universität Karlsruhe, FVV Abschlussbericht Nr. 931, 2009
- [20] DERNOTTE, J. ; DEC, J. ; JI, C.: Investigation of the Sources of Combustion Noise in HCCI Engines. SAE International, 2014. – DOI 10.4271/2014-01-1272
- [21] DÖHLER, A. ; PRITZE, S.: A contribution to better understanding the pre-ignition phenomenon in highly charged internal combustion engines with direct fuel injection. In: IAV (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines* Bd. 4, IAV, 12 2013, S. 52 – 57
- [22] DIANA, S. ; GIGLIO, V. ; IORIO, B. ; POLICE, G.: Evaluation of the Effect of EGR on Engine Knock. SAE Internatinal, 1998. – DOI 10.4271/982479
- [23] EICHMEIER, J.: *Kombinierte Verbrennung brennraumintern gemischter Kraftstoffe mit unterschiedlichen Zündwilligkeiten untersucht am Beispiel von Diesel und Benzin*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2006
- [24] EISEN, S.-M.: *Visualisierung der dieselmotorischen Verbrennung in einer schnellen Kompressionsmaschine*, Technische Universität München, Dissertation, 2003
- [25] ENG, J.A.: Characterization of Pressure Waves in HCCI Combustion. SAE International, 2002. – DOI 10.4271/2002-01-2859
- [26] ETTEFAGH, M.M. ; SADEGHI, M.H. ; PIROUZPANAH, V. ; TASH, H. A.: Knock Detection in Spark Ignition Engines by Vibration Analysis of Cylinder Block: A Parametric Modeling Approach. In: *Mechanical Systems and Signal Processing* Bd. 22. Elsevier, 08 2008. – DOI 10.1016/j.ymssp.2007.11.027, S. 1495–1514
- [27] FISCHER, M. ; GÜNTHER, M. ; RÖPKE, K.: Klopferkennung im Ottomotoren - Neue Tools und Methode in der Serienentwicklung. In: *Motorentechnische Zeitschrift (MTZ)* 3 (2003), S. 186–194

- [28] FROSCHAMMER, F.: *Identifikation und Kompensation von Sensorungenauigkeiten für die drehzahlgestützte On-Board-Diagnose von Verbrennungsmotoren*, Technische Universität München, Dissertation, 2001
- [29] GALLONI, E.: Dynamic Knock Detection and Quantification in a Spark Ignition Engine by Means of a Pressure Based Method. In: ELSEVIER (Hrsg.): *Energy Conversion and Management* Bd. 64. Elsevier, 12 2012. – DOI 10.1016/j.enconman.2012.05.015, S. 256–262. – IREC 2011, The International Renewable Energy Congress
- [30] GALLONI, E. ; FONTANA, G. ; STACCONE, S.: Numerical and Experimental Characterization of Knock Occurrence in a Turbo-Charged Spark-Ignition Engine. In: ELSEVIER (Hrsg.): *Energy Conversion and Management* Bd. 85. Energy Conversion and Management, 9 2014. – DOI 10.1016/j.enconman.2014.05.054, S. 417–424
- [31] GANSER, J.: *Untersuchungen zum Einfluss der Brennraumströmung auf die klopfende Verbrennung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1994
- [32] GEISSLER, G.: *Die Zwillingsgeburt von Globalisierung und Zivilgesellschaft*, Universität Wien, Dissertation, 2009
- [33] GHEBRU, D.: *Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug*, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, 2013
- [34] GIGER, B.: *Design of Experiments voll- und teilfaktorielle Versuche*. [http://www.tqu-group.com/vorlesungen/VorlFrank/HS\\_3-05%20k%20teilfaktorielle%20Versuche.pdf](http://www.tqu-group.com/vorlesungen/VorlFrank/HS_3-05%20k%20teilfaktorielle%20Versuche.pdf). Version: 2005
