

Klopffmodellierung bei Ottomotoren

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung**

Vorgelegt von

**Marco Hess
aus Aalen**

Hauptberichter:	Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. C. Trapp
Mitberichter:	Prof. Dr.-Ing. A. Casal Kulzer

Tag der mündlichen Prüfung: 24.10.2023

Institut für Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart

2023

*„Behandelt eure Mitmenschen in allem so,
wie ihr selbst von ihnen behandelt werden wollt.“
Mt 7, 12*

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fahrzeugtechnik Stuttgart (IFS) der Universität Stuttgart unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Bargende für seine Unterstützung, das entgegengebrachte Vertrauen und den Freiraum bei der Ausgestaltung des Forschungsprojektes. Herrn Prof. Dr.-Ing. C. Trapp sowie Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Casal Kulzer danke ich für das Interesse an der Arbeit und die Übernahme des Korreferates.

Meinem direkten Vorgesetzten, Herrn Dr.-Ing. M. Grill danke ich für seine großartige Unterstützung und für die vielen fachlichen Diskussionen. Darüber hinaus bedanke ich mich bei den Mitarbeitern des IFS sowie des Forschungsinstituts für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS) für die angenehme Arbeitsatmosphäre und gute Zusammenarbeit. Hervorzuheben sind vor allem Herr Dr.-Ing. S. Hann, dem ich für viele fachliche Dialoge und Inspirationen danke, sowie Frau V. Kelich, der ich für ihre außerordentlich wertvolle organisatorische Unterstützung danke.

Außerdem danke ich dem projektbegleitenden Ausschuss unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. A. Casal Kulzer sowie allen Unternehmen, die das Forschungsprojekt „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“, welches von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) initiiert und finanziert wurde, unterstützt haben. Meinen Projektpartnern M. Blomberg sowie P. Morsch der RWTH Aachen danke ich für die Bereitstellung von Messdaten.

Der größte Dank gebührt meiner Frau Joliene für ihre geduldige Unterstützung, Liebe und die vielen erbrachten Opfer. Ebenfalls danke ich meiner Familie und Freunden für ihre verständnisvolle Unterstützung.

Kurzfassung

Klopfen ist ein unerwünschtes, wirkungsgradbegrenzendes Phänomen bei Ottomotoren und entspricht einer Selbstzündung gefolgt von starken Druckschwankungen. Da Klopfereignisse den Motor schädigen und dessen Lebensdauer reduzieren können, beschreibt die Klopfgrenze einen sinnvollen Trade-Off zwischen möglichst hohem Wirkungsgrad bei möglichst geringer Motorschädigung. Aufgrund ihrer geringen Rechenzeit bei dennoch hoher Genauigkeit, nehmen 0D/1D-Simulationen in der Motorenentwicklung eine wichtige Rolle ein. Vor allem für Konzeptstudien sind 0D/1D-Simulationen unerlässlich, weshalb deren Simulationsmodelle eine hohe Genauigkeit und Vorhersagefähigkeit aufweisen müssen. Dabei ist das Klopfmodell ein besonders wichtiges Modell in Hinblick auf den erreichbaren Wirkungsgrad des Motors und damit für die Bewertung von Konzeptstudien. Das Ziel ist daher ein Klopfmodell, welches für viele verschiedene Betriebsbedingungen eine sehr hohe Vorhersagefähigkeit und Genauigkeit aufweist.

Da das Klopfmodell aus zwei Teilen besteht - der Modellierung der Selbstzündung (Selbstzündmodell) sowie deren Evaluierung (Klopfkriterium) - wird zunächst das Selbstzündmodell validiert. Hierfür werden nahezu 20 000 klopfende Einzelarbeitsspiele 230 verschiedener Betriebspunkte untersucht. Bei dieser Analyse wird der modellierte Selbstzündbeginn mit dem gemessenen Selbstzündbeginn verglichen, wobei sich zeigt, dass das verwendete Selbstzündmodell eine hohe Genauigkeit aufweist. Dies ist die nötige Grundlage für die Entwicklung des Klopfkriteriums - das eigentliche Herzstück des Klopfmodells. Nachdem der dringende Verbesserungsbedarf vorhandener Klopfkriterien hervorgehoben wird, werden zwei neue Klopfkriterien entwickelt - das Pi-Kriterium und das CA-Kriterium. Das Pi-Kriterium gilt als die empfohlene Wahl und evaluiert den Wert von Π in Abhängigkeit des Vorreaktionszustands bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$, um die Klopfgrenze eines Betriebspunktes zu bestimmen. Dadurch verbindet es die Phänomenologie der Messdaten ($I_{k,SOC}$) mit theoretischen Einflussgrößen auf die Druckschwankungen infolge der Selbstzündung (Π). Bei der Validierung anhand von 142 Betriebspunkten zeigt sich, dass beide neu entwickelten Klopfkriterien eine signifikante Verbesserung im Vergleich

zum Stand der Forschung darstellen. So kann das Pi-Kriterium die Klopfgrenze vier- bis fünfmal genauer vorhersagen als bisher vorhandene Klopfkriterien und auch das CA-Kriterium erhöht die Genauigkeit um den Faktor drei. Diese sehr gute Vorhersagefähigkeit für die Vielzahl an variierten Betriebsbedingungen ermöglicht schließlich valide simulative Konzeptstudien.

Darüber hinaus wird die Robustheit der sehr hohen Vorhersagefähigkeit des Pi-Kriteriums gezeigt, indem das Klopfkriterium absichtlich fehlkalibriert wird - was einen realen Anwendungsfall, bei dem keine perfekte Kalibrierung möglich ist, imitiert. Zusätzlich wird der Drei-Parameter-Ansatz zur Modellierung der Klopfhäufigkeit vorgestellt, der bereits in weiteren Forschungsarbeiten aufgegriffen wurde und somit die Grundlage weiterführender Forschungsarbeiten legte. Dadurch würde der Output des Klopfmodells um analoge Größen erweitert, was für zukünftige Entwicklungen der Klopfmodellierung relevant ist.

So wird in dieser Arbeit die Entwicklung eines Klopfmodells vorgestellt, welches den Stand der Forschung signifikant verbessert und die Genauigkeit der vorhergesagten Klopfgrenze um den Faktor vier bis fünf erhöht. Dies ermöglicht letztlich eine valide Durchführung von Konzeptstudien innerhalb 0D/1D-Simulationen. Das entwickelte Klopfmodell wird bereits heute im UserCylinder® von unterschiedlichen Herstellern für die Motorenentwicklung verwendet und hilft auf diese Weise die Treibhausgasemissionen des Verkehrssektors weiter zu senken.

Abstract

Engine knock is an undesirable, efficiency-limiting phenomenon in SI engines and corresponds to an auto-ignition followed by strong pressure fluctuations. Since knock events can damage the engine and reduce its lifetime, the knock boundary (or knock limited spark advance) describes a reasonable trade-off between highest possible efficiency at lowest possible engine damage. Due to their low computational time yet high accuracy, 0D/1D simulations take an important role in engine development. Especially for concept studies, 0D/1D simulations are essential, which is why their simulation models must have high accuracy and predictive capability. The knock model is a particularly important model with regard to the achievable efficiency of the engine and thus for the evaluation of concept studies. The goal is therefore a knock model that has very high predictive capability and accuracy for many different operating conditions. Since the knock model consists of two parts - the modeling of the auto-ignition (auto-ignition model) and its evaluation (knock criterion) - the auto-ignition model is first validated. For this purpose, nearly 20 000 knocking single working cycles of 230 different operating points are analyzed. In this analysis, the modeled auto-ignition onset is compared with the auto-ignition onset of the measurement data, and it is shown that the auto-ignition model has a high degree of accuracy. This is the necessary basis for the development of the knock criterion - the actual heart of the knock model. After highlighting the urgent need for improvement of the existing knock criteria, two new knock criteria are developed - the Pi-criterion and the CA-criterion. The Pi-criterion is considered the recommended choice and evaluates the value of Π as a function of the pre-reaction state at the start of combustion $I_{k,SOC}$ to determine the knock boundary of an operating point. In this way, it combines the phenomenology of the measurement data ($I_{k,SOC}$) with variables that theoretically affect the pressure fluctuations due to auto-ignition (Π). When validated against 142 operating points, it is shown that both newly developed knock criteria significantly improve the state of the art. The Pi-criterion can predict the knock boundary four to five times more accurately than previously existing knock criteria, and the CA-criterion also increases the accuracy by a factor of three. This very good predictive

capability for the large number of varied operating conditions finally enables valid simulative concept studies.

Furthermore, the robustness of the very high predictive ability of the Pi-criterion is shown by intentionally miscalibrating the knock criterion - which imitates a real use case where perfect calibration is not possible. In addition, the three-parameter-approach to model the knock frequency is presented, which has already been taken up in another research project, thus laying the foundation for further research. This would add analog quantities to the output of the knock model, which is relevant for future developments in knock modeling.

Thus, this paper presents the development of a knock model that significantly improves the state of the art and increases the accuracy of the predicted knock boundary by a factor of four to five. This ultimately enables valid analysis of concept studies within 0D/1D simulations. The developed knock model is already being used today in the UserCylinder® by various manufacturers for engine development and in this way helps to further reduce greenhouse gas emissions from the transport sector.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	XVII
Symbolverzeichnis	XIX
1 Einleitung	1
2 Grundlagen	5
2.1 Klopfende Verbrennung	5
2.2 0D/1D-Simulation	9
3 Selbstzündmodellierung	13
3.1 Grundlagen	13
3.2 Modellierung der Modellparameter	14
3.3 Bestimmung des Klopfbeginns der Messdaten	19
3.4 Bewertung des nicht kalibrierten Modells	24
3.5 Kalibrierung durch Temperaturanpassung	27
3.6 Validierung	31
3.7 Zusammenfassung	42
4 Stand der Forschung und Analyse vorhandener Klopfkriterien	43
4.1 Grundlagen	43
4.2 Klopfbewertung bei konstantem Massenumsatz	45
4.3 Grenzschicht-Kriterium	48
4.4 Zusammenfassung	51
5 Phänomenologische Entwicklung eines Klopfkriteriums	53
5.1 Analyse der Messdaten und Einflussgrößen	53
5.2 Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn	57
5.3 Pi-Kriterium	62
5.4 CA-Kriterium	67
5.5 Zusammenfassung	70

6	Validierung der neuen Klopfkriterien	71
6.1	Anwendung	71
6.2	Validierung beider Klopfkriterien	75
6.3	Bewertung der Klopfkriterien	79
6.4	Klopfverhalten über Variationen der Betriebsbedingungen	82
6.5	Anwendungseinflüsse auf die Genauigkeit	89
6.5.1	Definition der Klopfgrenze	90
6.5.2	Fehl-Kalibrierung des Selbstzündmodells	91
6.5.3	Fehl-Kalibrierung des Pi-Kriteriums	94
6.5.4	Zusammenfassung	96
7	Modellierung der Klopfhäufigkeit und -intensität	99
7.1	Drei-Parameter-Ansatz	99
7.2	Klopfintensität	104
8	Zusammenfassung und Ausblick	107
	Anhang	125
A1	Zündverzugszeiten anhand eines künstlichen neuronalen Netzes	125
A2	Frequenzspektrum und Resonanzfrequenzen des Brennraums	129
A3	Untersuchung des Hauptgrunds der Kalibrierung durch Tempera- turanpassung	131
A4	Vorgehen und Betriebspunkte der Klopfmodellentwicklung und -validierung	134
A5	Massenumsatz bei Selbstzündbeginn	141
A6	Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn	144
A7	Zustandsgrößen bei Selbstzündbeginn	145
A8	Drei-Parameter-Ansatz unter Auswertung von Pi	146

Abbildungsverzeichnis

2.1	Exemplarische gemessene Zylinderdruckverläufe	7
2.2	Zylinderdruckverläufe 50 aufeinanderfolgender Arbeitsspiele eines Betriebspunktes	9
2.3	Schematische Darstellung des Entrainmentmodells	11
3.1	Definition der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high}	15
3.2	Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high}	18
3.3	Zylinderdruckverlauf, bandpassgefilterter Zylinderdruckverlauf, schematischer knock peak-to-peak und bestimmter Klopfbeginn	21
3.4	Flussdiagramm der neu entwickelten Methode, um den Klopfbeginn eines indizierten Arbeitsspiels zu bestimmen	23
3.5	Vorhergesagter Selbstzündbeginn des nicht kalibrierten Modells mit phänomenologischen Zündverzugszeiten im Vergleich zu dem Klopfbeginn der Messdaten	26
3.6	Unsicherheiten und Ungenauigkeiten des Modell-Inputs	28
3.7	Anpassung der Zündverzugszeit infolge des verwendeten Temperaturfaktors für 20 bar, 50 bar und 100 bar Zylinderdruck	30
3.8	Vorhergesagter Selbstzündbeginn des kalibrierten Modells im Vergleich zu dem Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.	32
3.9	Validierung des Selbstzündmodells anhand Variationen der Wandtemperaturen und Einspritzstrategie	35
3.10	Validierung des Selbstzündmodells anhand unterschiedlicher Kraftstoffe	37
3.11	Validierung des Selbstzündmodells anhand unterschiedlicher Gemischzusammensetzungen	38
3.12	Validierung des Selbstzündmodells anhand aller 19694 klopfenden Einzelarbeitsspiele	40

4.1	Validierung des Klopfmodells mit Klopfbewertung bei konstantem Massenumsatz	46
4.2	Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Grenzschicht-Klopfkriterium	49
4.3	Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Grenzschicht-Klopfkriterium	51
5.1	Zylinderdruckverlauf eines klopfenden und eines nicht-klopfenden Einzelarbeitsspiels	54
5.2	Gemittelter Zylinderdruckverlauf unterschiedlicher Einzelarbeitsspiele eines Betriebspunktes	55
5.3	Massenumsatz (MFB) zum Zeitpunkt der modellierten Selbstzündung der mittleren Arbeitsspiele	57
5.4	Vergleich des Zylinderdruckverlaufs zweier Betriebspunkte mit deutlich unterschiedlichem Massenumsatz bei Selbstzündbeginn	58
5.5	Schema der unterschiedlichen Livengood-Wu Integrale	61
5.6	Π_0 zum Zeitpunkt der Selbstzündung über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$	64
5.7	Π über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$	65
5.8	Schema des Pi-Kriteriums anhand einer Schwerpunkttagenvariation	66
5.9	Selbstzündbeginn über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$	69
6.1	Häufige Fehler bei der Kalibrierung des Pi-Kriteriums	74
6.2	Kalibrierung des Pi-Kriteriums	76
6.3	Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Pi-Kriterium	77
6.4	Kalibrierung des CA-Kriteriums	78
6.5	Validierung des Klopfmodells mit verwendetem CA-Kriterium	79
6.6	Direkter Vergleich der unterschiedlichen Klopfkriterien	80
6.7	Kraftstoff-Variation an der Klopfgrenze	83
6.8	Drehzahl-Variation an der Klopfgrenze	84
6.9	Verdichtungsverhältnis-Variation an der Klopfgrenze	85
6.10	Variation der Last sowie Kühl- und Öltemperatur an der Klopfgrenze	86
6.11	Variation der externen AGR-Rate an der Klopfgrenze	87

6.12	Variation des Verbrennungsluftverhältnisses an der Klopfgrenze	88
6.13	Validierung des Klopfmodells anhand unterschiedlicher Definitionen der Klopfgrenze	91
6.14	Absichtliche Fehlkalibrierung des Selbstzündmodells als Imitation eines realen Anwendungsfalls	92
6.15	Absichtliche Fehlkalibrierung des Klopfkriteriums als Imitation eines realen Anwendungsfalls	95
7.1	Vorgehen des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit anhand des Selbstzündbeginns erklärt . .	101
7.2	Validierung des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit	103
7.3	Zusammenhang Klopfhäufigkeit und Klopfintensität der mittleren Arbeitsspiele	105
A1.1	Aufbau des künstlichen neuronalen Netzes	126
A1.2	Vorhergesagter Selbstzündbeginn des nicht kalibrierten Modells mit Zündverzugszeiten des künstlichen neuronalen Netzes im Vergleich zum Klopfbeginn der Messdaten	128
A2.1	Gemittelttes Leistungsdichtespektrum des indizierten Zylinderdruckverlaufs	130
A3.1	Vorhergesagter Selbstzündbeginn mit Zündverzugszeiten des künstlichen neuronalen Netzes und angepasstem Modell-Input im Vergleich zum Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.	133
A5.1	Massenumsatz zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.	141
A5.2	Massenumsatz zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele von Variationen der Wandtemperaturen und Einspritzstrategie.	142
A5.3	Massenumsatz zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele unterschiedlicher Kraftstoffe.	142
A5.4	Massenumsatz zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele unterschiedlicher Gemischzusammensetzungen.	143

A6.1 Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze	144
A7.1 Zustandsgrößen bei Selbstzündbeginn für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze	145
A8.1 Vorgehen des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit anhand des Parameters Π erklärt	146

Tabellenverzeichnis

3.1	Technische Daten des Einzylindermotors	25
5.1	Vergleich zweier Betriebspunkte mit deutlich unterschiedlichem Selbstzündbeginn	59
A2.1	Nullstellen der ersten Ableitung der Bessel-Funktionen $B_{i,j}$ und Resonanzfrequenzen $f_{i,j}$ der Schwingungsmoden . . .	129

Abkürzungsverzeichnis

0D	Nulldimensional
1D	Eindimensional
AGR	Abgasrückführung
AI	Selbstzündbeginn (englisch <i>auto-ignition</i>)
ANN	Künstliches neuronales Netz (englisch <i>artificial neural network</i>)
BP	Betriebspunkt
bzw.	Beziehungsweise
CA	Kurbelwinkel (englisch <i>crank angle</i>)
DVA	Druckverlaufsanalyse
DI	Direkteinspritzung (englisch <i>direct injection</i>)
EAS	Einzelarbeitsspiel
EKIM	Engine Knock Model for Future Fuels (Name eines FVV-Projekts)
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
IMPO	Integral modulus of pressure oscillations
KO	Klopfbeginn (englisch <i>knock onset</i>)
KPP	Knock peak-to-peak
KW	Kurbelwinkel
MAPO	Maximum aplitude of pressure oscillations

n. OT	nach OT
NTC	Englisch <i>negative temperature coefficient</i>
OT	Oberer Totpunkt (hier: Zünd-OT)
RB	Randbedingungen
RCM	Einhubtriebwerk (englisch <i>Rapid Compression Machine</i>)
RMSE	Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers (englisch: <i>root-mean-square error</i>)
ROZ	Research-Oktanzahl
SI engine	Ottomotor (englisch <i>spark-ignition engine</i>)
SOI	Einspritzbeginn (englisch <i>Start of injection</i>)
SWP	Schwerpunktlage
SZ	Selbstzündung
u. v. a.	Und vieles andere
VL	Volllast
vs.	Versus
VVT	Variable Ventilsteuerung (englisch <i>variable valve timing</i>)
z. B.	Zum Beispiel

Symbolverzeichnis

Griechische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
α	Kurbelwinkel	°KW
ϵ	Verdichtungsverhältnis	-
κ	Isentropenexponent (kalorische Zustandsgleichung)	-
λ	Verbrennungsluftverhältnis	-
Π	Parameter des Pi-Kriteriums	-
Π_{KB}	Grenzwert des Pi-Kriteriums	-
Π_{SZ}	Selbstzündungsmachzahl	-
ρ	Dichte	kg/m ³
σ	Standardabweichung	-
τ	Zündverzugszeit	s

Indizes

Symbol	Beschreibung
1	Endgastasche
AI	Selbstzündung (englisch <i>auto-ignition</i>)
Ansaug	Ansaugluft
BPF	Bandpassgefiltert
grad	Gradient
high	Hochtemperaturzündung
i	Laufindex
incr	Anstieg
incr,fit	Modellierung des Temperaturanstiegs
KB	Klopfgrenze (englisch <i>knock boundary</i>)
KG	Klopfgrenze
KO	Klopfbeginn (englisch <i>knock onset</i>)
limit	Schwellwert
mean	Arithmetisches Mittel
mi	Indizierter Mitteldruck
norm	Normiert
low	Niedertemperaturzündung
Start	Rechenbeginn
uv	Unverbrannte Zone
Zyl	Zylinder

Lateinische Symbole

Symbol	Beschreibung	Einheit
a	Schallgeschwindigkeit	m/s
a_s	Schallgeschwindigkeit	m/s
A	Frequenzfaktor	1/s
AI_{limit}	Parameter des Drei-Parameter-Ansatzes	-
B	Aktivierungsenergie	J/mol
$B_{i,j}$	Nullstelle der ersten Ableitung der Bessel-Funktion	-
c	Funktionsparameter des Pi-Kriteriums	-
c	Funktionsparameter des CA-Kriteriums	°KW . OT
C	Modellparameter Temperaturanstieg	-
CA_{AI}	Selbstzündbeginn	°KW n. OT
CA_{KB}	Grenzwert des CA-Klopfkriteriums	°KW n. OT
D	Zylinderbohrungsdurchmesser	m
$f_{i,j}$	Frequenz der Schwingungsmode	Hz
I_k	Livengood-Wu Integral	-
I_{k1}	1. Stufe des Livengood-Wu Integrals	-
I_{k2}	2. Stufe des Livengood-Wu Integrals	-
I_{k2}^*	Hochtemperatur Livengood-Wu Integral des Klopfkriteriums	-
$I_{k,SOC}$	Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn	-
m	Funktionsparameter des Pi-Kriteriums	-
m	Funktionsparameter des CA-Kriteriums	°KW . OT
n	Drehzahl	1/min

p	Druck	bar
R	spezifische Gaskonstante	$\frac{\text{J}}{\text{kgK}}$
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
V	Volumen	m^3
$x_{u,th}$	Grenzschicht-Klopfkriterium nach Steurs	-
$x_{ub,bl}$	Grenzschicht-Klopfkriterium nach Fandakov	-
z	Vielfaches	-

Operatoren

Symbol	Beschreibung
Δ	Differenz

1 Einleitung

In den letzten Jahren wurde wohl kaum eine Technologie-Diskussion so öffentlich und emotional geführt, wie die Diskussion um die Zukunft der Fahrzeugantriebe. Immer strengere Gesetzgebungen erforderten ein Umdenken und die Weiterentwicklung der Antriebstechnologien im Sinne der Umweltfreundlichkeit. Dies hatte zur Folge, dass sich mittlerweile im Straßenverkehr eine heterogenere Verteilung der unterschiedlichen Antriebsarten als in der Vergangenheit zeigt. Neben den „klassischen“ Verbrennungsmotoren spiegeln sich zunehmend Elektroantriebe sowie Hybrid-Antriebe in der Verteilung wieder und auch ein Betrieb der Verbrennungsmotoren mit synthetischen Kraftstoffen erschließt ein wichtiges Forschungsfeld. Zum Erreichen der Weltklima-Ziele wird ein Mix der genannten Antriebsarten von entscheidender Bedeutung sein, wobei deren Entwicklung noch schneller vorangetrieben werden muss als bisher [1–5]. Nun ist das Ziel dieser Arbeit nicht, eine Antwort auf die Diskussion der Fahrzeugantriebe zu finden. Stattdessen soll sie dabei helfen, die simulativen Rahmenbedingungen zu ermöglichen, um Fahrzeugantriebe auf Basis von Ottomotoren möglichst effizient und valide mithilfe 0D/1D-Simulationen weiterzuentwickeln, wodurch die Treibhausgasemissionen des Verkehrssektors weiter gesenkt werden können.