- [35] GUIMARAES, D.A.: *Digital Transmission - A Simulation-Aided Introduction with VisSim/Comm*. Heidelberg New York : Springer, 2009 (978-3-642-01358-4)
- [36] HENLE, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselmotor*, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [37] HEUSER, G.: *Der Einfluss der Entflammungs- und Verbrennungsphase auf das Klopfen in Ottomotoren*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1993
- [38] HEYWOOD, J.B.: *Internal combustion engine fundamentals*. New York : McGraw-Hill, 1989 (978-0071004992). – ISBN 978-0071004992
- [39] HOUNTALAS, D.T. ; PAPAGIANNAKIS, R.G.: Theoretical and Experimental Investigations of a Direct Injection Dual Fuel Diesel-Natural Gas Engine. SAE International, 2001. – DOI 10.4271/2002-01-0868
- [40] KAMMERDIENER, T. ; SCHLICK, H. ; ZALLINGER, M. ; HIRSCHL, G.: Konzeptuntersuchungen für einen Dual Fuel Motor basierend auf Versuchen an einem schnelllaufenden Einzylindermotor. In: *9. Dessauer Gasmotoren-Konferenz*. WTZ Roßlau, 2015, S. 55–69

- 
- [41] KAMMERSTÄTTER, S.: *Verbrennungsablauf und Schadstoffbildung in Erdgas-Großmotoren mit Vorkammerzündung*, Technische Universität München, Dissertation, 2012
- [42] KLEIN, P.: *Zylinderdruckbasierte Füllungserfassung für Verbrennungsmotoren*, Universität Siegen, Dissertation, 2009
- [43] KRÖGER, H.: *Optische Untersuchungen der Flammen- und Druckwellenausbreitung bei klopfender Verbrennung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1991
- [44] KUNKEL, S. ; AUER, M. ; BÖCKHOFF, N. ; GOLLOCH, R.: Die neuen Gas- und Dual Fuel Motoren von MDT für maritime und stationäre Anwendungen. 8. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2013, S. 55–67
- [45] KYRTATOS, P. ; OBRECHT, P. ; BOULOUCHOS, K. ; HOYER, K. ; DIETRICH, P.: Verbrennungsanalyse im Dieselmotor mit Millerventilstuierung und 2-stufiger Aufladung. In: IVT (Hrsg.): *13. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors* Bd. 13, IVT, 2011
- [46] LARINK, J.: *Zylinderdruckbasierte Auflade- und Abgasrückführregelung für PKW-Dieselmotoren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2005
- [47] LEPPARD, W.R.: Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multicylinder Engines. SAE Technical Paper, 1982. – DOI 10.4271/820074
- [48] LU, J.-H ; EZEKOYE, D. ; IIYAMA, A. ; GREIF, R. ; SAWYER, R. F.: Effect of Knock on Time-Resolved Engine Heat Transfer. SAE International, 1989. – DOI 10.4271/890158
- [49] MANSOR, W.N.W.: *Dual Fuel Engine Combustion and Emissions - an Experimental Investigation Coupled with Computer Simulation*, Colorado State University, Dissertation, 2014
- [50] MERKER, G.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. Wiesbaden : Springer, 2012. – ISBN 978–3–658–03194–7
- [51] MILLO, F. ; LAVARINO, G. ; CAFARI, A.: Knock in Dual Fuel Engines: A Comparison between Different Techniques for Detection and Control. Bergen : CIMAC, 2010 (Nr. 212)
- [52] MITTAL, V. ; REVIER, B.M. ; HEYWOOD, J.B.: Phenomena that Determine Knock Onset in Spark-Ignition Engines. SAE International, 2007. – DOI 10.4271/2007–01–0007
- [53] MOLLENHAUER, K.: *Handbuch Dieselmotoren*. Berlin Heidelberg : Springer Verlag, 2007. – ISBN 978–3–540–72164–2