Um die benötigte schnelle und effiziente Optimierung der Antriebstechnologie zu ermöglichen, sind 0D/1D-Simulationen aufgrund ihrer hohen Genauigkeit bei geringer Rechendauer für die Motorenentwicklung unerlässlich. Klopfen bei Ottomotoren zeichnet sich durch große Druckschwankungen infolge einer Selbstzündung des unverbrannten Gemischs aus, die den Motor schädigen und dessen Lebensdauer reduzieren können [6–14]. Da frühere Verbrennungsschwerpunktlagen üblicherweise höhere Wirkungsgrade bewirken, jedoch auch häufigere und stärkere Klopfereignisse zur Folge haben, ist der Motorbetrieb an der Klopfgrenze stets ein Trade-Off zwischen Wirkungsgrad und Lebensdauer. Somit ist ein sehr genaues Klopfmodell in 0D/1D-Simulationen unabdingbar, um in der Entwicklung von Motoren deren Klopfgrenze und damit ihren erreichbaren Wirkungsgrad bestimmen zu können. Die Wichtigkeit einer sehr genauen Klopfmodellierung gewinnt dadurch an zusätzlicher Bedeutung, dass die gän-

gigsten Ansätze zur Effizienzsteigerung von Ottomotoren (z. B. Downsizing, Hybridisierung) dazu führen, dass Klopfen bei Ottomotoren auch weiterhin deren wirkungsgradbegrenzender Faktor ist. Zusätzlich kann der Einsatz synthetischer Kraftstoffe ein deutlich anderes Klopfverhalten zur Folge haben als es bisher der Fall war. Aus diesen Gründen steht und fällt die simulative Motorenentwicklung mit dem Klopfmodell und nur mithilfe eines sehr genauen, vorhersagefähigen Klopfmodells kann die Grundlage für valide und zielführende Konzeptstudien innerhalb 0D/1D-Simulationen gelegt und die Entwicklung der Antriebstechnologie weiter vorangetrieben werden.

Die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass die Genauigkeit bisheriger Klopfmodelle für ähnliche Betriebsbedingungen gut ist, jedoch mit ändernden Bedingungen deutlich abnimmt. Dies bedeutet, dass diese Klopfmodelle keine tatsächliche Vorhersagefähigkeit über einen breiten Betriebsraum aufweisen können. Genau dies ist jedoch von immenser Bedeutung, da sich zukünftige Betriebsbedingungen von den bisherigen deutlich unterscheiden. Somit sind diese Klopfmodelle für valide Konzeptstudien und die Weiterentwicklung der Antriebstechnologie nur sehr eingeschränkt geeignet. Im schlimmsten Fall werden simulativ untersuchte Motorkonzepte verworfen, obwohl sie eigentlich zielführend wären, das Klopfmodell jedoch zu gegenteiligen Schlüssen führt. Aus diesen Gründen liegt das Ziel dieser Arbeit darin, diese Forschungslücke zu schließen und ein Klopfmodell zu entwickeln, welches für eine Vielzahl an unterschiedlichen Betriebsbedingungen eine sehr hohe Genauigkeit und Vorhersagefähigkeit aufweist. Dies ermöglicht schließlich valide simulative Konzeptstudien und legt somit die Basis einer erfolgreichen Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben auf Basis von Ottomotoren mithilfe 0D/1D-Simulationen. Die vorliegende Arbeit beginnt damit, dass die Grundlagen des Phänomens des Klopfens bei Ottomotoren sowie der 0D/1D-Simulation beschrieben werden. Da Klopfereignisse schadigungsrelevanten Selbstzündungen des unverbrannten Gemischs entsprechen, wird ebendiese Selbstzündung im ersten Teil des 0D/1D-Klopfmodells modelliert. Für die Analyse des Selbstzündmodells werden in Kapitel 3 nahezu 20 000 klopfende Einzelarbeitsspiele untersucht. Nachdem eine neue Methode zur Bestimmung des Klopfbeginns der Messdaten vorgestellt wird, kann das Selbstzündmodell valide untersucht werden. Hierfür wird eine Druckverlaufsanalyse der nahezu 20 000 klopfenden Einzelarbeitsspiele durchgeführt und anschließend wird der vom Selbstzündmodell vorhergesagte Selbstzündbeginn mit dem tatsächlichen Klopfbeginn der Messdaten verglichen. Um zu analysieren, ob das verwendete Selbstzündmodell die selbstzündrelevanten Eigenschaften bereits genau modellieren kann, wird das Selbstzündmodell

zunächst anhand von 14 Betriebspunkten kalibriert und anschließend auf die restlichen 216 Betriebspunkte (mit einer Vielzahl an weiteren Betriebsbedingungen) angewendet. Die benötigte Kalibrierung ist gering sowie im Rahmen der Ungenauigkeiten und Unsicherheiten der Zündverzugszeiten und somit zulässig. Es zeigt sich, dass das verwendete Selbstzündmodell eine hohe Genauigkeit aufweist, die selbstzündrelevanten Eigenschaften bereits genau modellieren kann und somit als Basis des Klopfmodells verwendet werden kann.

Da nicht jede Selbstzündung des unverbrannten Gemischs auch zu einem Klopfereignis führt, besteht der zweite Teil des OD/ID-Klopfmodells aus einem Klopfkriterium. Dieses gilt als Herzstück des Klopfmodells, da es die auftretende Selbstzündung evaluiert und letztlich die Klopfgrenze eines Betriebspunktes vorhersagt. In Kapitel 4 werden vorhandene Klopfkriterien vorgestellt und anhand von 116 Betriebspunkten mit einer Vielzahl an variierten Betriebsbedingungen analysiert. Hierbei zeigt sich, dass deren Genauigkeit für ähnliche Betriebsbedingungen gut ist, jedoch mit veränderlichen Bedingungen deutlich abnimmt. Daher sind diese Klopfkriterien für valide Konzeptstudien und die Weiterentwicklung der Antriebstechnologie nur sehr eingeschränkt geeignet und zeigen den Entwicklungsbedarf deutlich auf. Aus diesem Grund befasst sich Kapitel 5 mit der phänomenologischen Entwicklung eines neuen Klopfkriteriums. Bei der Analyse der Messdaten zeigt sich deutlich, dass der Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn einen signifikanten Einfluss auf das Klopfverhalten hat. Davon ausgehend werden zwei neue, voneinander unabhängige Klopfkriterien entwickelt, welche als Pi-Kriterium und als CA-Kriterium bezeichnet werden. Hier zeigt sich, dass ein deutlicher Zusammenhang zwischen dem jeweiligen Parameter Π bzw. CA_{AI} und dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn hergestellt werden kann, der dem jeweiligen Klopfkriterium die Vorhersage der Klopfgrenze ermöglicht. Die anschließende Validierung der neuen Klopfkriterien (Kapitel 6) zeigt, dass beide Klopfkriterien eine immense Verbesserung des Stands der Forschung darstellen. Während das CA-Kriterium ungefähr dreimal genauer ist als die bisher vorhandenen, untersuchten Klopfkriterien, kann das Pi-Kriterium die Genauigkeit sogar um den Faktor vier bis fünf erhöhen. Auch aufgrund der noch höheren Genauigkeit ist das Pi-Kriterium die empfohlene erste Wahl und wird anschließend detailliert untersucht. Es zeigt sich, dass für alle untersuchten Betriebsbedingungen die Genauigkeit der vorhergesagten Klopfgrenze gleichermaßen sehr hoch ist. Dadurch ermöglicht das Pi-Kriterium valide simulative Konzeptstudien und legt somit die Grundlage einer erfolgreichen Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben auf Basis von Ottomotoren mithilfe OD/ID-Simulationen.

Darüber hinaus wird in Kapitel 7 eine Methode zur Modellierung der Klopfhäufigkeit entwickelt, welche bereits in weiteren Forschungsarbeiten [15–18] mit dem Ziel der Effizienzsteigerung von Serienmotoren durch einen prädiktiven Klopfregler aufgegriffen wurde. Weiterhin werden Ansätze vorgestellt, die als möglicher Ausgangspunkt einer Modellierung der Klopfintensität herangezogen werden können. Dies würde den Output eines 0D/1D-Klopfmodells um zusätzliche analoge Größen erweitern, was vor allem im Hinblick auf synthetische Kraftstoffe von zunehmender Bedeutung sein wird und daher bereits Teil der Forschung ist (FVV-Projekt „EKIM“).

Abschließend lässt sich festhalten, dass in dieser Arbeit ein 0D/1D-Klopfmodell entwickelt wird, welches die Klopfgrenze ungefähr vier- bis fünfmal genauer vorhersagen kann als der momentane Stand der Forschung. Darüber hinaus kann die Genauigkeit des entwickelten Klopfmodells über die Vielzahl von 142 Betriebspunkten mit weitreichend variierten Betriebsbedingungen als gleichermaßen sehr hoch bezeichnet werden. Somit verbessert das entwickelte Klopfmodell den Stand der Forschung sehr deutlich und ermöglicht valide simulative Konzeptstudien. Letztlich ermöglicht das entwickelte 0D/1D-Klopfmodell die simulativen Rahmenbedingungen einer erfolgreichen Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben auf Basis von Ottomotoren, um die Treibhausgasemissionen des Verkehrssektors weiter zu senken.

2 Grundlagen

2.1 Klopfende Verbrennung

Bei Ottomotoren kann ein Phänomen auftreten, welches aufgrund seines charakteristischen Geräuschs als **Klopfen** bezeichnet wird. Da eine klopfende Verbrennung eine hohe thermische und mechanische Beanspruchung des Motors zur Folge hat, ist dies ein prinzipiell unerwünschtes Phänomen [6–14]. Aus diesem Grund gibt es beim Ottomotor Klopfregler¹, die eine aufgetretene klopfende Verbrennung erkennen und den Zündzeitpunkt nach spät verstellen, sodass die Wahrscheinlichkeit eines erneuten Klopfereignisses minimiert wird. Diese Verstellung des Zündzeitpunkts hat jedoch zur Folge, dass der Wirkungsgrad abnimmt. Dieser Trade-Off zwischen der Verhinderung von Motorschäden (aufgrund des Klopfens) und der Maximierung des Wirkungsgrades wird als Klopfgrenze beschrieben. So beschreibt die Klopfgrenze die Verbrennungsschwerpunktlage, bei der eine gewisse, niedrige Klopfhäufigkeit erreicht wird (z. B. 5 % der Arbeitsspiele eines Betriebspunktes klopfen).

Im Ottomotor wird die reguläre Verbrennung durch die Zündkerze eingeleitet, welche das Kraftstoffgemisch mithilfe eines Zündfunken entzündet. Ausgehend von der Zündkerze breitet sich die Flammenfront im gesamten Zylinder aus und verbrennt weitere Teile des Kraftstoffgemischs. Infolge der Verbrennung steigen sowohl der Druck als auch die Temperatur innerhalb des noch unverbrannten Kraftstoffgemischs, welches noch nicht von der Flammenfront erfasst wurde („Endgas“). Wenn die Bedingungen innerhalb des unverbrannten Gemischs nun klopfreudig genug sind, entzündet sich das noch unverbrannte Gemisch von selbst (**Selbstzündung**), was in dessen sehr schneller und unkontrollierter Verbrennung resultiert. Dabei können hohe Druckschwankungen im Frequenzbereich der Brennraumresonanzen entstehen, die zu einer Überbeanspruchung des Motors führen können. Dies bedeutet, jedes Klopfereignis ist die Folge einer Selbstzündung des unverbrannten Gemischs - jedoch führt nicht jede Selbstzündung automatisch zu einem Klopfereignis.

¹Mehr zum Thema Klopfregler kann in [18–21] nachgelesen werden.

Für ebendiese Klassifizierung in *klopfende* und *nicht-klopfende* Selbstzündung (und somit in potenziell motorschädigend), gibt es unterschiedliche Methoden. Ein Überblick über die unterschiedlichen Methoden ist in [22] gegeben, wobei die meisten Methoden auf dem gemessenen Zylinderdruckverlauf basieren. Die üblichsten Kennzahlen² sind KPP, MAPO und IMPO und werten die Amplituden des hochpassgefilterten Zylinderdrucksignals \hat{p} gemäß Gleichung (2.1) bis (2.3) aus.

$$KPP = \max(\hat{p}) - \min(\hat{p}) \quad (2.1)$$

$$MAPO = \max(\hat{p}) \quad (2.2)$$

$$IMPO = \frac{1}{\alpha_1 - \alpha_0} \int_{\alpha_0}^{\alpha_1} |\hat{p}| d\alpha \quad (2.3)$$

In dieser Arbeit findet die Klassifizierung in *klopfend* und *nicht-klopfend* anhand des KPP-Wertes statt (exemplarisch in Abbildung 3.3 gezeigt). Dessen Grenzwert wird drehzahlabhängig definiert als $KPP_{limit} = n/1000$ und in der Einheit bar angegeben. Dies bedeutet, für ein Arbeitsspiel bei einer Drehzahl von 2000 1/min liegt der Grenzwert bei $KPP_{limit} = 2$ bar. Ist der berechnete KPP-Wert des Arbeitsspiels größer als 2 bar, so gilt dieses Arbeitsspiel als *klopfend*. Um eine einfache Vergleichbarkeit unterschiedlicher Drehzahlen zu gewährleisten, kann auch der normierte Wert $KPP_{norm} = KPP/KPP_{limit}$ betrachtet werden, was zur Folge hat, dass ein Arbeitsspiel als *klopfend* gilt, wenn KPP_{norm} größer als 1 ist.

Schließlich zeigt Abbildung 2.1 exemplarisch drei gemessene Zylinderdruckverläufe von Einzelarbeitsspielen eines Betriebspunktes mit einer Drehzahl von 4000 1/min und selbem Zündzeitpunkt. Hierin zeigen sich die drei grundlegenden Kategorien hinsichtlich Klopfen. Während die graue Kurve ein nicht-klopfendes Arbeitsspiel zeigt, repräsentiert die orangefarbene Kurve ein klopfendes und die blaue Kurve ein sehr stark klopfendes Arbeitsspiel. Bei genauer Betrachtung der grauen Kurve zeigt sich, dass auch bei einem nicht-klopfenden Arbeitsspiel leichte Druckschwingungen auftreten. Dies zeigt, dass auch hier eine Selbstzündung im unverbrannten Gemisch stattfindet, die jedoch nicht zu einem Klopfereignis führt. Im Gegensatz dazu führt bei den anderen beiden Kurven

²Knock peak-to-peak, Maximum amplitude of pressure oscillations, Integral modulus of pressure oscillations.

die Selbstzündung des unverbrannten Gemischs zu einem Klopfereignis, dessen (sehr) starke Druckschwankungen eindeutig im Zylinderdruckverlauf erkennbar sind.

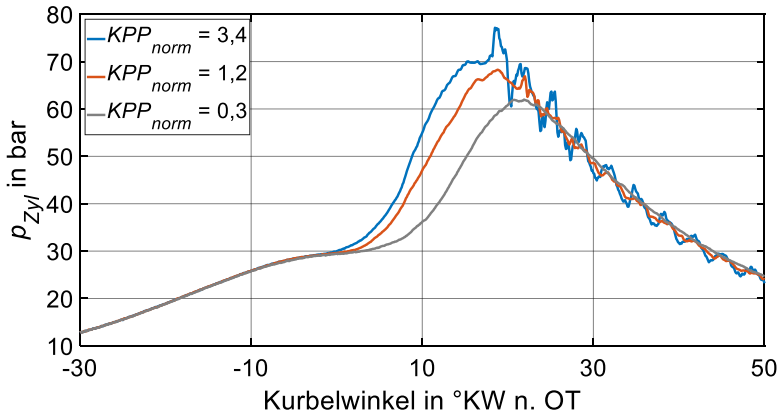


Abbildung 2.1: Exemplarische gemessene Zylinderdruckverläufe eines nicht-klopfenden Arbeitsspiels (Grau), eines klopfenden Arbeitsspiels (Orange) und eines stark klopfenden Arbeitsspiels (Blau)

Um Einflussfaktoren auf das Klopfverhalten zu identifizieren, müssen zunächst die Einflussfaktoren der Selbstzündung genannt werden, da ein Klopfereignis aus ebendieser resultiert. So hängt das Selbstzündverhalten eines Kraftstoffgemischs natürlich von dessen Zusammensetzung ab - also z. B. von der Klopfestigkeit des Kraftstoffes (Oktanzahl), Verbrennungsluftverhältnis und Abgasrückführung. Zusätzlich beeinflussen der Druck sowie die Temperatur die Selbstzündung des unverbrannten Kraftstoffgemischs. Während die bisher genannten Parameter die Zündverzugszeit des Kraftstoffgemischs beeinflussen, gibt es einen weiteren überaus wichtigen Einflussfaktor, der oftmals vergessen wird: die **Zeit**, die vergeht bis das noch unverbrannte Kraftstoffgemisch von der regulären Flammenfront erreicht wird³. Denn selbst eine niedrige Zündverzugszeit wird nicht zur Selbstzündung des unverbrannten Gemischs führen, wenn noch weniger Zeit zur Verfügung steht bis die reguläre Flammenfront das unverbrannte Gemisch ohnehin entzündet. Daraus ergibt sich letztlich die im folgenden Kapitel vorgestellte Modellierung der Selbstzündung als Berechnung

³Diese wird unter anderem von der Drehzahl sowie der Brennraumform beeinflusst.

eines Integrals.

Darüber hinaus gibt es weitere Einflussfaktoren, die sowohl die Selbstzündung als auch das Klopfverhalten beeinflussen. So können Inhomogenitäten des unverbrannten Gemischs dessen Selbstzündung forcieren. Solche Inhomogenitäten können beispielsweise in sogenannten Endgastaschen [23] vorliegen, aber auch durch „Hotspots“, Verbrennungsrückstände oder die vorherrschende Turbulenz der Brennraumströmung entstehen. Zusätzlich führen Kleinschmidt [23] und Bradley [24] Parameter ein, die das Zusammenspiel verschiedener physikalischer und chemischer Größen auf die Stärke der entstehenden Druckschwankungen abbilden. So sieht man, dass es eine Vielzahl an Einflussgrößen gibt, die das Klopfverhalten eines Ottomotors beeinflussen und quasi jede Änderung der Betriebsbedingungen eines Ottomotors auch zu einer Änderung dessen Klopfverhaltens führt. Doch selbst für konstante Betriebsbedingungen (Kraftstoff, Drehzahl, Zündzeitpunkt u. v. a.) beeinflussen die Zyklenschwankungen des Betriebspunktes dessen Klopfhäufigkeit. Wie stark die ottomotorische Verbrennung eines Betriebspunktes nahe der Klopfgrenze schwanken kann, zeigt Abbildung 2.2, in der 50 aufeinanderfolgende Arbeitsspiele und das mittlere Arbeitsspiel dargestellt sind, deutlich. Hier zeigt sich einerseits, dass die klopfenden Arbeitsspiele oftmals schnellbrennende Arbeitsspiele sind, da hier die Selbstzündung des unverbrannten Gemischs infolge des hohen Drucks und Temperatur früher stattfindet. Jedoch ist dies bei Weitem nicht der einzige Parameter, der das Klopfverhalten eines Arbeitsspiels beeinflusst. Denn nicht jedes schnellbrennende Arbeitsspiel enthält ein Klopfereignis und weiterhin gibt es auch Klopfereignisse in Arbeitsspielen, die nicht als schnellbrennend definiert werden.

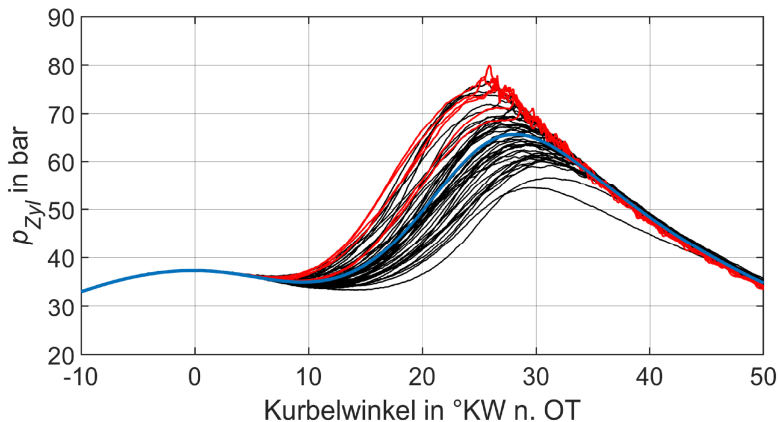


Abbildung 2.2: Zylinderdruckverläufe 50 aufeinanderfolgender Arbeitsspiele eines Betriebspunktes. Hervorhebung klopfender (Rot) und nicht-klopfender (Schwarz) Arbeitsspiele und des mittleren Arbeitsspiels (Blau).

2.2 0D/1D-Simulation

In der Motorenentwicklung haben **0D/1D-Simulationen** heutzutage einen sehr großen Stellenwert, der auch in Zukunft nicht geringer werden wird. Diese Wichtigkeit liegt darin begründet, dass Simulationen im Vergleich zu Prüfstandversuchen oftmals **zeit- und kostensparend** sind und Motoren somit effizienter entwickelt werden können. In der Kategorie der Simulationen heben sich 0D/1D-Simulationen hervor, indem sie Modelle verwenden, die reale Phänomene vereinfacht und dennoch mit einer hohen Genauigkeit abbilden. Somit zeichnen sich 0D/1D-Simulationen sowohl durch eine hohe Genauigkeit, als auch durch eine geringe Rechenzeit aus und sind daher ein wichtiger Bestandteil in der Motorenentwicklung. Vor allem in Konzeptstudien sind 0D/1D-Simulationen nicht mehr wegzudenken, da man mit ihrer Hilfe eine Vielzahl von Untersuchungen in kurzer Zeit durchführen und somit verschiedene Konzepte in der Motorenentwicklung bewerten kann.

Bei der 0D/1D-Simulation eines Motors werden viele unterschiedliche, wechselwirkende Modelle verwendet - unter anderem ein Klopfmodell. Ein 0D/1D-Klopfmodell bewertet verschiedene Zustandsgrößen der Rechenergebnisse

und liefert eine Aussage darüber, ob der untersuchte Betriebspunkt mit seinen gewählten Randbedingungen die Klopfgrenze überschreitet oder nicht. Um den Input des Klopfmodells - also die vorliegenden Zustandsgrößen - zu erlangen, gibt es zwei verschiedene Vorgehensweisen.

Zunächst ist die **Druckverlaufsanalyse** (DVA) zu nennen. Da bei einer DVA Messdaten ausgewertet werden, kann diese Methode auch als Rückwärtsrechnung bezeichnet werden. Die hier gezeigten Druckverlaufsanalysen werden mithilfe des FKFS UserCylinders® [25] durchgeführt und untersuchen den Hochdruckteil der mittleren Arbeitsspiele⁴. Dafür wird der jeweilige mittlere gemessene Zylinderdruckverlauf des untersuchten Betriebspunktes sowie dessen Randbedingungen vorgegeben (Drehzahl, Verdichtungsverhältnis u. v. a). Nach einer Druckfilterung⁵ wird das indizierte Drucksignal mittels einer 100 %-Iteration korrigiert. Abschließend liefert die Druckverlaufsanalyse viele Zustandsgrößen wie den Temperatur-, Druck- und Brennverlauf, die schließlich die Input-Größen des Klopfmodells bilden.

Die **thermodynamischen Grundlagen** der Berechnungen werden hier kurz erläutert und sind in [7, 27, 28] detailliert nachzulesen. Der Brennraum kann als ein thermodynamisches System betrachtet werden, das in unterschiedliche Zonen unterteilt wird. Eine Zone ist dabei jeweils als homogen zu betrachten (Temperatur und Gemisch), die einzelnen Zonen dürfen sich nicht überschneiden und jeder Bereich des Systems muss einer Zone zugeordnet sein. Üblicherweise gibt es sowohl einzonige Ansätze, bei denen der gesamte Brennraum als homogen angenommen wird, als auch zweizonige Ansätze. Bei zweizonigen Ansätzen wird zwischen einer Zone des verbrannten Kraftstoffgemischs (*verbrannte Zone*) und des unverbrannten Gemischs (*unverbrannte Zone*) unterschieden. Zu jedem Zeitpunkt muss für jede Zone sowohl der Energieerhaltungssatz (1. Hauptsatz der Thermodynamik) als auch der Massenerhaltungssatz und die thermische Zustandsgleichung erfüllt sein.

Für Konzeptstudien werden Vorwärtsrechnungen durchgeführt, die oftmals einfach als **Simulation** bezeichnet werden und denselben thermodynamischen Grundlagen unterliegen. Bei diesen Vorwärtsrechnungen werden die Randbedingungen des Betriebspunktes (Drehzahl, Verdichtungsverhältnis u. v. a) vorgegeben und mithilfe eines Brennverlaufsmodells wird die Verbrennung modelliert, woraus sich letztlich die Input-Größen des Klopfmodells ergeben. Um den Druckverlauf zu berechnen, müssen unter anderem die Wandwärmever-

⁴Eine ausführliche Erklärung zur Anwendung einer DVA findet sich in [26].

⁵Butterworth-Filterung zweiter Ordnung mit 2500 Hz Grenzfrequenz.

luste [29, 30] sowie der Brennverlauf modelliert werden. Für letzteren wird ein Entrainmentmodell verwendet, das erstmals in [31, 32] entwickelt und ausführlich in [28, 33–35] beschrieben wurde. Die Verbrennung des Ottomotors wird dadurch modelliert, dass der Brennraum, unter Annahme einer gleichmäßigen sphärischen Flammenausbreitung (Abbildung 2.3) in drei Bereiche eingeteilt wird: Die *verbrannte Zone*, die durch die *Flammenfront* von der *unverbrannten Zone* getrennt wird⁶.

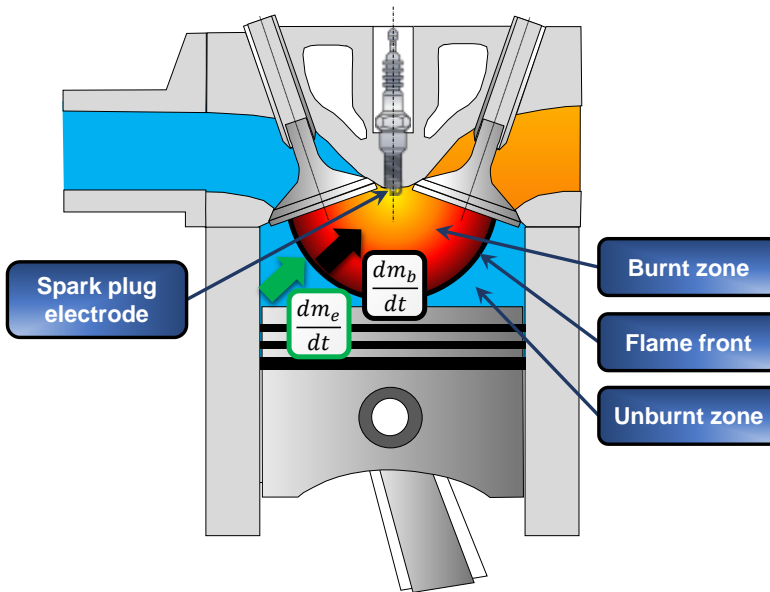


Abbildung 2.3: Schematische Darstellung des Entrainmentmodells (Quelle: Fandakov [26]), nach [35, 36]

Anknüpfend an die Berechnung der benötigten Zustandsgrößen - durch eine Druckverlaufsanalyse oder einer Vorwärtsrechnung - werden diese vom 0D/1D-Klopffmodell bewertet, das letztlich bestimmt, ob der untersuchte Betriebspunkt mit seinen gewählten Randbedingungen die Klopfgrenze überschreitet oder nicht. Für die Motorenentwicklung und das simulative Durchführen von Konzeptstudien werden Vorwärtsrechnungen durchgeführt. Unter Verwendung eines

⁶Da die Flammenfront in der thermodynamischen Berechnung der unverbrannten Zone zugeteilt wird, erfolgt diese zweizonig.

Schwerpunktlagen-Reglers kann die Schwerpunktlage in Vorwärtsrechnungen schließlich so eingeregelt werden, dass der Betriebspunkt laut Klopfmodell genau an der Klopfgrenze liegt. Abschließend ermöglichen die Kenngrößen an der Klopfgrenze (z. B. Wirkungsgrad, Emissionen, Leistung) eine Bewertung der unterschiedlichen Motorkonzepte. Aus diesem Grund ist die Genauigkeit und die Vorhersagefähigkeit des 0D/1D-Klopfmodells immens wichtig und eine Grundvoraussetzung für valide simulative Konzeptstudien der Motorentwicklung und -optimierung, um den Wirkungsgrad zu erhöhen und Treibhausgasemissionen zu senken.

3 Selbstzündmodellierung

3.1 Grundlagen

Um den Selbstzündbeginn zu modellieren, berechnen nahezu alle 0D/1D-Modelle ein Integral, welches den Zustand der chemischen Vorreaktionen im unverbrannten Gemisch – die letztlich zu dessen Selbstzündung führen – abschätzt. Da dieses Integral, dargestellt in Gleichung (3.1), ursprünglich von Livengood und Wu [37] formuliert wurde, ist es weitläufig als Livengood-Wu Integral bekannt. Die in Gleichung (3.2) dargestellte Integration beginnt normalerweise beim Schließen des Einlassventils oder spätestens 90 °CA vor dem oberen Totpunkt (Zünd-OT) [38]. Sobald das Integral I_k den kritischen Wert von 1 erreicht, wird die Integration beendet und der entsprechende Zeitpunkt t_{AI} bzw. α_{AI} repräsentiert den Beginn der Selbstzündung (englisch *auto-ignition*).

$$\int_{t=0}^{t=t_{AI}} \frac{1}{\tau} dt = 1 \quad (3.1)$$

$$I_k = \frac{1}{n} \int_{\alpha_{Start}}^{\alpha_{AI}} \frac{1}{\tau} d\alpha \quad (3.2)$$

Unter gewissen Randbedingungen erfolgt die Selbstzündung des unverbrannten Gemischs in zwei Stufen, was mit dem NTC-Bereich (englisch *negative temperature coefficient*) des Kraftstoffs zusammenhängt [26, 38–40]. Eine geeignete Methode zur Berücksichtigung dieser zweistufigen Selbstzündung wurde bereits 1955 erwähnt, als Livengood und Wu [37] vorschlugen, für jede Stufe eine separate Integration nacheinander durchzuführen. Diese Idee wurde mehrfach von unterschiedlichen Autoren aufgegriffen [26, 39, 41–46], wobei im Folgenden das von Fandakov entwickelte zweistufige Modell zur Vorhersage des Selbstzündbeginns von Benzinkraftstoffen kurz erläutert wird und in [26, 39, 46] detailliert nachzulesen ist.

Wie in den Gleichungen (3.3) und (3.4) dargestellt, berechnet dieses Selbstzündmodell zwei aufeinanderfolgende Livengood-Wu Integrale, um die zweistufige

Selbstzündung zu modellieren. Das erste Integral (I_{k1}) repräsentiert die erste Stufe der Selbstzündung und wird so lange integriert, bis es den Wert 1 erreicht. Infolge dieser ersten Stufe der Selbstzündung (auch **Niedertemperaturzündung** oder **cool flame** genannt) findet eine Wärmefreisetzung statt und die zweite Stufe der Selbstzündung beginnt, die letztlich in der tatsächlichen **Selbstzündung** des unverbrannten Gemisches endet. Das bedeutet, das zweistufige Selbstzündmodell sagt den Selbstzündbeginn zu dem Zeitpunkt voraus, an dem das zweite Integral den kritischen Wert von 1 erreicht. Aufgrund chemischer Vorreaktionen, die bereits zur ersten Stufe der Selbstzündung führen, beginnt das zweite Integral jedoch nicht bei einem Wert von 0. Um den fortgeschrittenen Zustand der Vorreaktion zu berücksichtigen, wurde auf Grundlage von Auswertungen von Simulationsdaten ein Startwert von 0,3 für das zweite Integral festgelegt [26, 39, 47]. Durch ebendiese Berücksichtigung beider Stufen der Selbstzündung sowie der Niedertemperatur-Wärmefreisetzung, verbessert ein zweistufiges Selbstzündmodell die Genauigkeit der Vorhersage des Selbstzündbeginns erheblich [26].

$$I_{k1} = \int_0^{t_{low-temperature}} \frac{1}{\tau_{low}} dt \quad (3.3)$$

$$I_{k2} = \int_{t_{low-temperature}}^{t_{AI}} \frac{1}{\tau_{high}} dt \quad (3.4)$$

3.2 Modellierung der Modellparameter

Um die beiden Integrale berechnen zu können, müssen die Zündverzugszeiten τ_{low} und τ_{high} der beiden Selbstzünd-Stufen bestimmt werden. Da die Zündverzugszeit exponentiell von der Temperatur abhängt, ist es darüber hinaus wichtig, den mit der Niedertemperaturzündung einhergehenden Temperaturanstieg T_{incr} in der Berechnung von τ_{high} zu berücksichtigen. Da die Berechnung mithilfe eines detaillierten Reaktionsmechanismus relativ viel Rechenzeit in Anspruch nimmt, wird für ein 0D/1D-Selbstzündmodell ein vereinfachter Ansatz benötigt, der gleichzeitig möglichst genau ist und dennoch die 0D/1D-typische geringe Rechenzeit gewährleisten kann. Verschiedene Autoren [26, 42–44, 47–49] haben ähnliche Ansätze zur Bestimmung der benötigten Parameter vorgeschlagen, wobei im Folgenden die Definitionen nach Fandakov [26, 47] zusammengefasst

und verwendet werden. Dieser hat mit einem adiabaten Reaktor-Modell Simulationen unter realen Bedingungen durchgeführt, wobei er die Weiterentwicklung des in [50] vorgestellten Reaktionsmechanismus implementiert hat [26, 47].

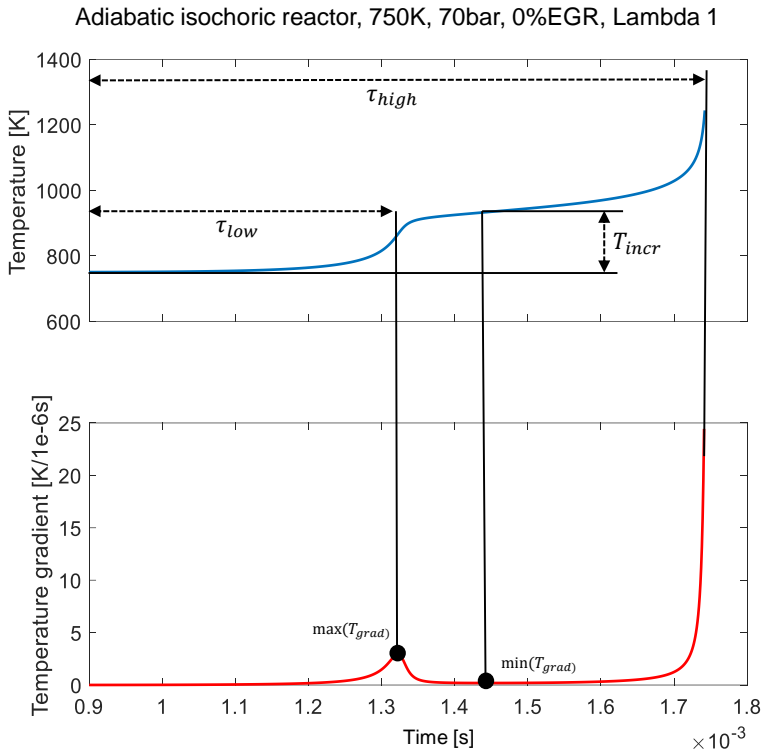


Abbildung 3.1: Definition der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} (Quelle: Fandakov [26])

Fandakov definiert die Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} , wie in Abbildung 3.1 dargestellt, anhand der Auswertung des Temperaturgradienten T_{grad} eines simulierten Arbeitsspiels. Der Zeitpunkt, an dem der Temperaturgradient sein Maximum erreicht - bevor die eigentliche Selbstzündung des Gemisches eintritt - entspricht der **Niedertemperatur-Zündverzugszeit** τ_{low} . Infolge dieser ersten Stufe der Selbstzündung findet eine Wärmefreisetzung statt. Zur Angabe des daraus resultierenden **Temperaturanstiegs** T_{incr} wird die Temperatur zu

dem Zeitpunkt benötigt, an dem T_{grad} sein Minimum zwischen den beiden Selbstzünd-Stufen erreicht. Die Temperaturerhöhung T_{incr} wird letztlich als Differenz zwischen dieser Temperatur und der Anfangstemperatur zu Beginn der Reaktor-Simulation berechnet. Da die zweite Stufe der Selbstzündung - die letztlich die eigentliche Selbstzündung des unverbrannten Gemischs ist - den maximalen Temperaturanstieg zur Folge hat, wird die **Hochtemperatur-Zündverzugszeit** τ_{high} als die Zeit definiert, in welcher der Temperaturgradient T_{grad} einen Schwellenwert von $25K/\mu s$ überschreitet [26, 46, 47].

Phänomenologische Berechnung nach Fandakov

Nachdem die genannten Parameter definiert wurden, können sie berechnet werden. Hierfür verwendet Fandakov [26, 46, 47] phänomenologische Modelle. Für deren Entwicklung wurden die mit detailliertem Reaktionsmechanismus durchgeführten Reaktor-Simulationen bei verschiedenen Randbedingungen ausgewertet. Die ermittelten Modelle dieser Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} stellen einen guten Kompromiss zwischen geringer Rechendauer und hoher Genauigkeit dar. Da ihr Entwicklungsprozess bereits in [26, 46, 47] ausführlich erläutert ist, werden hier lediglich ihre Grundlagen und Gleichungen vorgestellt. Für die Berechnung von Zündverzugszeiten griff Fandakov die Idee von Weisser [51] auf, einen Nieder-, Mittel- und Hochtemperaturbereich der Zündung zu unterscheiden. Da die **Niedertemperatur-Zündverzugszeit** τ_{low} nur durch das Nieder- und Mitteltemperaturregime der Zündung charakterisiert ist, wird er gemäß Gleichung (3.5) berechnet. Die erforderlichen Zündverzugszeiten $\tau_{1,low}$ und $\tau_{2,low}$ des jeweiligen Temperaturregimes werden ihrerseits mithilfe einer Arrhenius-Gleichung berechnet, die in Gleichung (3.6) dargestellt ist. Die Parameter $A_{i,low}$ und $B_{i,low}$ hängen von verschiedenen Randbedingungen (wie Druck, AGR, Verbrennungsluftverhältnis und Kraftstoffeigenschaften) ab, wodurch deren Einfluss auf die Zündverzugszeiten berücksichtigt wird.

$$\frac{1}{\tau_{low}} = \frac{1}{\tau_{1,low} + \tau_{2,low}} \quad (3.5)$$

$$\tau_{i,low} = A_{i,low} \cdot e^{\left(\frac{B_{i,low}}{T}\right)} \quad \text{mit } A_{i,low}, B_{i,low} = f(RB) \quad (3.6)$$

Der **Temperaturanstieg** T_{incr} infolge der Niedertemperaturzündung wird gemäß Gleichung (3.7) anhand der Modellierung von $T_{incr,fit}$ berechnet. Letzteres

entspricht einem Hundertstel der Summe von T_{incr} und der Temperatur zum Zeitpunkt der Niedertemperaturzündung T_{low} . Um $T_{incr,fit}$ möglichst genau modellieren zu können, wurde ein Polynom 4. Grades gewählt (Gleichung (3.8)). Der dazugehörige Druckanstieg wird anschließend anhand Gleichung (3.9) berechnet. Diese beiden Größen werden zum Zeitpunkt der Niedertemperaturzündung (also wenn $I_{k1} = 1$) berechnet. Anschließend werden sie bei jedem Integrationsschritt der zweiten Stufe zu den entsprechenden Werten des unverbrannten Gemischs addiert. Auf diese Weise wird der Einfluss der Niedertemperaturzündung auf die eigentliche Selbstzündung berücksichtigt.

$$T_{incr} = T_{incr,fit} \cdot 100 - T_{low} \quad (3.7)$$

$$T_{incr,fit} = C_1 \cdot \left(\frac{T_{low}}{100}\right)^4 + C_2 \cdot \left(\frac{T_{low}}{100}\right)^3 + C_3 \cdot \left(\frac{T_{low}}{100}\right)^2 + C_4 \cdot \left(\frac{T_{low}}{100}\right) + C_5$$

mit $C_{1,2,3,4,5} = f(RB)$ (3.8)

$$p_{incr} = p_{low} \cdot \left(\frac{T_{low} + T_{incr}}{T_{low}} - 1\right) \quad (3.9)$$

Analog zur Berechnung der Niedertemperatur-Zündverzugszeit τ_{low} wird auch die **Hochtemperatur-Zündverzugszeit** τ_{high} nach dem Ansatz von Weisser [51] berechnet. Da sich τ_{high} über alle drei der Nieder-, Mittel- und Hochtemperaturregime erstreckt, wird τ_{high} wie in Gleichung (3.10) dargestellt modelliert. Die erforderlichen Zündverzugszeiten $\tau_{i,high}$ des jeweiligen Temperaturregimes werden nach Gleichung (3.11) berechnet, wobei der Temperatur- und Druckanstieg T_{incr} und p_{incr} infolge der Niedertemperaturzündung in den Randbedingungen berücksichtigt wird.

$$\frac{1}{\tau_{high}} = \frac{1}{\tau_{1,high} + \tau_{2,high}} + \frac{1}{\tau_{3,high}} \quad (3.10)$$

$$\tau_{i,high} = A_{i,high} \cdot e^{\left(\frac{B_{i,high}}{T}\right)} \quad \text{mit } A_{i,high}, B_{i,high} = f(RB) \quad (3.11)$$

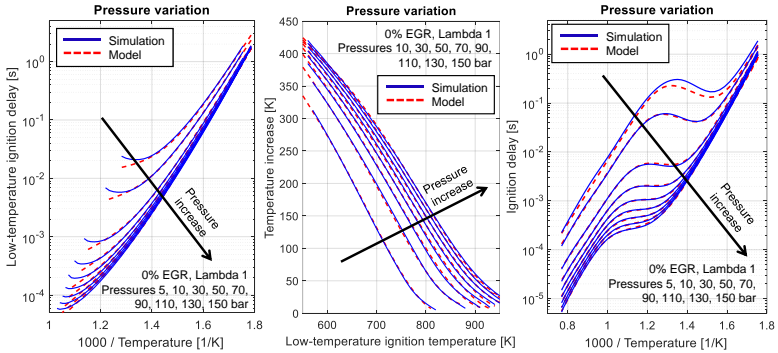


Abbildung 3.2: Modellparameter τ_{low} (links), T_{incr} (Mitte) und τ_{high} (rechts) (Quelle: Fandakov [26])

Die auf diese Weise modellierten Zündverzugszeiten τ_{low} und τ_{high} werden gemäß Gleichung (3.3) und (3.4) in den zweistufigen Ansatz der Selbstzündberechnung eingesetzt und bilden das 0D/1D-Selbstzündmodell. Dies ermöglicht es, den detaillierten Reaktionsmechanismus durch diese modellierten Parameter zu ersetzen, was die Rechenzeit verringert und gleichzeitig eine vergleichbar hohe Genauigkeit gewährleistet [26, 46, 47]. Die benötigten Größen A und B zur Berechnung der Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} sind gemäß Abschlussbericht des FVV-Projekts „Klopfen bei Vollast-AGR“ [46] in [52] zu finden. Sie sind gültig für Drücke bis 150 bar, Temperaturen bis 1300 K, AGR-Raten bis 30 %, Verbrennungsluftverhältnissen zwischen 0,7 und 1,5 sowie einem Ethanolgehalt von bis zu 20%. Generell gilt, je kleiner die jeweiligen Integrationsschritte sind, desto genauer können auch die Zündverzugszeiten τ und damit der modellierte Selbstzündbeginn berechnet werden. Einen guten Kompromiss zwischen hoher Genauigkeit und geringer Rechenzeit bietet eine konstante Schrittweite von 10^{-6} Sekunden.