- [54] NATES, R.J.: Thermal Stresses Induced by Knocking Combustion in Spark-Ignition Engines. SAE International, 2000. – DOI 10.4271/2000–01–1238

- [55] NATES, R.J. ; YATES, A.D.B.: Knock Damage Mechanisms in Spark-Ignition Engines. SAE International, 1994. – DOI 10.4271/942064
- [56] NEUMANN, S.: Zylinderdrucksensor und -system zur Überwachung von Gasmotoren auf LNG Schiffen. IMES, 2009
- [57] NYLUND, I. ; OTT, M.: Development of a Dual Fuel Technology for Slow-Speed Engines. CIMAC Congress Shanghai, 2013 (Nr. 284)
- [58] OHLER, S.: *Entwicklung und Vergleich von Kriterien zur Erkennung der klopfenden Verbrennung in Ottomotoren*, Helmut-Schmidt-Universität / Universität der Bundeswehr Hamburg, Dissertation, 2014
- [59] OVALLE, M.J.C.: *Gemischbildung von Diesel - Mischkraftstoffen bei variabler Düsengeometrie und Einspritzstrategie*, Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule, Dissertation, 2014
- [60] PALAVEEV, S.: *Vorentflammung in Ottomotoren II - Untersuchung des Auftretens und der Ursache von Selbstzündungen vor Zündungseinleitung bei aufgeladenen Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis*, Karlsruher Institut für Technologie, FVV Abschlussbericht Nr. 1031, 2014
- [61] PAN, J. ; C.G.W.SHEPPARD ; TINDALL, A. ; BERZINS, M. ; PENNINGTON, S.V. ; WARE, J.M.: End Gas Inhomogeneity, Autoignition and Knock. SAE International, 1998. – DOI 10.4271/982616
- [62] PAPAGIANNAKIS, R.G. ; HOUNTALAS, D.T. ; RAKOPOULOS, C.D. ; RAKOPOULOS, D.C.: Combustion and Performance Characteristics of a DI Diesel Engine Operating from Low to High Natural Gas Supplement Ratios at Various Operating Conditions. SAE International, 2008. – DOI 10.4271/2008-01-1392
- [63] PIPITONE, E. ; BECCARI, S.: Calibration of a Knock Prediction Model for the Combustion of Gasoline-Natural Gas Mixtures. In: *ASME 2009 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference*. ASME, 2009. – DOI 10.1115/ICEF2009-14057
- [64] PISCHINGER, R.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Wien : Springer-Verlag Wien, 2009. – ISBN 978-3-211-99277-7
- [65] PRAGER, M.: *Analytische Modellierung des Betriebsverhaltens eines Gasmotors mit neuem Gaszündstrahlverfahren für hohe Leistungsdichte*, Technische Universität München, Dissertation, 2010
- [66] RAAB, F.: *Untersuchungen zur Reduzierung von Kohlenwasserstoff-Emissionen im Kaltstart von Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2007
- [67] REDTENBACHER, C.: *Analyse und Optimierung von Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2012

- [68] REDTENBACHER, C. ; KIRSTEN, M. ; KIESLING, C. ; WIMMER, A. ; IMHOF, D. ; BERGER, I. ; GARCIA-OLIVER, J.M.: Detailed Assessment of an Advanced Wide Range Diesel Injector for Dual Fuel Operation of Large Engines, CIMAC Congress Helsinki, 2016. – In Vorbereitung
- [69] REMPEL, A. ; MOSER, M. ; HENSCHEN, P. ; EBERLE, K. ; LOCKNER, E.: Verbrennungsmerkmal geführte Regelung von mittelschnelllaufenden DF Motoren. 9. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2015
- [70] ROTHE, D.: *Physikalische und chemische Charakterisierung der Rußpartikelemission von Nutzfahrzeugdieselmotoren und Methoden zur Emissionsminderung*, Technische Universität München, Dissertation, 2006