Neben der soeben beschriebenen phänomenologischen Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} , können diese auch mithilfe eines künstlichen neuronalen Netzes (ANN, englisch *Artificial neural network*) bestimmt werden. Dies wird im Anhang auf Seite 125 gezeigt.

3.3 Bestimmung des Klopfbeginns der Messdaten

Nach der Entwicklung des Simulationsmodells ist vor dessen Validierung. Um die Genauigkeit des entwickelten 0D/1D-Selbstzündmodells zu validieren, vergleicht Fandakov den modellierten Selbstzündbeginn des vereinfachten 0D/1D-Selbstzündmodells mit dem modellierten Selbstzündbeginn des detaillierten Reaktionsmechanismus [26, 46]. Bei diesem Vergleich anhand mehrerer Hundert Einzelarbeitsspielen zeigt sich eine gute Übereinstimmung des vereinfachten Ansatzes mit dem detaillierten Reaktionsmechanismus. Allerdings können, basierend auf [50, 53], die Unsicherheit und Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten des detaillierten Reaktionsmechanismus als nicht unwesentlich bezeichnet werden können. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit eine weitere, **belastbarere Validierung des Selbstzündmodells anhand der Messdaten** des untersuchten Motors dargestellt.

Für ebendiese Validierung wird für jedes untersuchte Arbeitsspiel dessen Selbstzündbeginn benötigt. An dieser Stelle muss zunächst erwähnt werden, dass im Folgenden der *Selbstzündbeginn* der Messdaten als deren *Klopfbeginn* bezeichnet wird. Um den Klopfbeginn eines Arbeitsspiels zu bestimmen, gibt es viele verschiedene Methoden, deren Vielzahl die Komplexität dieses Themas deutlich widerspiegelt. Neben optischen Methoden oder Auswertungen der Motorschwingungen - die in den untersuchten Messdaten nicht erfasst wurden -, verwenden die meisten bekannten Methoden den (un-)gefilterten indizierten Zylinderdruckverlauf, dessen erste oder dritte Ableitung oder die Wärmefreisetzung, um den Klopfbeginn zu bestimmen [54–78]. Da in [70, 74] bereits ein guter Überblick über verschiedene Methoden gegeben wird, verzichtet diese Arbeit auf eine explizite Aufführung der unterschiedlichen veröffentlichten Methoden. Bei der Wahl der in dieser Arbeit verwendeten Methode zur Bestimmung des Klopfbeginns, ist eine automatisierte Methode unverzichtbar. Zwar ermöglicht eine manuelle Bestimmung der Klopfbeginne – z. B. durch visuelle Überprüfung der hochfrequenten Druckschwankungen infolge der Selbstzündung – potenziell eine höhere Genauigkeit, jedoch ist eine manuelle Methode kaum realisierbar, da die verfügbaren Messdaten mehr als 500 000 Arbeitsspiele umfassen. Um den Klopfbeginn eines Arbeitsspiels dennoch möglichst genau bestimmen zu können, entwickelte der Autor dieser Arbeit eine **neue, automatisierte Methode** [52, 79]. Obgleich die zugrundeliegende Idee von Elmqvists entwickelter Methode [75] inspiriert wurde, unterscheiden sich die beiden Methoden deutlich.

Die verwendete Methode benötigt den bandpassgefilterten indizierten Zylinder-

derdruckverlauf des Arbeitsspiels. Auf Grundlage der Untersuchungen des Frequenzspektrums der Druckschwingungen klopfender Arbeitsspiele (Abbildung A2.1 im Anhang) wird die untere Grenzfrequenz des Bandpasses kleiner als die zweite Resonanzfrequenz des Brennraums gewählt, welche einem berechneten Wert von 12 111 Hz entspricht (Anhang Seite 125). Obwohl der höchste Energiegehalt üblicherweise bei der ersten Resonanzfrequenz liegt, schließt der verwendete Bandpass diese Frequenz aus, um Störungen⁷ im gefilterten Drucksignal zu reduzieren. Da diese auftretenden Störungen oftmals dazu führen würden, dass die Methode fälschlicherweise deutlich zu frühe Klopfbeginne bestimmt, liefert die Methode zuverlässigere Ergebnisse, wenn die erste Resonanzfrequenz nicht im Bandpass enthalten ist. Um hochfrequente Störungen sowie Messrauschen möglichst gut auszuschließen – und gleichzeitig die hochfrequenten Druckschwingungen infolge einer Selbstzündung einzuschließen – entspricht die obere Grenzfrequenz einem Wert von 30 kHz, wodurch sich Grenzfrequenzen des Bandpassfilters von 11 kHz und 30 kHz ergeben. Wie in Abbildung 3.3 zu sehen ist, repräsentiert der bandpassgefilterte indizierte Zylinderdruckverlauf p_{BPF} die Druckschwingungen infolge der Selbstzündungen und ist somit sehr gut geeignet, um von der neu entwickelten Methode zur Bestimmung der Klopfbeginne der Messdaten ausgewertet zu werden.

Zur Vollständigkeit muss an dieser Stelle erwähnt werden, dass p_{BPF} nicht den exakten Werten der Druckschwingungen infolge von Selbstzündungen entspricht, da zusätzliche Druckschwingungen im Frequenzbereich um die erste Resonanzfrequenz sowie Druckschwankungen im sehr hohen Frequenzbereich vom Bandpassfilter abgeschnitten werden.

⁷Die bei bestimmten Betriebsbedingungen auftreten und nichts mit motorischem Klopfen zu tun haben.

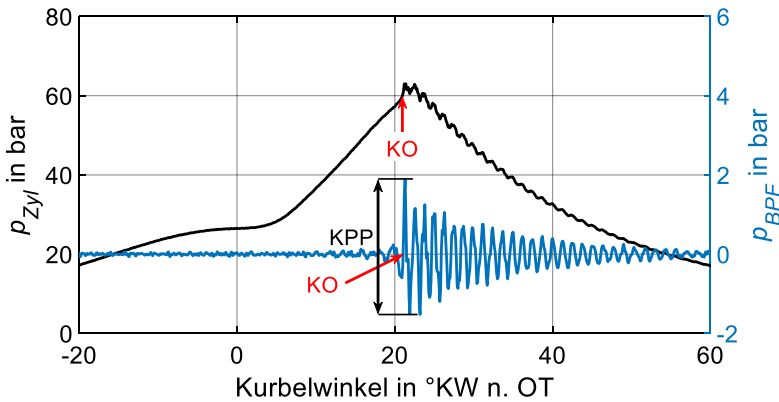


Abbildung 3.3: Indizierter Zylinderdruckverlauf p_{Zyl} und bandpassgefilterter Zylinderdruckverlauf p_{BPF} mit schematischem knock peak-to-peak (KPP) und dem bestimmten Klopfbeginn (KO)

Zur letztlichen Validierung des Selbstzündmodells werden nur klopfende Arbeitsspiele untersucht. Dies liegt daran, dass es viele nicht-klopfende Arbeitsspiele gibt, bei denen die Druckschwingungen infolge der Selbstzündungen vernachlässigbar klein sind, sodass der Selbstzündbeginn nicht valide bestimmt werden kann. Außerdem bilden die nahezu 20 000 klopfenden Arbeitsspiele (bei denen der Klopfbeginn zuverlässig bestimmt werden kann) bereits eine sehr umfangreiche Datenbasis für die Validierung des Selbstzündmodells.

Ob ein Arbeitsspiel als klopfend gilt oder nicht, wird anhand des *knock peak-to-peak* Wertes bestimmt (Abschnitt 2.1). Obwohl der KPP-Wert in Abbildung 3.3 schematisch anhand des bandpassgefilterten Druckverlaufs p_{BPF} dargestellt ist, wird er nicht über ebendiesen p_{BPF} , sondern direkt am Prüfstand mithilfe eines echtzeitfähigen gewichteten gleitenden Mittelwertfilters berechnet. Wenn der KPP-Wert eines Arbeitsspiels über seinem jeweiligen Grenzwert liegt, wird selbiges als klopfendes Arbeitsspiel klassifiziert. Dieser Grenzwert $KPP_{Grenzwert}$ wird in dieser Arbeit auf die Motordrehzahl bezogen und wird berechnet, indem die aktuelle Motordrehzahl durch $1000/(min \cdot bar)$ geteilt wird [46]. Beispielhaft bedeutet dies somit, dass ein Arbeitsspiel bei einer Motordrehzahl von 1500 1/min als klopfend definiert wird, wenn sein KPP-Wert mindestens 1,5 bar erreicht.

Die entwickelte Methode zur Bestimmung des Klopfbeginns eines Arbeitsspiels, erhält nun den bandpassgefilterten indizierten Druckverlauf p_{BPF} und den

Grenzwert $KPP_{Grenzwert}$ als einzige Eingabegrößen. Abbildung 3.4 zeigt ein detailliertes Flussdiagramm der entwickelten Methode, die – vereinfacht ausgedrückt – nach dem Beginn der **ersten großen Amplitude** der Druckschwingungen infolge des motorischen Klopfens sucht. Dabei sucht diese Methode zum einen nach dem Kurbelwinkel KW_1 , bei dem der Betrag des bandpassgefilterten Druckverlaufs erstmals mindestens der Hälfte des Wertes $KPP_{Grenzwert}$ entspricht. Zum anderen wird gleichermaßen auch der Kurbelwinkel KW_2 berücksichtigt, bei dem der Betrag des bandpassgefilterten Druckverlaufs erstmals mindestens die Hälfte seines maximalen Betrags während des untersuchten Arbeitsspiels erreicht. Anschließend wertet das Verfahren aus, ob KW_1 oder KW_2 früher auftritt und definiert den früheren Zeitpunkt als KW_3 . Falls es keinen Kurbelwinkel KW_1 gibt⁸ entspricht KW_3 automatisch dem Wert KW_2 . Abschließend definiert die vorgestellte Methode den **Klopfbeginn** als den Kurbelwinkel KW_{KO} des **letzten Nulldurchgangs** des bandpassgefilterten Zylinderdruckverlaufs unmittelbar vor KW_3 .

Falls KW_2 jedoch vor dem Zündzeitpunkt oder dem Verbrennungsschwerpunkt (SWP) liegt, wird die untere Grenzfrequenz des Bandpassfilters auf 4,5 kHz abgesenkt, um zusätzlich die erste Resonanzfrequenz einzubeziehen. Dies führt letztlich zu einem veränderten bandpassgefilterten indizierten Druckverlauf p_{BPF} . Dieser Fall tritt ein, wenn der energetische Anteil der klopfinduzierten Druckschwingungen oberhalb der zweiten Resonanzfrequenz gering ist. Dies kann dazu führen, dass die Werte des bandpassgefilterten Druckverlaufs p_{BPF} (die die Druckschwingungen aufgrund des motorischen Klopfens repräsentieren) fälschlicherweise nicht deutlich höher als das Messrauschen und sonstige Störungen vor dem Zündzeitpunkt sind. Infolge dessen würde die Methode den Klopfbeginn teils fälschlicherweise zu früh detektieren. Aus diesem Grund muss der Bandpassfilter in diesen Fällen ebenfalls die erste Resonanzfrequenz einbeziehen, um die tatsächlichen Werte der Druckschwingungen infolge des Klopfereignisses – welche gewiss deutlich höher als die Störungen und das Messrauschen vor dem Zündzeitpunkt sind - genauer wiederzugeben. Gleichwohl muss angemerkt werden, dass dies nicht bedeutet, dass laut dieser Methode kein Klopfen vor dem Verbrennungsschwerpunkt auftreten könnte. Tatsächlich kann die entwickelte Methode auch nach dieser Anpassung des Bandpasses KW_2 ,

⁸Dies würde bedeuten, dass der Betrag des bandpassgefilterten Druckverlaufs stets kleiner als die Hälfte von $KPP_{Grenzwert}$ ist. Dies kann durchaus vorkommen, da, wie bereits erwähnt, KPP anhand eines echtzeitfähigen gewichteten gleitenden Mittelwertfilters und nicht anhand des bandpassgefilterten Druckverlaufs p_{BPF} berechnet wird und p_{BPF} definitionsgemäß nicht alle klopfinduzierten Druckschwingungen enthält.

sowie den bestimmten Klopfbeginn, weiterhin vor dem Zündzeitpunkt oder Verbrennungsschwerpunkt registrieren⁹. Daher ist diese Anpassung des Bandpasses *lediglich* eine wichtige Sicherheitsfunktion, damit diese automatisierte Methode auch dann **zuverlässig und robust** arbeitet, wenn der Energiegehalt der Druckschwingungen oberhalb der zweiten Resonanzfrequenz relativ gering ist.

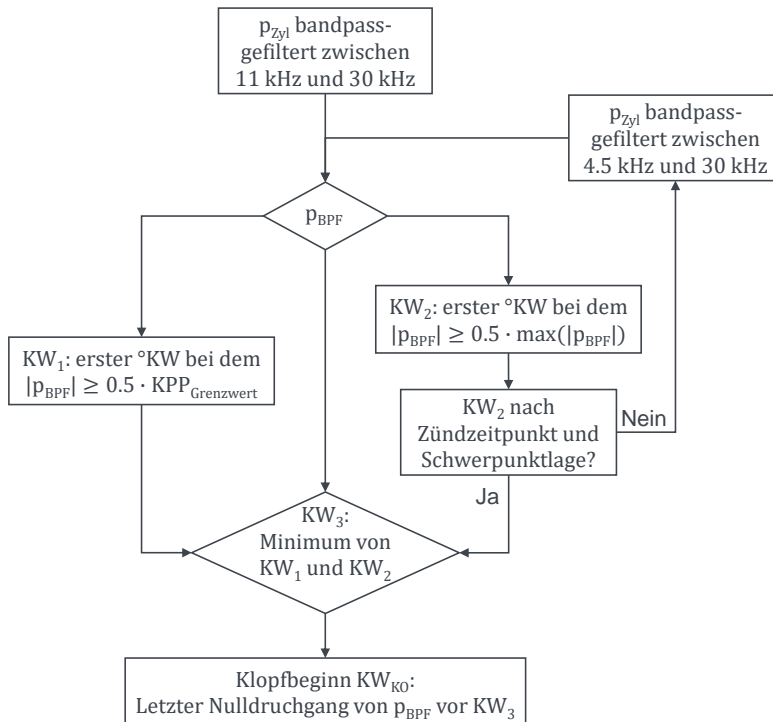


Abbildung 3.4: Flussdiagramm der neu entwickelten Methode, um den Klopfbeginn eines indizierten Arbeitsspiels zu bestimmen

Diese neu entwickelte Methode wurde abschließend umfangreich validiert, indem ihre bestimmten Klopfbeginne mit den „tatsächlichen“ Klopfbeginnen verglichen wurden. Letztere wurden ähnlich zur „mouse-clicking“ Methode von Cho [80] bestimmt, indem der plötzliche Druckanstieg im indizierten

⁹Letzteres wurde in den untersuchten Messdaten auch richtigerweise beobachtet.

Zylinderdruckverlauf von zahlreichen Arbeitsspielen bei verschiedenen Betriebsbedingungen ausgewertet und deren Klopfbeginn manuell bestimmt wurde. Auch aufgrund der erwähnten Sicherheitsfunktion kann diese vorgestellte neu entwickelte automatisierte Methode die Klopfbeginne der Messdaten **zuverlässig und genau** bestimmen.

3.4 Bewertung des nicht kalibrierten Modells

Da nun eine automatisierte und gleichzeitig zuverlässige sowie genaue Methode zur Bestimmung der Klopfbeginne der Messdaten vorliegt, kann das Selbstzündmodell anhand dieser Klopfbeginne validiert und gegebenenfalls weiterentwickelt werden. Wie bereits erwähnt, wird für die **Validierung des vorhergesagten Selbstzündbeginns** jedes klopfende Arbeitsspiel der verfügbaren Messdaten untersucht. Alle untersuchten Messdaten wurden im Zuge der experimentellen Untersuchungen des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen“ am Einzylinder-Forschungsmotor der RWTH Aachen [79] gewonnen (Tabelle 3.1). Die vielen weitreichender Variationen der Betriebsbedingungen, ermöglichen die Analyse des Einflusses vieler verschiedener thermodynamischer und chemischer Bedingungen auf die Vorhersage des Selbstzündbeginns was letztlich zu einer umfangreichen, fundierten Validierung des Selbstzündmodells führt. Die Summe der verfügbaren Variationen übersteigt dabei deutlich die für die Entwicklung des Selbstzündmodells (FVV-Projekt „Klopfen bei Vollast-AGR“) verfügbaren Betriebsbedingungen [26, 46].

Das in Abschnitt 3.1 vorgestellte Selbstzündmodell berechnet zu jedem Zeitschritt die dazugehörigen Zündverzugszeiten infolge der momentanen Randbedingungen (Abschnitt 3.2). Um den Selbstzündbeginn eines Arbeitsspiels vorhersagen zu können, benötigt das Selbstzündmodell daher ebendiese Randbedingungen zu jedem Zeitschritt als Modellinput. Dazu zählen sowohl stationäre Randbedingungen (Kraftstoffzusammensetzung, Verbrennungsluftverhältnis sowie AGR-Rate) als auch instationäre Größen wie der Druck- und Temperaturverlauf der unverbrannten Zone. Da die Validierung des Selbstzündmodells anhand einer zweizonigen Druckverlaufsanalyse des jeweiligen Einzelarbeitsspiels erfolgt (Seite 134 im Anhang), erhält man aus ebendieser DVA die Temperatur der unverbrannten Zone, während der Druckverlauf dem tiefpassgefilterten indizierten Zylinderdruck entspricht (DVA, Abschnitt 2.2).

Tabelle 3.1: Technische Daten des Einzylindermotors

Kolbenhub s	90,5 mm
Bohrung D	75 mm
s / D	1,207
Hubvolumen	399 cm ³
Pleuellänge	152 mm
Verdichtungsverhältnis	10,76 bzw. 11,8 (je nach Kolben)
Kolbenbolzenversatz	0,5 mm

Im ersten Schritt wird das Selbstzündmodell anhand von Messdaten bei „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen validiert, bevor weitere Variationen der Betriebsbedingungen untersucht werden. Dabei wird das Selbstzündmodell unter Verwendung der phänomenologisch berechneten Zündverzugszeiten nach Fandakov untersucht¹⁰. Die „grundlegenden Variationen“ umfassen Messdaten mit Motordrehzahlen von 1500, 2500 und 4000 1/min sowie unterschiedliche Lasten von 12, 16 und 20 bar p_{mi} sowie Verdichtungsverhältnisse von 10,76 und 11,8. Bei den erwähnten Messdaten wurde stets der Kraftstoff ROZ95E10 verwendet. Andere Betriebsbedingungen wie die AGR-Rate, das Verbrennungsluftverhältnis, die Einspritzstrategie und viele weitere sind ebenfalls konstant.

Abbildung 3.5 zeigt die **Validierung des 0D/1D-Selbstzündmodells** an den genannten „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen. Dabei stellen die x-Werte die Klopfbeginne der Messdaten dar, wohingegen die y-Werte die vom Modell vorhergesagten Selbstzündungbeginne repräsentieren. Im Idealfall sagt das Modell die Selbstzündung (SZ) jedes Arbeitsspiel zum selben Zeitpunkt vorher, an dem der reale Klopfbeginn in den entsprechenden Messdaten auftritt. Daher ist es erwünscht, dass jeder Marker (der einem einzelnen Arbeitsspiel entspricht) möglichst nahe der Winkelhalbierenden liegt. Als quantitatives Maß für die Genauigkeit des Selbstzündmodells dient der *root-mean-square error* (RMSE, deutsch: Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers), welcher ein

¹⁰Im Anhang auf Seite 125 findet sich die Untersuchung mit den Zündverzugszeiten des künstlichen neuronalen Netzes.

Maß für die mittlere Abweichung des vorhergesagten Selbstzündbeginns vom jeweiligen Klopfbeginn der Messdaten ist und für eine unendlich große Anzahl an Datenpunkten deren Standardabweichung von den jeweiligen gemessenen Klopfbeginnen entspricht. Bildlich formuliert ist der root-mean-square error (RMSE) somit ein Indikator für die mittlere Abweichung der Marker von der angestrebten Winkelhalbierenden in Abbildung 3.5.

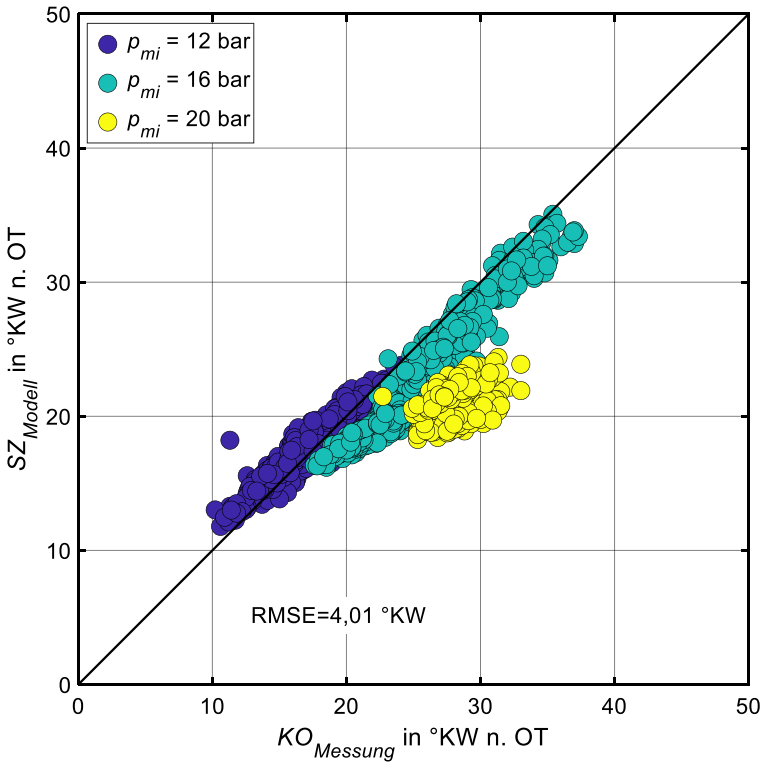


Abbildung 3.5: Vorhergesagter Selbstzündbeginn des nicht kalibrierten Modells mit phänomenologischen Zündverzugszeiten im Vergleich zu dem Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.

Wie in Abbildung 3.5 zu sehen ist, sagt das Selbstzündmodell die Selbstzündbeginne der untersuchten Arbeitsspiele mit einer Abweichung von

RMSE = 4 °KW voraus. Wobei insbesondere die vorhergesagten Selbstzündbeginne bei der höchsten Last von 20 bar p_{mi} deutlich verbesserungsfähig sind. Zwar muss an dieser Stelle zunächst erwähnt werden, dass das Selbstzündmodell auch dann nicht perfekt wäre, wenn jeder Marker perfekt mit der Winkelhalbierenden übereinstimmen würde (RMSE = 0° KW)¹¹, trotz allem, ist es natürlich wünschenswert, dass jeder Marker möglichst nahe an der Winkelhalbierenden liegt. Da das Selbstzündmodell in den bisherigen Untersuchungen nicht die gewünschte Genauigkeit aufweisen kann, die es benötigt, wird im folgenden Abschnitt die **Notwendigkeit einer Kalibrierung** des Selbstzündmodells untersucht.

3.5 Kalibrierung durch Temperaturanpassung

Die in Abbildung 3.5 gezeigten Abweichungen zwischen dem modellierten Selbstzündbeginn und dem Klopfbeginn der Messdaten können - neben der genannten, unvermeidbaren Verzögerung zwischen dem tatsächlichen Klopfbeginn und dem bestimmten Klopfbeginn - drei **unterschiedliche Ursachen** haben. Zum einen können die Abweichungen natürlich durch das 0D/1D-Selbstzündmodell selbst verursacht werden¹². Zum anderen führen Ungenauigkeiten und Unsicherheiten des Inputs des Selbstzündmodells unweigerlich auch zu Ungenauigkeiten dessen vorhergesagter Selbstzündbeginne, selbst wenn das Selbstzündmodell an sich perfekt wäre. Leider sind solche Ungenauigkeiten eine unvermeidbare Tatsache, da jede Messung Ungenauigkeiten und Unsicherheiten unterliegt und auch die Modelle der 0D/1D-Prozessrechnungen nicht makellos genau sein können. Selbst wenn all diese Ungenauigkeiten und Unsicherheiten, die in Abbildung 3.6 schematisch dargestellt sind, für sich genommen relativ klein sind, können sie jedoch im Gesamten einen relevanten Einfluss auf die vom

¹¹Dies liegt daran, dass der Zeitpunkt, an dem der Klopfbeginn der Messdaten bestimmt werden kann, nicht der tatsächliche Zeitpunkt ist, an dem die vorausgehende Selbstzündung stattfindet, weil die verursachten Druckschwingungen den Druckaufnehmer nicht instantan erreichen. Diese Verzögerung zwischen dem tatsächlichen Klopfbeginn und dem bestimmten Klopfbeginn variiert in Abhängigkeit von der genauen Lage des Selbstzündortes, der Lage des Druckaufnehmers sowie der lokalen Schallgeschwindigkeit und kann mithilfe der verfügbaren Messdaten nicht exakt spezifiziert werden.

¹²Damit ist gemeint, dass sowohl die Modellierung der Selbstzündung anhand der Livengood-Wu Integrale (Abschnitt 3.1), als auch der detaillierte Reaktionsmechanismus sowie auch dessen vereinfachte Modellierung zur Berechnung der Modellparameter (Abschnitt 3.2) der Livengood-Wu Integrale mögliche Ungenauigkeiten aufweisen können.

Modell vorhergesagten Selbstzündbeginne haben. Die dritte Ursache ist, dass in der Realität physikalische Phänomene auftreten, welche die Selbstzündung zwar beeinflussen, bisher jedoch nicht modelliert werden. Hierzu zählen unter anderem Gemisch- und Temperatur-Inhomogenitäten am Ort der Selbstzündung, wobei die Temperaturschwankungen im unverbrannten Gemisch bis zu 20 K betragen können [18, 81, 82]. Diese Inhomogenitäten einer Endgastasche oder Hotspots werden in den gezeigten Ergebnissen von Abbildung 3.5 jedoch nicht berücksichtigt, da die verwendeten Modelle der 0D/1D-Prozessrechnung - welche den Input des Selbstzündmodells berechnen - diese Informationen nicht liefern. Somit kann das 0D/1D-Selbstzündmodell lediglich die mittlere Temperatur und Gemischzusammensetzung der unverbrannten Zone verwenden und nicht die reale Temperatur und Gemischzusammensetzung am Ort der Selbstzündung. Daher kann diese letzte der drei Ursachen strenggenommen auch den Ungenauigkeiten des Modell-Inputs zugeordnet werden.

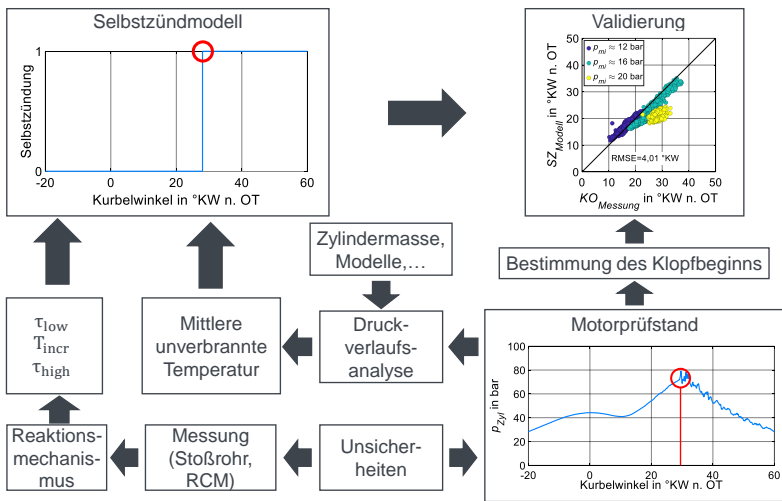


Abbildung 3.6: Unsicherheiten und Ungenauigkeiten des Modell-Inputs

In diesem Abschnitt wird daher das untersuchte Selbstzündmodell anhand der Messdaten der „grundlegenden Variationen“ kalibriert. Durch diese **Kalibrierung**, werden die genannten Unsicherheiten und Ungenauigkeiten bei den 14 Betriebspunkten der „grundlegenden Variationen“ kompensiert. Anschließend wird diese Kalibrierung auf die restlichen 216 Betriebspunkte aller weiteren Va-

rationen angewendet, um zu analysieren, ob es physikalische Phänomene gibt, welche die Vorhersage des Selbstzündbeginns beeinflussen¹³. Daher ist diese Kalibrierung des Selbstzündmodells **notwendig**, um das Selbstzündmodell an sich belastbar untersuchen und validieren zu können sowie eine anschließende valide Untersuchung und Entwicklung des Klopfkriteriums zu ermöglichen (Kapitel 4 und Kapitel 5).

Durchgeführte Untersuchungen zeigten, dass das Selbstzündmodell sehr empfindlich auf Änderungen der unverbrannten Temperatur reagiert, da die Zündverzugszeiten exponentiell davon abhängen. Daher wird im Folgenden der Modell-Input mithilfe eines **Temperaturfaktors** angepasst. Dies hat einerseits zur Folge, dass physikalische Phänomene wie Temperatur-Inhomogenitäten berücksichtigt werden, wie es in mehreren Arbeiten wie beispielsweise [83] der Fall ist und als einziger Grund einer Temperaturanpassung genannt wird. Andererseits kann man diese Temperatur-Kalibrierung jedoch auch als eine **Kalibrierung der Zündverzugszeiten** ansehen. Zwar hat Fandakov gezeigt, dass sein entwickeltes phänomenologisches Selbstzündmodell¹⁴ die detaillierte Reaktionskinetik sehr genau abbildet [26], jedoch fand hierbei keine Bewertung der Genauigkeit des detaillierten Reaktionsmechanismus selbst statt. Da jedoch, basierend auf [50, 53], die **Unsicherheit und Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten des detaillierten Reaktionsmechanismus als nicht unwesentlich** bezeichnet werden können, wird diese Ungenauigkeit als Hauptgrund für die Notwendigkeit der hier durchgeführten Kalibrierung vermutet. Falls sich im folgenden Abschnitt herausstellt, dass die Selbstzündung infolge der Kalibrierung für die weiteren 216 Betriebspunkte - an denen das Selbstzündmodell nicht kalibriert wurde - sehr genau vorhergesagt werden kann, deutet dies daraufhin, dass die Hauptursache der in Abbildung 3.5 gezeigten Abweichungen wohl tatsächlich in der Unsicherheit und Ungenauigkeit des detaillierten Reaktionsmechanismus liegt¹⁵.

Der zur Kalibrierung verwendete Temperaturfaktor wird empirisch anhand der Daten der genannten „grundlegenden Variationen“ ermittelt, sodass der

¹³z. B. der Einfluss unterschiedlicher Wandtemperaturen oder Turbulenzen auf die Inhomogenitäten am Ort der Selbstzündung, was deren explizite Berücksichtigung im Selbstzündmodell zur Folge haben könnte.

¹⁴Also die Modellierung der Selbstzündung anhand zweier Livengood-Wu Integrale unter vereinfachter Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} .

¹⁵Andernfalls würde sich zeigen, dass die Genauigkeit des Selbstzündmodells von den untersuchten Randbedingungen (die z. B. unterschiedliche Temperaturinhomogenitäten zur Folge haben) abhängt.

vorhergesagte Selbstzündbeginn möglichst gut mit dem tatsächlichen Klopfbeginn der Messdaten übereinstimmt. Dabei ist die Anpassung der unverbrannten Temperatur abhängig vom aktuellen Zylinderdruck und im oberen Teil der Abbildung 3.7 dargestellt. Da dieser Temperaturfaktor erst oberhalb von 700 K angewendet wird - was bei den vorliegenden Messdaten Zylinderdrücken von etwa 20 bar entspricht - passt er die unverbrannte Temperatur T_{uv} um einem betragsmäßig maximalen Wert von etwa 4 % bzw. etwa 20 K nur leicht an.

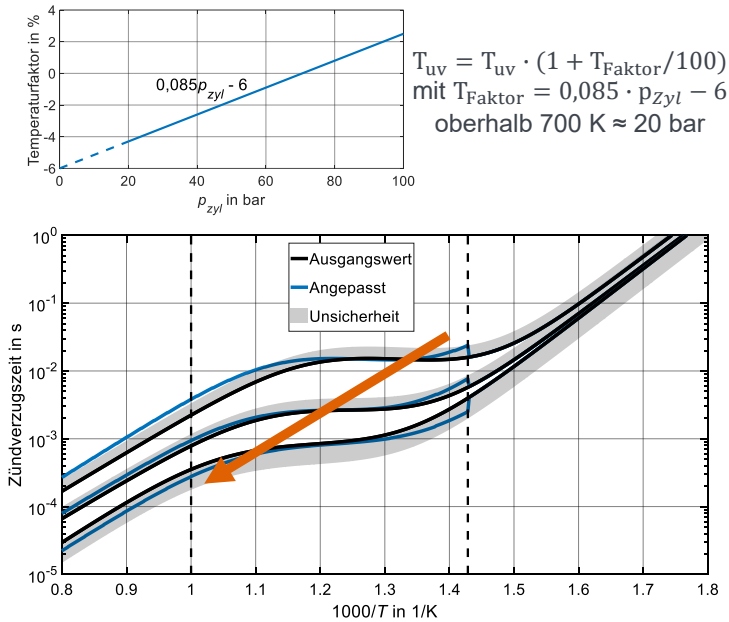


Abbildung 3.7: Anpassung der Zündverzugszeit infolge des verwendeten Temperaturfaktors für 20 bar, 50 bar und 100 bar Zylinderdruck

Die Auswirkung dieser Anpassung auf die berechneten Zündverzugszeiten ist im unteren Teil von Abbildung 3.7 dargestellt. Innerhalb der Grenzen der unverbrannten Temperaturen eines Arbeitsspiels (gestrichelte Linien) liegt die Anpassung der Zündverzugszeit innerhalb ihrer geschätzten Unsicherheit. Insbesondere in den Bereichen, die ein Arbeitsspiel durchläuft (angedeutet durch den orangefarbenen Pfeil), liegen die angepassten Zündverzugszeiten deutlich **innerhalb der Unsicherheit** des detaillierten Reaktionsmechanismus.

Somit ist die Verwendung des gezeigten **Temperaturfaktors zur Kalibrierung des Selbstzündmodells valide** und selbst wenn er empirisch ermittelt wurde, ist er aus **physikalischer und chemischer Sicht sinnvoll und notwendig**. Wichtig ist hierbei noch anzumerken, dass anhand des gezeigten Temperaturfaktors lediglich die Input-Temperatur innerhalb des Selbstzündmodells angepasst wird, was keinerlei Rückwirkungen auf die sonstige 0D/1D-Prozessrechnung hat.

3.6 Validierung

„Grundlegende Variationen“ der Betriebsbedingungen

Unter Verwendung dieser Anpassung der Zündverzugszeiten wird das Selbstzündmodell erneut validiert, wobei zunächst die gleichen Einzelarbeitsspiele wie in Abbildung 3.5 untersucht werden. So zeigt Abbildung 3.8 deutlich, dass die Anpassung der Zündverzugszeiten letztlich dazu führt, dass das 0D/1D-Klopffmodell die Selbstzündbeginne nun wesentlich besser voraussagen kann. Vor allem bei den Einzelarbeitsspielen bei 20 bar p_{mi} wird dies am deutlichsten sichtbar. Obwohl eine verbesserte Selbstzündmodellierung erwartet wurde, ist es bemerkenswert, dass der RMSE nur noch etwa halb so groß ist wie in Abbildung 3.5 - obwohl die Zündverzugszeiten lediglich geringfügig im Rahmen ihrer Ungenauigkeiten angepasst werden. So zeigt sich im Vergleich von Abbildung 3.5 und Abbildung 3.8 sowohl qualitativ als auch quantitativ positive Auswirkung der Anpassung des Modell-Inputs bzw. der Zündverzugszeiten auf die Selbstzündvorhersage.

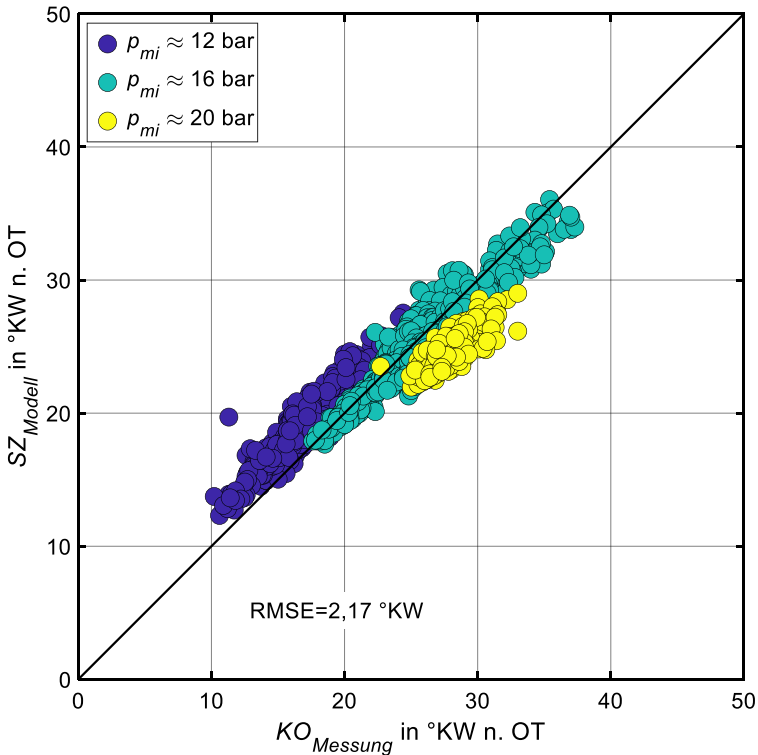


Abbildung 3.8: Vorhergesagter Selbstzündbeginn des kalibrierten Modells im Vergleich zu dem Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.

Da es naheliegend und erwartbar ist, dass das Selbstzündmodell dieselben Einzelarbeitsspiele besser vorhersagen kann, nachdem es an ebendiesen kalibriert wurde (Übergang von Abbildung 3.5 zu Abbildung 3.8), müssen an dieser Stelle nochmals die Hintergründe der Anpassung der Zündverzugszeiten stichpunktartig festgehalten werden. Infolge dieser gültigen und notwendigen **Anpassung der Zündverzugszeiten** kann die Selbstzündung bei den genannten „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen (14 Betriebspunkte) sehr gut vorhergesagt werden, was nun eine **möglichst valide Analyse der weiteren, umfangreichen Variationen der Betriebsbedingungen ermöglicht** (weitere 216 Betriebspunkte). Dadurch kann im Folgenden der Einfluss vieler verschie-

dener thermodynamischer und chemischer Bedingungen auf die Vorhersage des Selbstzündbeginns möglichst valide untersucht werden.

- Gründe:
 - Wesentliche Ungenauigkeiten und Unsicherheiten des detaillierten Reaktionsmechanismus (zur Berechnung der Zündverzugszeiten)
 - Unvermeidbare Ungenauigkeiten des Modell-Inputs (der Zustandsgrößen) zur Berechnung der Zündverzugszeiten
- Anpassung:
 - Anhand von 14 Betriebspunkten
 - Gering und im Bereich der Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten
- Auswirkung:
 - Ermöglicht eine valide Analyse des verwendeten Selbstzündmodells anhand weiterer 216 Betriebspunkte
 - Ermöglicht eine valide Bewertung, ob Phänomene wie Inhomogenitäten im Selbstzündmodell berücksichtigt werden müssen

Umfangreiche Variationen der Betriebsbedingungen

Im Folgenden wird das 0D/1D-Selbstzündmodell anhand der Einzelarbeitsspiele aller **weiteren 216 Betriebspunkte** validiert. Diese enthalten eine breite Variation an Betriebsbedingungen, die die zuvor untersuchten Variationen wesentlich erweitern. Bei allen folgenden Untersuchungen wird der Modell-Input durch den vorgestellten Temperaturfaktor angepasst. Die Auswirkungen der unterschiedlichen Betriebsbedingungen (z. B. Zylinderdruckverlauf, unverbrannte Temperatur, Kraftstoff) sind, wie bereits zuvor, infolge der Druckverlaufsanalyse selbstverständlich im Modell-Input enthalten und das Selbstzündmodell verwendet stets dieselben Einstellungen. Somit wird direkt anhand der vorhergesagten Selbstzündbeginne deutlich, ob bestimmte Betriebsbedingungen Effekte zur Folge haben, welche nicht durch das Selbstzündmodell (und dessen Input) abgedeckt werden können. Zur Veranschaulichung dient folgendes *hypothetisches Gedankenspiel*: Im Falle einer Turbulenz-Variation können sich am Ort der Selbstzündung unterschiedliche Temperatur-Inhomogenitäten einstellen. Falls diese separat im Selbstzündmodell berücksichtigt werden müssten, wird eine Abweichung der Vorhersagegüte über einer Turbulenz-Variation sichtbar,

da die Hotspots bisher nicht separat modelliert werden.