- [71] RUSLY, A. ; KOOK, S. ; HAWKES, E. ; ZHANG, R.: High-Speed Imaging of Soot Luminosity and Spectral Analysis of In-Cylinder Pressure Trace during Diesel Knock. SAE International, 2014. – DOI 10.4271/2014-01-1259
- [72] SAIDI, M.H. ; FAR, K. E. ; PIROUZPANAH, V.: Analysis of Combustion Process in Dual Fuel Diesel Engines: Knock Phenomenon Approach. SAE International, 2005. – DOI 10.4271/2005-01-1132
- [73] SALBRECHTER, S.: *Parameterbasiertes Modell zur Vorausberechnung von Wandwärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2014
- [74] SCHLICK, H.: *Charakterisierung der Verbrennung und des Klopfens in direktgezündeten Großmotoren im Sondergasbetrieb*, Technische Universität Graz, Dissertation, 2012
- [75] SCHNEIDER, S.G.: *Mechanische und thermische Beanspruchungen in Großdieselmotoren bei extrem hohen Mitteldrücken*, Technische Universität München, Dissertation, 2012
- [76] SCHNESSL, E.: *Alternatives Vorkammerbrennverfahren für Großgasmotoren*, Technischen Universität Graz, Dissertation, 2007
- [77] SCHÄPERTÖNS, H.: *Simulation von Klopfvorgängen mit einem zweidimensionalen mathematischen Modell*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1984
- [78] SEIBERT, S.: *Faktorielle Versuche*. online. <http://sixsigma.siegfried-seibert.de/TBStatistikWerkzeuge/TBFaktorielleVersuche>. Version: Dezember 2015
- [79] SELL, Jan: Marine Klassifikation von Gasmotoren - Beweggründe, Anforderungen, Herausforderungen. 9. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, 2015, S. 13–20
- [80] SHAHLARI, A.J. ; GHANDHI, J.B.: A Comparison of Engine Knock Metrics. SAE International, 2012. – DOI 10.4271/2012-32-0007

- [81] SIANO, D. ; BOZZA, F. ; D'AGOSTION, D. ; PANZA, M.: The Use of Vibrational Signals for On-Board Knock Diagnostics Supported by In-Cylinder Pressure. SAE International, 2014. – DOI 10.4271/2014-32-0063
- [82] SILEGHEM, L. ; WALLNER, T. ; VERHELST, S.: A Quasi-Dimensional Model for SI Engines Fueled with Gasoline-Alcohol Blends: Knock Modeling. In: ELSEVIER (Hrsg.): *Fuel* Bd. 140. ScienceDirect, 01 2015. – DOI 10.1016/j.fuel.2014.09.091, S. 217–226
- [83] SINGH, A. ; ANDERSON, D. ; HOFFMAN, M. ; FILIPI, Z. ; PRUCKA, R.: An Evaluation of Knock Determination Techniques for Diesel-Natural Gas Dual Fuel Engines. SAE International, 2014. – DOI 10.4271/2014-01-2695
- [84] SOLOIU, V. ; MUINOS, M. ; HARP, S.: Investigation of Dual Fuel PCCI (PFI of n-Butanol and DI-ULSD) Compared with DI of Binary Mixtures of the Same Fuels in an Omnivarious Diesel Engine. SAE International, 2015. – DOI 10.4271/2015-01-0857
- [85] SOYKA, Klaus: *Humankapital und Intellectual Capital*, Gottfried Wilhelm Leibnitz Universität Hannover, Dissertation, 2006
- [86] SPICHER, U. ; KOLLMEIER, H.-P.: Detection of Flame Propagation During Knocking Combustion by Optical Fiber Diagnostics. SAE Technical Paper, 1986. – DOI 10.4271/861532
- [87] SPICHER, U. ; WORRET, R.: *Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze*, Universität Karlsruhe, FVV Abschlussbericht Nr. 700, 2001