Die erste Untersuchung hebt in Abbildung 3.9 verschiedene Variationen der Betriebsbedingungen hervor, die unter anderem auftretende Temperatur-Inhomogenitäten beeinflussen. Diese Untersuchung ermöglicht es, deren Einfluss auf die Vorhersage der Selbstzündung zu analysieren und herauszufinden, ob Hotspots innerhalb des Selbstzündmodells separat modelliert werden sollten oder nicht. Neben den jeweils farblich hervorgehobenen Betriebsbedingungen umfassen alle vier Diagramme Motordrehzahlen von 1500, 2500 und 4000 1/min. Das Diagramm links oben enthält Arbeitsspiele der Variation der **Öl- und Kühlmitteltemperatur** (ROZ95E10, $\epsilon = 11,8$, 16 bar p_{mi}), wohingegen das Diagramm rechts oben unterschiedliche **Stellungen der Tumbleklappe** farblich hervorhebt (ROZ95E10, $\epsilon = 11,8$ sowie 12, 16 und 20 bar p_{mi}). Im unteren Teil der Abbildung zeigt das linke Schaubild Arbeitsspiele einer Direkteinspritzung mit unterschiedlichen **Injektorpositionen**, während das rechte Schaubild verschiedene Verhältnisse einer **Mehrfach-Direkteinspritzung** hervorhebt (in beiden Diagrammen: ROZ98, ROZ95E10 und ROZ92E20, $\epsilon = 10,76$ und 11,8 sowie 16 bar p_{mi}). Zusätzlich beinhaltet das linke untere Diagramm neun verschiedene Einspritzbeginne (SOI, gleichmäßig zwischen 340 und 180 °KW vor ZOT verteilt), wohingegen die Daten des rechten unteren Diagramms sechs unterschiedliche Einspritzbeginne (SOI) der zweiten Einspritzung umfassen (gleichmäßig zwischen 180 und 80 °KW vor ZOT verteilt). Alle nicht explizit erwähnten Betriebsbedingungen sind innerhalb des jeweiligen Diagramms konstant (z. B. 0 % externe AGR, $\lambda = 1$).

In allen vier Diagrammen der Abbildung 3.9 zeigt sich, dass die Selbstzündbeginne sehr genau modelliert werden, was einerseits anhand der niedrigen mittleren Abweichungen (RMSE) deutlich wird. Mindestens genauso wichtig ist jedoch, dass in der Vorhersagegüte qualitativ kein Unterschied zwischen den hervorgehobenen Betriebsbedingungen erkennbar ist. Darüber hinaus ist die Vorhersagegüte des Selbstzündmodells ebenfalls unabhängig von dem Zeitpunkt der Einspritzung, auch wenn dies aus Gründen der Übersichtlichkeit in dieser Abbildung nicht farblich hervorgehoben wird (untere Diagramme). Dies bedeutet (wie im vorausgehenden hypothetischen Gedankenspiel erläutert) dass es keinen signifikanten Einfluss der unterschiedlichen Turbulenzniveaus oder Wandtemperaturen auf die Modellierung der Selbstzündung gibt, der **separat innerhalb des Selbstzündmodells** modelliert werden müsste. Dies **bedeutet jedoch nicht**, dass diese Variationen keinen Einfluss auf die Selbstzündung hätten - denn ihr Einfluss auf die Selbstzündung wird nicht zuletzt in Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang deutlich sichtbar. Vielmehr

bedeutet dies, dass der Modell-Input des 0D/1D-Selbstzündmodells bereits alle selbstzündrelevanten Informationen enthält¹⁶ und das Selbstzündmodell in diesen Fällen keine weiteren Modellparameter (z. B. Hotspots) benötigt.

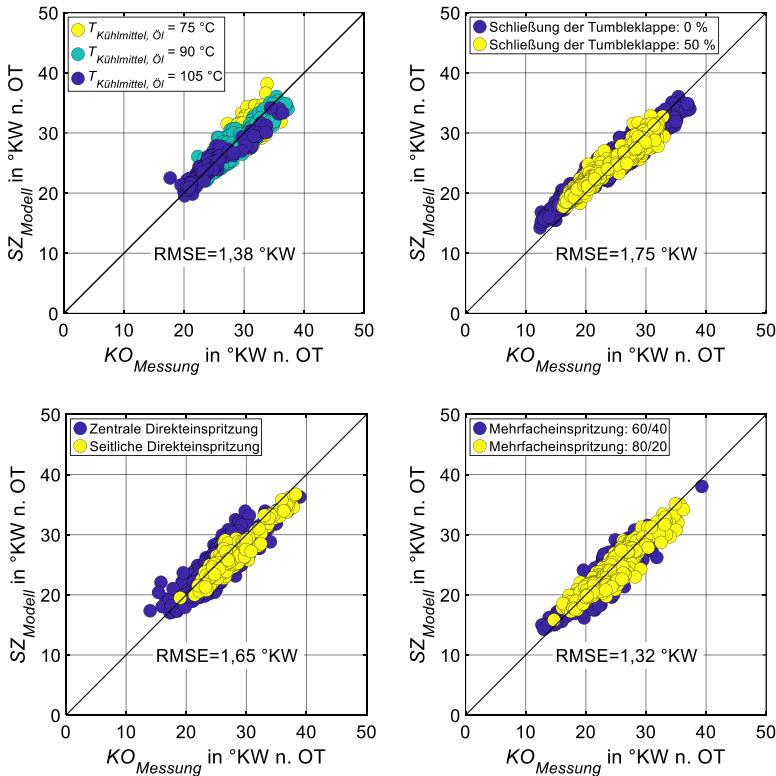


Abbildung 3.9: Validierung des Selbstzündmodells anhand Variationen der Kühlmittel- und Öltemperaturen (oben links), der Tumbleklappen-Stellung (oben rechts), der Injektorposition (unten links) und der Aufteilung der Mehrfacheinspritzung (unten rechts)

¹⁶Der Modell-Input berücksichtigt dank der übrigen Modelle (z. B. Wandwärmemodell) der 0D/1D-Prozessrechnung bereits den Einfluss der unterschiedlichen Wandtemperaturen oder Turbulenzniveaus auf die unverbrannte Temperatur. Jedoch scheint es darüber hinaus bei den untersuchten Betriebspunkten keine signifikanten Einflüsse der Wandtemperaturen oder des Turbulenzniveaus auf den Selbstzündbeginn zu geben, weshalb diese vom Selbstzündmodell auch nicht separat modelliert werden müssten.

Abbildung 3.10 hebt die vier untersuchten **Benzinkraftstoffe** der untersuchten Einzelarbeitsspiele farblich hervor. Wie auch bei den vorherigen Untersuchungen enthält der Input des Selbstzündmodells kraftstoffspezifische Kenngrößen, auf deren Basis die Zündverzugszeiten des jeweiligen Kraftstoffs berechnet werden. Da Fandakov [26, 46] die Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} für einen Ethanolgehalt von bis zu 20 % entwickelt und validiert hat, können die Zündverzugszeiten dreier Kraftstoffe (ROZ92E20, ROZ95E10, ROZ98) valide berechnet werden können. Um die Zündverzugszeiten des Kraftstoffs mit Methanolbeimischung (ROZ92M20) berechnen zu können, verwendet das Selbstzündmodell eine Behelfslösung. Dabei wird ein Ethanolanteil so bestimmt, dass der modellierte Kraftstoff die vorgegebenen kraftstoffspezifischen Kenngrößen möglichst gut erfüllt - was letztlich bei einem Ethanolanteil von etwa 32,5 % der Fall ist. Neben den hervorgehobenen Kraftstoffen, umfassen die dargestellten Daten zwei verschiedene Verdichtungsverhältnisse (10,76 und 11,8), Einspritzbeginne zwischen 340 und 180 °KW vor ZOT, sowohl beide unterschiedlichen Verhältnisse der Mehrfach-Direkteinspritzung als auch eine einfache zentrale Direkteinspritzung, sowie sechs Motordrehzahlen (1500, 2000, 2500, 3000, 3500 und 4000 1/min) und drei Lasten (12, 16 und 20 bar p_{mi}). Wie deutlich zu sehen ist, ist die Vorhersagegüte des Selbstzündmodells für die untersuchten verschiedenen Kraftstoffe gleichermaßen gut. Daraus folgt, dass bei diesen Kraftstoffen keine zusätzlichen selbstzündrelevanten, physikalischen oder chemischen Phänomene auftreten, die das Selbstzündmodell nicht bereits berücksichtigt. Natürlich beeinflussen die unterschiedlichen Kraftstoffe das Selbstzündverhalten der Betriebspunkte (wie auch in Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang gezeigt), jedoch spiegeln sich diese Einflüsse infolge der 0D/1D-Prozessrechnung im Modell-Input (z. B. Zylinderdruck, mittlere unverbrannte Temperatur) wieder und müssen nicht separat im Selbstzündmodell modelliert werden.

Für die Anwendung des Klopfmodells bedeutet dies konkret, dass – abgesehen von der korrekten Angabe der Kraftstoffeigenschaften – keinerlei Änderung der Einstellungen des Selbstzündmodells vorgenommen werden muss und die Selbstzündungen der untersuchten Kraftstoffe dennoch gleichermaßen gut modelliert werden kann¹⁷. Dies kann insbesondere auch in Hinblick auf zukünftige, zweistufige Kraftstoffe interessant sein.

¹⁷Dies gilt sowohl für die drei Kraftstoffe mit Ethanol- als auch für den Kraftstoff mit Methanolbeimischung und zeigt, dass die verwendete Behelfslösung, bei der ein Ethanolanstatt Methanolanteil berechnet wird, in diesem Fall zu einer genauen Modellierung der Zündverzugszeiten und letztlich der Selbstzündung führt.

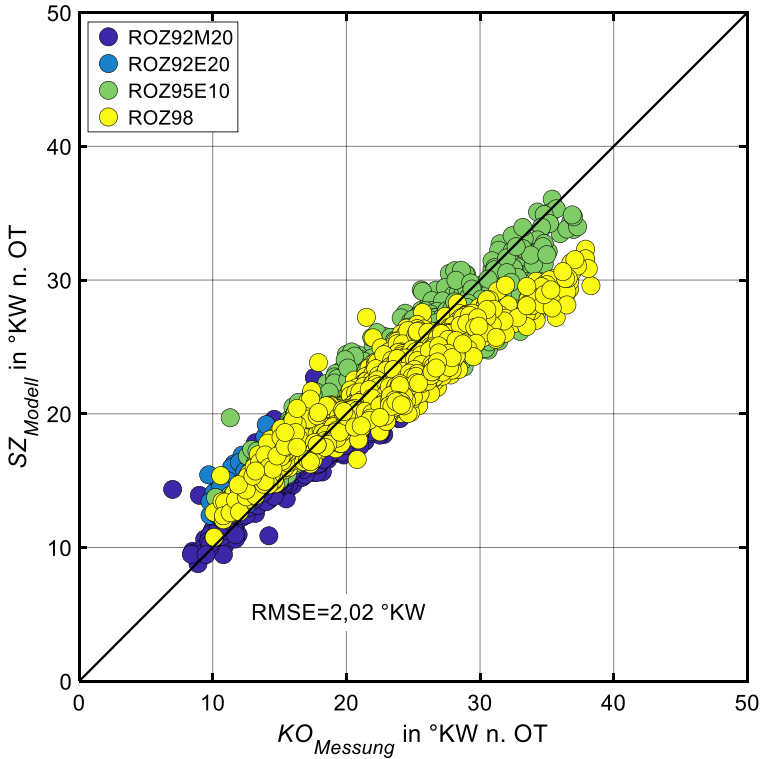


Abbildung 3.10: Validierung des Selbstzündmodells anhand unterschiedlicher Kraftstoffe

Weiterhin enthalten die Diagramme der Abbildung 3.11 Variationen der **Gemischzusammensetzung**. Die beiden oberen Diagramme umfassen variierende Betriebsbedingungen, die die **interne Abgasrückführung** beeinflussen. Während das linke obere Diagramm die variierende Ventilüberschneidung durch Veränderung des Auslassventil-Steuerzeitpunkts farblich hervorhebt (ROZ95E10, $\epsilon = 11,8, 1500, 2500$ und 4000 1/min, 16 bar p_{mi}), wird im rechten oberen Diagramm die interne AGR über unterschiedliche Abgasgegendrücke variiert (ROZ98 und ROZ95E10, $\epsilon = 10,76$ und $11,8, 1500, 2500$ und 4000 1/min, 16 bar p_{mi}). Alle bisher gezeigten und erwähnten Daten wurden im Rahmen des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ gewonnen. Ergänzend dazu zeigen die beiden unteren Diagramme der Abbildung 3.11

Messpunkte des FVV-Projekts „Klopfen bei VL-AGR“, die zusätzliche Variationen der Gemischzusammensetzung umfassen [46]. Diese Messdaten stammen prinzipiell vom gleichen Einzylindermotor jedoch mit einem unterschiedlichen Zylinderkopf. So zeigt das linke untere Diagramm eine Variation der **externen Abgasrückführungsrate** von 0 bis 25 % (bei $\lambda = 1$), wohingegen das rechte Diagramm Arbeitsspiele bei einem **Verbrennungsluftverhältnis** λ von 0,85, 1 und 1,15 (25 % externe AGR) umfasst. In beiden Diagrammen wurde der Kraftstoff ROZ95E10 verwendet, bei einem Verdichtungsverhältnis von 10,93, einer Motordrehzahl von 1500 1/min und einer Last von 16 bar p_{mi} .

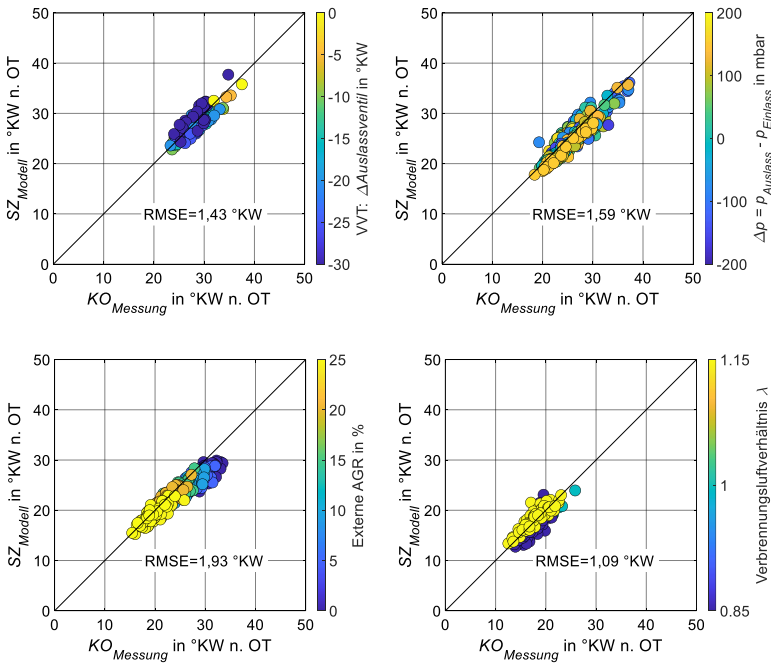


Abbildung 3.11: Validierung des Selbstzündmodells anhand unterschiedlicher Gemischzusammensetzung. Oben: Unterschiedliche interne Abgasrückführungsrate durch variierende Ventilüberschneidung (links) und variablen Abgasgedruck (rechts). Unten: Unterschiedliche externe Abgasrückführungsrate (links) und Verbrennungsluftverhältnisse (rechts).

Analog zu den zuvor untersuchten Variationen der Betriebsbedingungen, können

auch die Selbstzündbeginne der in Abbildung 3.11 untersuchten Arbeitsspiele genau modelliert werden. Auch hier bedeutet dies, dass der Modell-Input des 0D/1D-Selbstzündmodells bereits alle selbstzündrelevanten Informationen enthält und das Selbstzündmodell in diesen Fällen keine weiteren Modellparameter benötigt. Darüber hinaus deuten auch die beiden unteren Diagramme daraufhin, dass die zuvor gezeigte Anpassung der Input-Temperatur letztlich auf eine nötige Anpassung der Zündverzugszeiten zurückzuführen ist. Denn trotz neuem Verdichtungsverhältnis und Zylinderkopf - was letztlich die Turbulenz und somit Temperatur-Inhomogenitäten beeinflusst¹⁸ - modelliert auch in diesem Fällen das Selbstzündmodell die Selbstzündbeginne dank Anpassung der Temperatur sehr genau.

Letztlich wird das Selbstzündmodell in Abbildung 3.12 gegen alle Variationen der Betriebsbedingungen der Messdaten beider FVV-Projekte validiert. Somit enthält dieses Diagramm **19 694 klopfende Arbeitsspiele aus 230 Betriebspunkten**, die folgende umfangreiche Variationen der Betriebsbedingungen abdecken:

- vier Benzin-Kraftstoffe:
 - ROZ98 mit ROZ=98,2 und MOZ=88,4
 - ROZ95E10 mit ROZ=96,5 und MOZ=85,2
 - ROZ92E20 mit ROZ=100,7 und MOZ=87,6
 - ROZ92M20 mit ROZ=100,2 und MOZ=87,1
- drei Verdichtungsverhältnisse: 10,76, 10,93 und 11,8
- verschiedene Einspritzstrategien: zentrale DI, seitliche DI, Mehrfacheinspritzung und Saugrohreinspritzung jeweils bei variierenden Einspritzbeginn
- zwei Stellungen der Tumbleklappe
- zwei verschiedene Zylinderköpfe
- sechs Motordrehzahlen: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 und 4000 1/min

¹⁸Wären die Inhomogenitäten der Hauptgrund der Temperaturanpassung, so wären wohl schlechtere Ergebnisse im unteren Teil der Abbildung 3.11 zu erwarten - denn dann wäre die Temperaturanpassung nicht so einfach übertragbar und müsste erneut anhand der Messdaten beim anderen Zylinderkopf kalibriert werden.

- drei Lasten: ca. 12, 16 und 20 bar p_{mi}
- drei Verbrennungsluftverhältnisse λ : 0,85, 1 und 1,15
- acht externe Abgasrückführungsraten: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 und 35 %
- verschiedene interne AGR, erreicht durch variierende Abgasgegendrücke sowie Steuerzeiten des Auslassventils
- drei Kühlmittel- und Öltemperaturen: 75, 90 und 105 °C
- fünf Ansauglufttemperaturen: 25, 35, 45, 55 und 65 °C

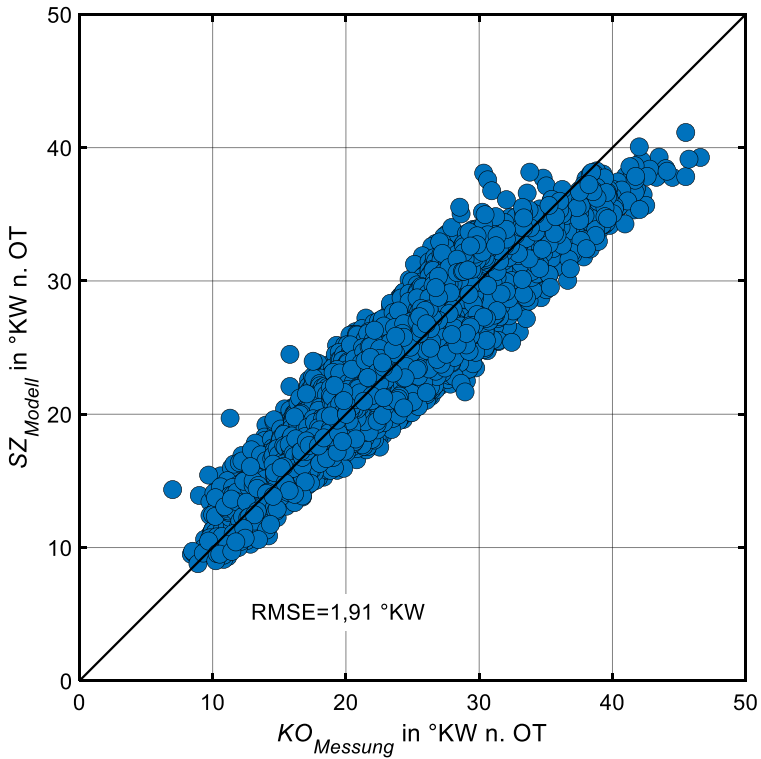


Abbildung 3.12: Validierung des Selbstzündmodells anhand aller 19694 klopfenden Einzelarbeitsspiele

Bei den 19 694 klopfenden Arbeitsspielen der umfangreichen Variationen der Betriebsbedingungen erscheinen die Abweichungen der modellierten Selbstzündbeginne auf den ersten Blick relativ groß. Dies darf jedoch nicht missinterpretiert werden, denn die Darstellung zeigt nahezu 20 000 klopfende Arbeitsspiele, wobei darstellungsbedingt nicht jedes Arbeitsspiel sichtbar sein kann. So sieht man die Ausreißer und den Bereich der maximalen Abweichungen relativ deutlich, jedoch sieht man nicht die vielen tausende Punkte nahe der Winkelhalbierenden, da sie von den „oberen“ Datenpunkten verdeckt werden. Daher liegt in dieser Abbildung das Hauptaugenmerk auf dem RMSE – der bei dieser großen Anzahl an Datenpunkten der Standardabweichung entspricht. Da dieser Wert unter 2°KW liegt, wird deutlich, dass viele tausende Punkte nahe der Winkelhalbierenden verdeckt sind und das 0D/1D-Klopfmodell die Selbstzündbeginne sehr genau modellieren kann. Neben diesem geringen quantitativen Wert wurde außerdem in Abbildung 3.8 bis Abbildung 3.11 deutlich sichtbar, dass die Selbstzündbeginne der einzeln aufgeführten Variationen mit einer gleichermaßen hohen Vorhersagegüte modelliert werden.