- [88] STEGEMANN, D.: *Modellierung der Multikompetenentverdampfung und Selbstzündung in Dieselmotoren*. Göttingen : Curvillier Verlag, 2005. – ISBN 978-3-865-37678-7
- [89] STIEBELS, B.: *Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1996
- [90] THÖNE, J.: *Untersuchung von Einflussgrößen auf das Klopfen von Ottomotoren unter besonderer Beachtung der internen Abgasrückführung*, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Dissertation, 1994
- [91] TSURUSHIMA, T. ; KUNISHIMA, E. ; ASAUMI, Y. ; AOYAGI, Y. ; ENOMOTO, Y.: The Effect of Knock on Heat Loss in Homogeneous Charge Compression Ignition Engines. SAE Internatinal, 2002. – DOI 10.4271/2002-01-0108
- [92] TVERBERG, G.: *World Energy Consumption Since 1820 in Charts*. <http://ourfiniteworld.com/2012/03/12/world-energy-consumption-since-1820-in-charts/>. Version: 2012
- [93] VANCOILLIE, J. ; SILEGHEM, L. ; VERHELST, S.: Development and Validation of a Knock Prediction Model for Methanol-Fuelled SI Engines. SAE International, 2013. – DOI 10.4271/2013-01-1312



- 
- [94] WENIG, M.: *Simulation der ottomotorischen Zyklusschwankungen*, Universität Stuttgart, Dissertation, 2013
- [95] WENZEL, S.P.: *Modellierung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Emissionen des Dieselmotors*, Toon-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation, 2006
- [96] WIMMER, A. ; CHMELA, F. ; KIRSTEN, M. ; PIRKER, G. ; CHRISTINER, P. ; TRAPP, C. ; SCHAUMBERGER, H.: LEC-GPN - A New Index for Assessing the Knock Behavior of Gaseous Fuels for Large Engines. In: IAV (Hrsg.): *Knocking in Gasoline Engines* Bd. 4, IAV, 2013, S. 239–254
- [97] WISSINK, M. ; WANG, Z. ; SPLITTER, D. ; SHAHLARI, A. ; REITZ, R.: Investigation of Pressure Oscillation Modes and Audible Noise in RCCI, HCCI and CDC. SAE International, 2013. – DOI 10.4271/2013-01-1652
- [98] WORRET, R.: *Zylinderdruckbasierte Detektion und Simulation der Klopfgrenze mit einem verbesserten thermodynamischen Ansatz*, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2012
- [99] WORRET, R. ; BERNHARDT, S. ; SCHWARZ, F. ; SPICHER, U.: Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines. SAE International, 2002. – DOI 10.4271/2002-01-1668
- [100] XIAOFENG, G. ; STONE, R. ; HUDSON, C. ; BRADBURY, I.: The Detection and Quantification of Knock in Spark Ignition Engines. SAE International, 1993. – DOI 10.4271/932759
- [101] YOSHIMOTO, Y. ; KINOSHITA, E. ; LUGE, S. ; OHMURA, T.: Combustion Characteristics of a Dual Fuel Diesel Engine with Natural Gas (Lower Limit Cetane Number for Ignition of the Fuel). SAE International, 2012. – DOI 10.4271/2012-01-1690
- [102] ZACHARIAS, F.: *Gasmotoren*. Würzburg : Vogel, 2001. – ISBN 978-3-802-31796-5
- [103] ZAVALA, J.C. ; FOLKERTS, C.: Knock Detection and Estimation Based on Heat Release Strategies. SAE International, 2011. – DOI 10.4271/2011-01-1409
- [104] ZHEN, X. ; WANG, Y. ; XU, S. ; ZHU, Y. ; TAO, C. ; XU, T. ; SONG, M.: The Engine Knock Analysis - An Overview. In: ELSEVIER (Hrsg.): *Applied Energy* Bd. 92. ScienceDirect, 04 2012. – DOI 10.1016/j.apenergy.2011.11.079, S. 628–636
- [105] ZINKE, O. ; REHWALD, W.: *Mathematische Funktionen in Physik und Technik*. Hirzel Verlag Stuttgart, 1959 (Band 1)