An dieser Stelle muss erneut festgehalten werden, dass dies nicht bedeutet, dass die unterschiedlichen Variationen der Betriebsbedingungen keinen Einfluss auf die auftretenden Selbstzündungen hätten. Dass die entsprechenden Betriebsbedingungen die Selbstzündungen im unverbrannten Gemisch stark beeinflussen, zeigt sich ganz deutlich anhand der Streuung der Klopfbeginne der Messdaten. Diese variieren, wie Abbildung 3.12 zeigt, zwischen etwa 7 und 47°KW nach ZOT (bzw. 44% MFB und 99% MFB, s. Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang), obwohl die Klopfhäufigkeiten der Betriebspunkte in den meisten Fällen bei vergleichbaren Werten unterhalb von 10% liegt. Die Einflüsse der unterschiedlichen Betriebsbedingungen infolge der 0D/1D-Prozessrechnung spiegeln sich im Modell-Input (z. B. Zylinderdruck, mittlere unverbrannte Temperatur) des Klopfmodells wieder, jedoch treten bei keinem der untersuchten Betriebspunkte weitere selbstzündrelevante, physikalische oder chemische Phänomene auf, die eine separate Modellierung innerhalb des Selbstzündmodells erzwingen bzw. nicht bereits vom Selbstzündmodell berücksichtigt werden. Dies ist der phänomenologischen Modellierung der Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} des Selbstzündmodells (inklusive Kalibrierung) sowie einem genauen Modell-Input (infolge einer genauen 0D/1D-Prozessrechnung) zu verdanken. In der praktischen Anwendung des 0D/1D-Klopfmodells bedeutet dies konkret, dass - abgesehen von der korrekten Angabe der Kraftstoffeigenschaften - keinerlei Änderung der Einstellungen des Klopfmodells vorgenommen werden muss und die Selbstzündung der verschiedenen untersuchten Betriebspunkte

dennoch gleichermaßen gut modelliert werden kann.

Somit wurde das phänomenologische Selbstzündmodell umfangreich anhand von Messdaten validiert. Dazu wurden insgesamt 19 694 klopfenden Arbeitsspielen aus 230 Betriebspunkten untersucht, bei denen das 0D/1D-Selbstzündmodell den Selbstzündbeginn mit einer Standardabweichung von unter 2 ° ausreichend genau vorhersagen kann. Auf dieser Basis können nun im Folgenden Untersuchungen bezüglich des zweiten Teils des Klopfmodells – dem Klopfkriterium – durchgeführt werden.

3.7 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zunächst die Grundlagen des 0D/1D-Selbstzündmodells mit der Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} vorgestellt. Da für die Validierung des Selbstzündmodells zunächst die Klopfbeginne der Messdaten zuverlässig bestimmt werden müssen, wurde eine neue, zuverlässige Methode zur Bestimmung der Klopfbeginne anhand des indizierten Druckverlaufs entwickelt. Bei der ersten Untersuchung der klopfenden Einzelarbeitsspiele von 14 Betriebspunkten wurde deutlich, dass das Selbstzündmodell kalibriert werden muss, um einerseits seine valide Untersuchung und eventuelle Weiterentwicklung zu gewährleisten und andererseits, um nachfolgend eine ausreichend hohe Genauigkeit und damit eine valide Untersuchung und Entwicklung des Klopfkriteriums zu ermöglichen (Kapitel 4 und Kapitel 5). Diese Kalibrierung erfolgt durch eine Anpassung der Input-Temperatur basierend auf 14 Betriebspunkten mit „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen und bewirkt letztlich eine Anpassung der berechneten Zündverzugszeiten innerhalb ihrer Ungenauigkeiten¹⁹. Anschließend wurde diese Anpassung auf alle weiteren 216 Betriebspunkte mit weitreichenden Variationen der Betriebsbedingungen angewendet. Bei dieser Validierung anhand 19 694 Einzelarbeitsspiele aller 230 Betriebspunkte wird deutlich, dass das kalibrierte Selbstzündmodell die Selbstzündung sehr genau modellieren kann und dabei (neben den Randbedingungen des Betriebspunkte wie z. B. Kraftstoffeigenschaften) keinerlei Änderung der Einstellung benötigt. Daher ist das verwendete, kalibrierte Selbstzündmodell sehr gut als Ausgangspunkt für die nachfolgenden Untersuchungen des Klopfkriteriums geeignet.

¹⁹Ebendiese Ungenauigkeiten der detaillierten Reaktionskinetik sind auch der Hauptgrund der benötigten Kalibrierung, was Abbildung A3.1 im Anhang zusätzlich bekräftigt.

4 Stand der Forschung und Analyse vorhandener Klopfkriterien

4.1 Grundlagen

Da nicht jede Selbstzündung zwangsläufig zu einem Klopfereignis führt (Abschnitt 2.1), wird ein Kriterium für die Evaluierung der auftretenden Selbstzündung des unverbrannten Gemisches benötigt [23, 68, 84, 85]. An dieser Stelle muss nochmals darauf hingewiesen werden, dass zwischen mittlerem und Einzelarbeitsspiel unterschieden werden muss. Da die Einzelarbeitsspiele Informationen darüber enthalten, ob ein Klopfereignis stattfand oder nicht, werden sie für die Validierung des Selbstzündmodells verwendet (Kapitel 3). Im Gegensatz dazu wird das mittlere Arbeitsspiel verwendet, um das Klopfverhalten eines Betriebspunktes auszuwerten. Das liegt einfach daran, dass das Ziel des Klopfmodells ist, die Klopfgrenze²⁰ eines Betriebspunktes vorherzusagen. Dies bedeutet, dass das Klopfmodell vorhersagt, ob die Klopfhäufigkeit des Betriebspunktes bei seiner momentanen Schwerpunktlage ober- oder unterhalb der definierten Klopfgrenze liegt - wodurch der Betriebspunkt schließlich auf die Schwerpunktlage an der definierten Klopfgrenze eingeregelt werden kann. Daher werden im Folgenden nicht mehr Einzelarbeitsspiele, sondern stets mittlere Arbeitsspiele betrachtet. Eine ausführliche Erklärung dazu findet sich im Anhang auf Seite 134.

Im 0D/1D-Klopfmodell wird zunächst der Zeitpunkt der Selbstzündung des mittleren Arbeitsspiels berechnet, bevor diese vom Klopfkriterium evaluiert wird. Somit dient das vorgestellte Selbstzündmodell zwar als Grundlage für das Klopfkriterium, jedoch kann das Klopfkriterium als das eigentliche „Herzstück“ des Klopfmodells angesehen werden. So kann ein sehr gutes Klopfkriterium

²⁰Wie bereits erwähnt, wird die Klopfgrenze in dieser Arbeit - wenn nicht anders erwähnt - als eine Klopfhäufigkeit zwischen 4 und 10 % definiert.

mögliche Ungenauigkeiten des Selbstzündmodells bis zu einem gewissen Grad ausgleichen, jedoch kann ein sehr gutes Selbstzündmodell niemals die Ungenauigkeiten des Klopfkriteriums ausgleichen. Da die vom 0D/1D-Klopfmodell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze entscheidend für den Wirkungsgrad des Betriebspunktes ist, muss das Klopfkriterium hohe Anforderungen erfüllen: Eine hohe Genauigkeit der vorhergesagten Schwerpunktlage an der Klopfgrenze (SWP_{KG}) sowie eine zuverlässige Vorhersage von SWP_{KG} für viele verschiedene Betriebspunkte - was eine **tatsächliche** Vorhersagefähigkeit des Klopfkriteriums voraussetzt²¹.

Die Komplexität des Klopfkriteriums wird an Folgendem deutlich: Für die Selbstzündmodellierung an sich gibt es lediglich einen geläufigen Ansatz - nämlich die Modellierung basierend auf dem (ein- oder zweistufigen) Livengood-Wu Integral, welche im Jahr 1955 eingeführt wurde - was jedoch keinesfalls als Schmälerung der Komplexität der Selbstzündmodellierung verstanden werden darf. Hingegen gibt es für die Entwicklung eines Klopfkriteriums mehrere unterschiedliche Ansätze, die auf Basis grundverschiedener Ideen entwickelt wurden. So gehen viele geläufige Klopfmodelle davon aus, dass nach einem bestimmten konstanten Wert des verbrannten Massenanteils kein Klopfen mehr auftreten könne (Abschnitt 4.2) [74, 75, 86–91]. Eine weitere Theorie besagt, dass der Anteil der restlichen unverbrannten Masse innerhalb der thermischen Grenzschicht von großer Bedeutung sei (Abschnitt 4.3) [26, 39, 46, 92]. Außerdem gibt es Untersuchungen [18, 93, 94], ob das Detonations-Diagramm von Bradley [24, 85, 95] in einem Klopfmodell sinnvoll angewendet werden kann. Abschließend wird im Rahmen dieser Arbeit die Notwendigkeit eines gänzlich neuen Ansatzes deutlich, was zur Entwicklung eines Klopfkriteriums basierend auf einer neuen Idee führt. Da die beiden erst genannten Kriterien die geläufigsten sind, wird deren Vorhersagefähigkeit und Genauigkeit in den folgenden beiden Abschnitten detailliert untersucht.

Für ebendiese Validierung der Klopfkriterien - und somit des Klopfmodells -

²¹**Tatsächliche** Vorhersagefähigkeit bedeutet in diesem Fall, dass das Klopfkriterium die Schwerpunktlage SWP_{KG} für viele verschiedene Betriebsbedingungen vorhersagen können muss, ohne dass seine Einstellungen neu kalibriert werden müssen. Nur dadurch können valide, **prädiktive** Ergebnisse in Konzeptstudien ermöglicht werden. Das Gegenteil eines solchen tatsächlich prädiktiven Klopfkriteriums bedeutet, dass man zunächst an dem zu untersuchenden Motor die Einflüsse verschiedener Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten messen muss und diese in der Kalibrierung des Klopfkriteriums hinterlegen muss - was zweifelsohne ein deutlich größerer Aufwand als bei einem tatsächlich prädiktiven Klopfkriterium und teilweise gar nicht möglich ist.

wird die vom Modell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze (SWP_{KG}) mit der tatsächlichen Schwerpunktlage an der Klopfgrenze der Messdaten verglichen wird. Die Schwerpunktlagen der Messdaten ergeben sich aus einer Druckverlaufsanalyse des betrachteten Betriebspunktes, der laut den Messungen des Prüfstands eine Klopfhäufigkeit von 4 bis 10 % aufweist. Für die modellierte SWP_{KG} wird die Schwerpunktlage in Simulationen so lange variiert, bis laut Klopfmodell die Klopfgrenze erreicht ist. Dabei verwendet das Klopfmodell das zuvor gezeigte Selbstzündmodell mit dessen Kalibrierung anhand des Temperaturfaktors. Letztlich ist das Ziel des Klopfmodells die Vorhersage der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze mit einem mittleren Fehler von unter 2 °KW.

Die in diesem Kapitel untersuchten 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze umfassen die auf Seite 139 genannten umfangreichen Variationen der Betriebsbedingungen.

4.2 Klopfbewertung bei konstantem Massenumsatz

Das geläufigste Klopfkriterium ist jenes, welches davon ausgeht, dass nach einem bestimmten **konstanten Wert des verbrannten Massenanteils** kein Klopfen mehr auftreten kann [74, 75, 86–91]. Die Annahme dieses Klopfkriteriums geht davon aus, dass eine Selbstzündung nach diesem definierten Zeitpunkt nicht mehr zu einem Klopfereignis führen könne, weil der verbleibende unverbrannte Massenanteil - und damit die verbleibende Energie des unverbrannten Gemischs - zu gering wäre. Als solche Grenzwerte werden normalerweise Werte zwischen 75 % und 95 % Massenumsatz (MFB, englisch *mass fraction burnt*) verwendet. Dies bedeutet, dass bei diesem Klopfkriterium lediglich geprüft wird, ob die auftretende Selbstzündung vor dem gewählten Massenumsatz (z. B. 85 % Massenumsatz) stattfindet oder nicht. Tritt die Selbstzündung zu einem früheren Zeitpunkt auf (z. B. bei 80 % Massenumsatz), so bedeutet das laut diesem Klopfkriterium, dass die Klopfgrenze des Betriebspunktes überschritten ist. Da dieses Klopfkriterium lediglich den Wert des zweiten Livengood-Wu Integrals zum Zeitpunkt des gewählten Massenumsatzes auswertet, kann es wohl als simpelstes aller Klopfkriterien bezeichnet werden und wird im Folgenden auch **Simpel-Kriterium** genannt.

Für die Analyse dieses Klopfkriteriums vergleicht Abbildung 4.1 die vom Klopfmodell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze (y -Werte) mit der entsprechenden tatsächlichen SWP_{KG} der Messdaten an der Klopfgrenze.

ze (x-Werte). Dabei enthält das gezeigte Diagramm 116 Betriebspunkte mit den auf Seite 139 genannten umfangreich variierenden Betriebsbedingungen. Dies umfasst alle Betriebspunkte des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ [79], die an der Klopfgrenze liegen. Um das mögliche Potenzial dieses Klopfkriteriums auswerten zu können, wurde der Grenzwert des Simpel-Klopfkriteriums iterativ zu 94 % Massenumsatz bestimmt. **Somit zeigt Abbildung 4.1 die bestmögliche Genauigkeit und Vorhersagefähigkeit des Klopfmodells unter Verwendung dieses simplen Klopfkriteriums.**

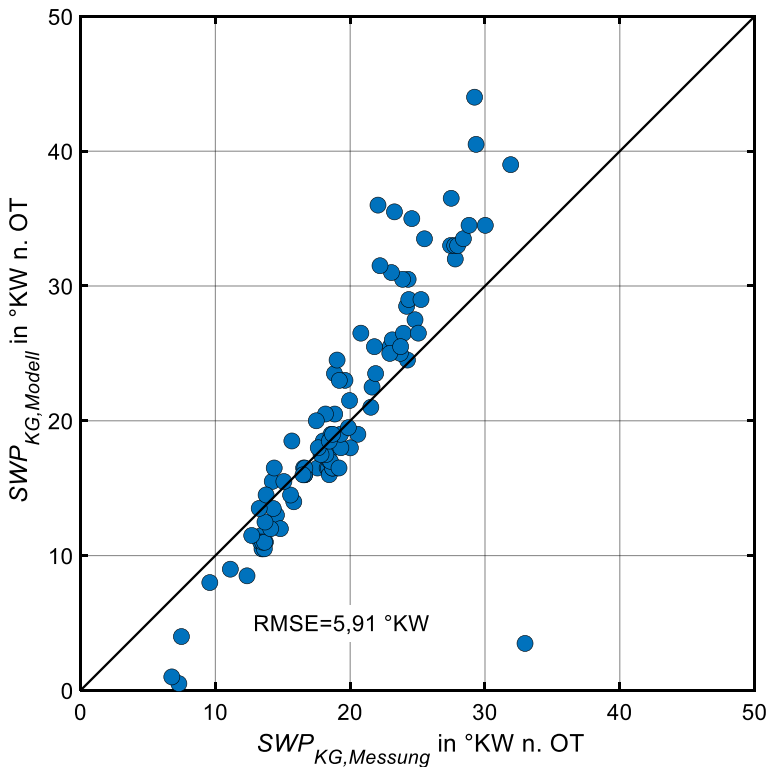


Abbildung 4.1: Validierung des Klopfmodells mit Klopfbewertung bei konstantem Massenumsatz von 94 %. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

Wie bereits erwähnt, ist das Ziel des Klopfmodells die Vorhersage der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze mit einem mittleren Fehler von unter 2 °KW,

wobei der RMSE als Maß ebendieser mittleren Abweichung betrachtet werden kann. Mit nahezu 6°KW liegt dieser Wert jedoch deutlich über der angestrebten mittleren Abweichung. Darüber hinaus ist in Abbildung 4.1 ein deutlicher **Trend der Abweichung** der vorhergesagten Schwerpunktlagen erkennbar. So sagt das Klopfmodell unter Verwendung des Sempel-Klopfkriteriums bei frühen Schwerpunktlagen noch frühere SWP_{KG} voraus, wohingegen das Modell bei späteren SWP_{KG} noch spätere Schwerpunktlagen vorhersagt. Dies bedeutet, dass hier der Fehler der vorhergesagten Schwerpunktlage an der Klopfgrenze abhängig von ihrem tatsächlichen Wert ist. Da das verwendete, kalibrierte Selbstzündmodell den Selbstzündbeginn unabhängig von der Schwerpunktlage genau vorhersagen kann (Kapitel 3.6), müssen sowohl die Ungenauigkeiten als auch der genannte Trend aus dem verwendeten Klopfkriterium resultieren, welches die auftretenden Selbstzündungen evaluiert. Ein solcher Trend ist besonders unerwünscht, da er zeigt, dass das verwendete Klopfkriterium für die Vielzahl an variierenden Betriebsbedingungen keine **tatsächliche** Vorhersagefähigkeit und dadurch keine hohe Genauigkeit gewährleisten kann.

Die genannten Schwächen dieses simplen Klopfkriteriums sind deutlich anhand des rechten Diagramms von Abbildung 4.3 sowie Abbildung 5.3 und Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang erklärbar. So sieht man in diesen Abbildungen deutlich, dass bei variierenden Betriebsbedingungen Klopfen keineswegs bei einem konstanten Massenumsatz stattfindet bzw. dass an der Klopfgrenze die Selbstzündbeginne nicht bei einem konstanten Massenumsatz auftreten. Das hier vorgestellte Klopfkriterium nimmt jedoch genau dies an und kann daher die Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten nicht abdecken.

In einfachen Worten lässt sich daher festhalten, dass dieses simple Klopfkriterium zwar gut funktionieren kann, wenn die untersuchten Betriebsbedingungen relativ ähnlich sind²², sobald die untersuchten Betriebspunkte jedoch weitläufigere Variationen der Betriebsbedingungen beinhalten, kann das Sempel-Klopfkriterium nicht mehr die gewünschten Anforderungen erfüllen und liefert ungenaue Ergebnisse. Diese Erkenntnis deckt sich mit den Untersuchungen von Fandakov, der daraufhin – im Rahmen des FVV-Projekts „Klopfen bei Vollast-AGR“ – ein anderes Klopfkriterium verwendet [26, 39, 46].

²²Damit ist gemeint, dass solche Betriebsbedingungen nicht zu deutlich unterschiedlichen Massenumsätzen bei Selbstzündbeginn führen.

4.3 Grenzschicht-Kriterium

Dieses Klopfkriterium, erstmals von Steurs [92] entwickelt und später von Fandakov aufgegriffen [26, 39, 46], berücksichtigt die **thermische Grenzschicht**, welche sich an den kühleren Zylinderwänden bildet. In der Regel erreicht die Flamme die Zylinderwände in einer späten Phase der Verbrennung. Zu diesem Zeitpunkt ist bereits ein hoher Anteil des Gemischs verbrannt und das Volumen des restlichen unverbrannten Gemischs ist verhältnismäßig klein. Bei einer sphärischen Ausbreitung der Flamme wird daher angenommen, dass das restliche unverbrannte Gemisch sich in der Nähe der kühleren Zylinderwände - und innerhalb der sich daran ausbildenden kühleren thermischen Grenzschicht - befindet. Da Klopfereignisse typischerweise häufig bei ebensolchen späten Massenumsätzen stattfinden, geht die erstmals von Steurs [92] veröffentlichte Grenzschicht-Theorie davon aus, dass sich zu Beginn der Selbstzündung ein signifikanter Anteil der verbleibenden unverbrannten Masse innerhalb der thermischen Grenzschicht befindet. Aufgrund der kälteren Zylinderwände ist die Temperatur des unverbrannten Gemisches innerhalb dieser thermischen Grenzschicht kleiner als die mittlere unverbrannte Temperatur des gesamten Zylinders, was zu höheren Zündverzugszeiten des Gemischs innerhalb der kühleren thermischen Grenzschicht führt. Daher betitelt Steurs [92] eine Selbstzündung, die zu einem Klopfereignis führt, innerhalb der thermischen Grenzschicht als „sehr unwahrscheinlich“. Um somit den Einfluss der thermischen Grenzschicht auf das Klopfverhalten zu berücksichtigen, entwickelten Steurs [92] sowie Fandakov [26, 39, 46] ein Klopfkriterium, das im Folgenden als **Grenzschicht-Kriterium** bezeichnet wird.

Dieses Grenzschicht-Klopfkriterium berechnet den Anteil der unverbrannten Masse, der sich innerhalb der thermischen Grenzschicht befindet. Diese Größe bezeichnet Steurs als $x_{u,th}$ und Fandakov als $x_{ub,bl}$, wobei im Folgenden aus Gründen der Einheitlichkeit die Bezeichnung von Fandakov verwendet wird. Laut dem Grenzschicht-Klopfkriterium sinkt die Klopfhäufigkeit mit zunehmendem Anteil der unverbrannten Masse, der sich zum Zeitpunkt des Selbstzündbeginns innerhalb der thermischen Grenzschicht befindet. Somit ist laut diesem Klopfkriterium die Klopfgrenze noch nicht erreicht, solange der Wert von $x_{ub,bl}$ zum Zeitpunkt der Selbstzündung größer als ein vordefinierter Grenzwert ist. Dieser Grenzwert soll für alle Betriebszustände konstant sein und wird infolge einer Kalibrierung des Klopfmodells anhand eines gemessenen Betriebspunkts an der Klopfgrenze ermittelt [26, 39, 46].

Um das Grenzschicht-Klopfkriterium zu analysieren, wird es in Abbildung 4.2

anhand 116 Betriebspunkten mit umfangreich variierten Betriebsbedingungen validiert (analog zu Abbildung 4.1). Wie im vorherigen Abschnitt, ist auch hier das Klopfkriterium iterativ kalibriert ($x_{ub,bl} = 0,13$), um das mögliche Potenzial dieses Klopfkriteriums auswerten zu können. **Somit zeigt Abbildung 4.2 die bestmögliche Genauigkeit und Vorhersagefähigkeit des Klopfmodells unter Verwendung des Grenzschicht-Klopfkriteriums.**

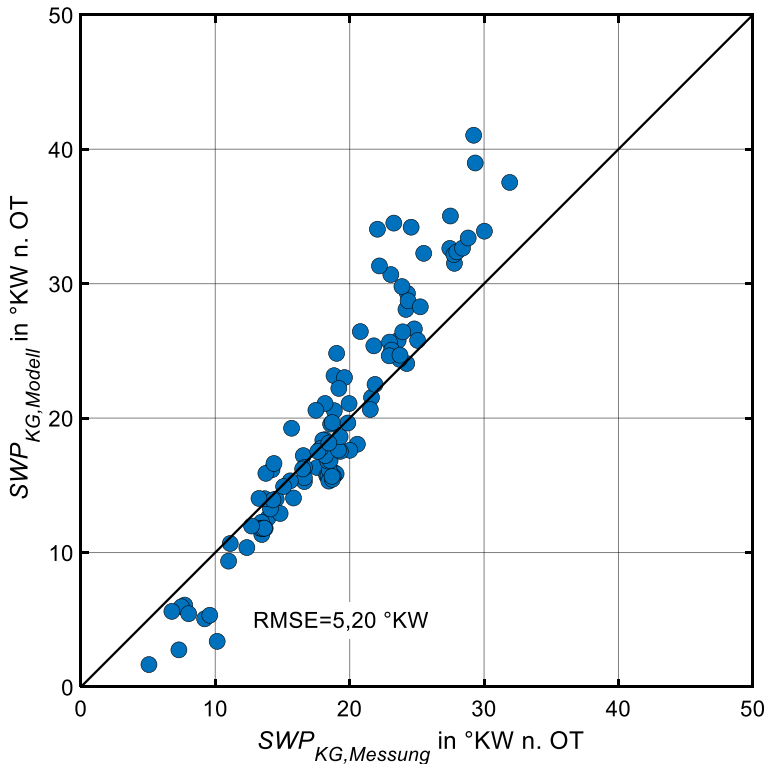


Abbildung 4.2: Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Grenzschicht-Klopfkriterium mit $x_{ub,bl} = 0,13$. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

Auch bei diesem Klopfkriterium weist die vom Klopfmodell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze einen mittleren Fehler von über $5^{\circ}KW$ auf und liegt deutlich über der angestrebten mittleren Abweichung von maximal

2 °KW. Darüber hinaus ist auch hier ein deutlicher **Trend der Abweichung** über der gemessenen Schwerpunktlage erkennbar. Dieser Trend ist qualitativ identisch wie bei der Verwendung des Simpel-Klopfkriteriums in Abbildung 4.1 und auch in diesem Fall müssen sowohl die Ungenauigkeiten als auch der genannte Trend aus dem verwendeten Klopfkriterium resultieren. Da ein solcher Trend besonders unerwünscht ist - da er zeigt, dass das verwendete Klopfkriterium für die Vielzahl an variierenden Betriebsbedingungen keine **tatsächliche** Vorhersagefähigkeit und dadurch keine hohe Genauigkeit gewährleisten kann - muss auch hier die Ursache dafür ergründet werden.

Laut Fandakov enthält das Grenzschicht-Kriterium dank des konstanten Parameters $x_{ub,bl}$ die Einflüsse des Betriebspunktes auf den spätestmöglichen Massenumsatz, bei dem eine Selbstzündung noch zu Klopfereignissen führen kann. Das würde bedeuten, dass ein konstanter Wert von $x_{ub,bl}$ dazu führt, dass die Selbstzündung der Betriebspunkte an den modellierten Schwerpunktlagen der Klopfgrenze SWP_{KG} je nach Betriebspunkt bei unterschiedlichen Massenumsätzen (MFB) stattfindet. Abbildung 4.3 zeigt jedoch deutlich, dass diese Annahme nicht zutrifft. Beide Diagramme enthalten nochmals dieselben Betriebspunkte wie in Abbildung 4.2. Diesmal wird jedoch im linken Diagramm der Massenumsatz bei Selbstzündbeginn basierend auf den *modellierten* SWP_{KG} (y-Werte) farblich hervorgehoben, wohingegen das rechte Diagramm den Massenumsatz bei Selbstzündbeginn basierend auf den *gemessenen* SWP_{KG} (x-Werte) kennzeichnet.

So zeigt das rechte Schaubild deutlich, dass in der Realität die Massenumsätze bei Selbstzündbeginn an der Klopfgrenze von dem jeweiligen Betriebspunkt abhängen und sich deutlich unterscheiden können (Werte zwischen 60 und 97 % MFB). Das linke Diagramm dagegen zeigt, dass das Grenzschicht-Kriterium unter Vorgabe eines konstanten Wertes von $x_{ub,bl}$ ebendiese Abhängigkeiten nicht abdecken kann und sehr ähnliche Massenumsätze bei Selbstzündbeginn an der Klopfgrenze vorhersagt²³. Hierin zeigt sich deutlich, dass das Grenzschicht-Kriterium im Endeffekt ähnliche Auswirkungen hat wie das zuvor gezeigte Simpel-Kriterium - nämlich das Einregeln der vorhergesagten, modellierten Schwerpunktlage der Klopfgrenze auf einen gewissen, **nahezu konstanten Massenumsatz bei Selbstzündbeginn**. Das ist auch der Grund, weshalb die Ergebnisse der beiden vorgestellten Klopfkriterien qualitativ sehr ähnlich sind (Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2).

²³Die Werte reichen von 90 bis 98 % MFB.

Nichtsdestotrotz führt das Grenzschicht-Klopfkriterium zu quantitativ etwas geringeren mittleren Fehlern. Dies liegt daran, dass beim Simpel-Klopfkriterium der Massenumsatz bei Selbstzündbeginn konstant vorgegeben wird, während er beim Grenzschicht-Klopfkriterium (indirekt) „nur“ *nahezu* konstant vorgegeben wird.

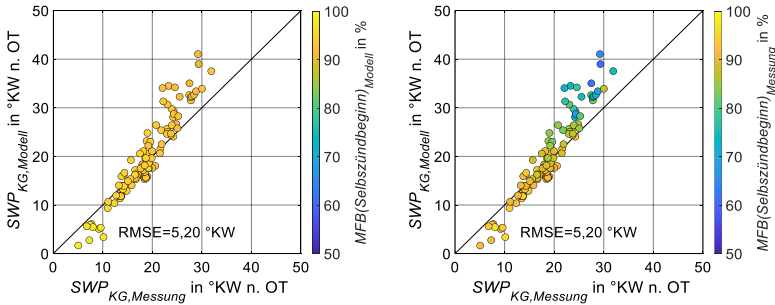


Abbildung 4.3: Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Grenzschicht-Klopfkriterium mit $x_{ub,bl} = 0,13$ (116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze). Farbliche Hervorhebung des Massenumsatzes bei Selbstzündbeginn an den modellierten Schwerpunktlagen (links) und den tatsächlichen Schwerpunktlagen (rechts) an der Klopfgrenze.

4.4 Zusammenfassung

Letztlich lässt sich festhalten, dass die vorhandenen Klopfkriterien den hohen Anforderungen eines Klopfkriteriums nicht genügen können. Zwar können sie für relativ ähnliche Betriebspunkte²⁴ gute Ergebnisse liefern, jedoch zeigt sich anhand der großen Vielzahl an variierten Betriebsbedingungen, dass die untersuchten Klopfkriterien die Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten nur in geringem Maße abdecken können. Um solche Einflüsse abdecken zu können, bräuchten die beiden Klopfkriterien hinterlegte Abhängigkeiten ihres Abstimmparameters (Grenzwert des Massenumsatzes bzw. $x_{ub,bl}$) von den Betriebsbedingungen bzw. zusätzliche Abstimmparameter. Das heißt, um mit diesen beiden Klopfkriterien eine **tatsächliche** Vorhersagefähigkeit (Sei-

²⁴Damit sind Betriebspunkte gemeint, deren unterschiedliche Betriebsbedingungen nicht zu deutlich unterschiedlichen Massenumsätzen bei Selbstzündbeginn führen.

te 44) der Klopfgrenze erzielen zu können, müssten ebensolche allgemeingültige Abhängigkeiten gefunden und hinterlegt werden.

5 Phänomenologische Entwicklung eines Klopfkriteriums

5.1 Analyse der Messdaten und Einflussgrößen

Um ein neues Klopfkriterium zu entwickeln, wird ein phänomenologischer Ansatz verfolgt. Das heißt hier wird - im Gegensatz zu den beiden im vorherigen Kapitel vorgestellten Klopfkriterien - nicht zuerst eine Theorie aufgestellt, die später überprüft wird. Stattdessen werden die vorliegenden Messdaten tiefgehend analysiert, um möglichst valide Erkenntnisse über das hochkomplexe Klopfverhalten zu erlangen, auf deren Basis dann ein **phänomenologisches Klopfkriterium** entwickelt werden kann.

Die Schwierigkeit der Entwicklung eines Klopfkriteriums zeigt sich unter anderem anhand Abbildung 5.1. In diesem Diagramm ist der indizierte Zylinderdruckverlauf zweier Einzelarbeitsspiele dargestellt, die identische Betriebsbedingungen haben. Während das blaue Einzelarbeitsspiel nicht klopft, wird das orangefarbene Arbeitsspiel als klopfend klassifiziert. Es ist deutlich zu erkennen, dass die beiden Zylinderdrücke zunächst nahezu identisch verlaufen²⁵ und sich erst ab dem Zeitpunkt des Klopfereignisses deutliche Unterschiede der Druckverläufe - infolge der hervorgerufenen Druckschwingungen aufgrund der Selbstzündung - zeigen. Natürlich unterscheiden sich die Zylinderdruckverläufe klopfender und nicht-klopfender Einzelarbeitsspiele normalerweise deutlicher voneinander, doch dieses Diagramm soll zeigen, dass die klopfrelevanten Informationen über den indizierten Zylinderdruckverlauf hinausgehen. Eben solche klopfrelevanten Informationen können Inhomogenitäten oder Endgasaschen sein, in denen die Selbstzündung stattfindet, die aber lediglich in 3D-CFD-Daten oder optische Messungen vorliegen können und in 0D/1D-Rechnungen bisher nicht modelliert werden können. Aus diesem Grund kann momentan in 0D/1D-Simulationen keine absolut verlässliche Trennung von Einzelarbeitsspielen in

²⁵Das nicht-klopfende Einzelarbeitsspiel hat sogar geringfügig höhere Drücke und erscheint daher diesbezüglich als geringfügig klopfreudiger.

klopfend und nicht-klopfend stattfinden und das entwickelte Klopfkriterium wird weiterhin, wie gewohnt, mittlere Arbeitsspiele auswerten. Dies führt dazu, dass das Klopfkriterium nicht jedes einzelne Einzelarbeitsspiel in klopfend oder nicht-klopfend klassifizieren muss²⁶, sondern sich darauf fokussiert, zu bestimmen, ob ein gewisser Anteil der Einzelarbeitsspiele eines Betriebspunktes klopft oder nicht. Ebendies entspricht der Klopfhäufigkeit, auf deren Basis die Klopfgrenze eines Betriebspunktes definiert wird. Zwar ist die phänomenologische Entwicklung eines Klopfkriteriums basierend auf Einzelarbeitsspielen möglich und es zeigen sich durchaus wichtige Erkenntnisse anhand von Einzelarbeitsspielen. Dennoch basiert die hier gezeigte Entwicklung des Klopfkriteriums anwendungsgetrieben auf der Analyse der mittleren Arbeitsspiele.

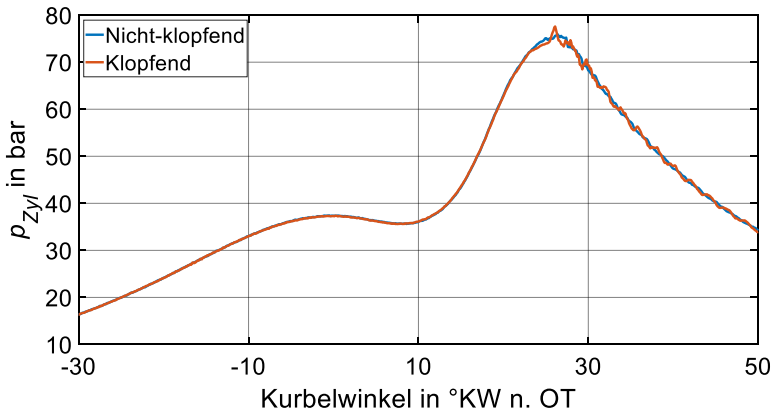


Abbildung 5.1: Zylinderdruckverlauf eines klopfenden und eines nicht-klopfenden Einzelarbeitsspiels

In Abbildung 5.2 sind arithmetisch gemittelte Zylinderdruckverläufe von Einzelarbeitsspielen (EAS) eines exemplarischen Betriebspunktes bei identischen Betriebsbedingungen dargestellt. Der einzige Unterschied zwischen den Kurven liegt darin, dass - basierend auf ihrer jeweiligen Klopfintensität (KPP_{norm}) - unterschiedliche Einzelarbeitsspiele zur Mittelung verwendet werden. Zum Vergleich zeigt die graue Kurve das Mittel aller Einzelarbeitsspiele - also das mittlere Arbeitsspiel, das letztlich vom Klopfmodell in 0D/1D-Simulationen ausgewertet wird. Zusätzlich wird das Mittel aller klopfenden Einzelarbeitsspiele

²⁶Was, wie gerade gezeigt, momentan ohnehin nicht robust möglich ist.

dieses Betriebspunktes (Blau), sowie das Mittel aller nicht-klopfenden Einzelarbeitsspiele mit schwachen Druckschwingungen (Gelb) dargestellt. Weiterhin liegen zwischen diesen beiden Extremen nicht-klopfende Einzelarbeitsspiele mit etwas stärkeren Druckschwingungen (Orange).

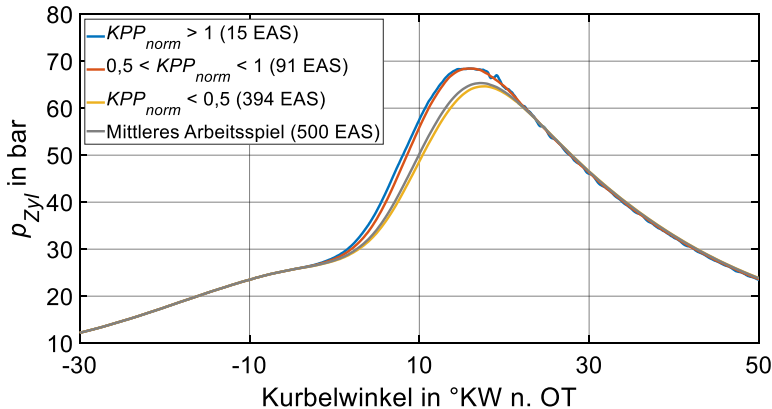


Abbildung 5.2: Gemittelter Zylinderdruckverlauf unterschiedlicher Einzelarbeitsspiele eines Betriebspunktes. Unterteilung anhand der Klopfintensität.

Auch dieses Schaubild hebt die Komplexität der Klopfmodellierung hervor, denn man würde wohl vermuten, dass die mittleren Druckverläufe der unterschiedlichen „Kategorien“ von Einzelarbeitsspielen deutlich unterschiedlich sind. Diese Analyse zeigt jedoch, dass dies nicht so deutlich der Fall ist und die mittleren Druckverläufe relativ ähnlich sein können - zumindest für die orangefarbene und blaue Kurve, bei denen jeweils Selbstzündungen auftreten, die einmal zu starken (Klopfen) und einmal zu moderaten Druckschwingungen (kein Klopfen) führen. Auch wenn die gezeigten Unterschiede natürlich nicht bei jedem Betriebspunkt so klein sind wie hier gezeigt, so zeigt der gezeigte Betriebspunkt dennoch ein häufig auftretendes Verhalten²⁷. Dies deutet, analog zu Abbildung 5.1, daraufhin, dass in dem indizierten Druckverlauf nicht alle klopfrelevanten Informationen enthalten sind, die dazu führen, ob ein Einzelarbeitsspiel klopft oder nicht - denn sonst wären die Druckverläufe deutlich unterschiedlich. Daher ist aus den genannten Gründen davon auszugehen, dass

²⁷Bei den vielzähligen untersuchten Betriebspunkten nahe der Klopfgrenze.

eine Klopfmodellierung basierend auf der Auswertung mehrerer Parameter die Genauigkeit des Klopfmodells verbessern könnte und die hohe Komplexität des Klopfens besser wiedergeben kann. So ist das Finden eines eindeutigen Zusammenhangs mehrerer Parameter Teil dieses Kapitels.

Zunächst wird der Massenumsatz bei Selbstzündbeginn genauer untersucht, da der Autor diesem eine entscheidende Bedeutung hinsichtlich des Klopfverhaltens beimisst [79, 96, 97]. Wie bereits im rechten Diagramm von Abbildung 4.3 sowie in Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang gezeigt, findet die Selbstzündung bei unterschiedlichen Massenumsätzen statt. Die Unterschiede von MFB bei Selbstzündbeginn der Einzelarbeitsspiele (Abbildung A5.1 bis Abbildung A5.4 im Anhang) sind innerhalb eines Betriebspunktes bei gleichem Zündzeitpunkt auf die Zyklenschwankungen zurückzuführen. Die Unterschiede zwischen den einzelnen Betriebspunkten sind jedoch auf die Betriebsbedingungen und deren Einfluss auf das Klopfverhalten zurückzuführen. Um ebendiese Einflüsse herauszufinden, werden die mittleren Arbeitsspiele untersucht. Hierfür stellt Abbildung 5.3 den Massenumsatz zum Zeitpunkt der modellierten Selbstzündung eines jeden Betriebspunktes des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ dar. Da in dieser Abbildung auch Betriebspunkte mit Klopfhäufigkeiten kleiner als 4 % und größer als 10 % dargestellt sind, enthält dieses Diagramm nicht nur die 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze, sondern eine Vielzahl von 1 038 Betriebspunkten. Sowohl der Selbstzündbeginn als auch der Massenumsatz bei Selbstzündbeginn (y-Werte) werden anhand des Selbstzündmodells in einer 0D/1D-Prozessrechnung (Druckverlaufsanalyse) bestimmt.

Wie aus Abbildung 5.3 hervorgeht, treten die Selbstzündungen der meisten Betriebspunkte typischerweise zwischen 80 und 95 % Massenumsatz auf. Dennoch gibt es aufgrund der Vielzahl an variierten Betriebsbedingungen einige Betriebspunkte, bei denen die modellierte Selbstzündung bei ungewöhnlich frühen Massenumsätzen auftritt. Hervorzuheben ist, dass Betriebspunkte mit sehr späten Selbstzündungen durchaus trotzdem hohe Klopfhäufigkeiten aufweisen können und ebenso gibt es Betriebspunkte mit sehr frühen Selbstzündungen, die eine geringe Klopfhäufigkeit haben. Daher zeigt sich auch anhand dieses Diagramms, dass die Grundidee des Simpel-Klopfkriteriums²⁸

²⁸Die Idee, dass grundsätzlich der Anteil der unverbrannten Masse alleine darüber entscheidet, ob ein Arbeitsspiel klopft oder nicht, wird auch hier als falsch bewiesen. Andernfalls hätten alle Betriebspunkte mit frühen Selbstzündungen auch hohe Klopfhäufigkeiten und es gäbe kaum Betriebspunkte mit späten Selbstzündungen und hoher Klopfhäufigkeit.

und des Grenzschicht-Kriteriums²⁹ phänomenologisch widerlegt und ein neues Klopfkriterium benötigt wird.

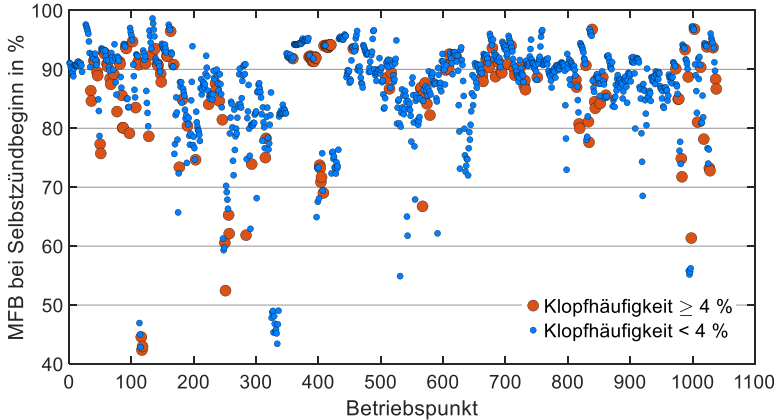


Abbildung 5.3: Massenumsatz (MFB) zum Zeitpunkt der modellierten Selbstzündung der mittleren Arbeitsspiele

5.2 Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn

Um herauszufinden weshalb die Selbstzündung bei manchen Betriebspunkten ungewöhnlich früh und bei anderen typischerweise spät hinsichtlich des Massenumsatzes auftritt - und diese Betriebspunkte dennoch vergleichbare Klopfhäufigkeiten haben - analysiert Abbildung 5.4 zwei solcher Betriebspunkte. Hier wird ein Betriebspunkt mit einem frühen Selbstzündbeginn mit einem Betriebspunkt mit spätem Selbstzündbeginn verglichen. Die beiden Betriebspunkte sind so gewählt, dass sie sowohl hinsichtlich ihrer Klopfhäufigkeit als auch bzgl. den Betriebsbedingungen möglichst gut vergleichbar sind. Letztere unterscheiden sich lediglich durch unterschiedliche Kühlmittel- und Öltemperaturen (abgesehen von unterschiedlichen Zündzeitpunkten). Alle weiteren Betriebsbedingungen (Drehzahl, Last, Verdichtungsverhältnis, Kraftstoff,

²⁹Da dieses Kriterium analoge Auswirkungen hat wie das Simpel-Klopfkriterium. Außerdem würden auch hier sonst alle Betriebspunkte mit frühen Selbstzündungen eine hohe Klopfhäufigkeit aufweisen, denn zu solch frühen Zeitpunkten ist der Anteil des restlichen unverbrannten Gemischs innerhalb der thermischen Grenzschicht sehr gering.

Einspritzstrategie, Verbrennungsluftverhältnis, externe AGR, Ansauglufttemperatur, Stellung der Tumbleklappe) sind identisch.

Für die Analyse der Unterschiede beider Betriebspunkte, zeigt Abbildung 5.4 deren Zylinderdruckverlauf, wobei die orangefarbene Kurve den Betriebspunkt mit ungewöhnlich geringem Massenumsatz bei Selbstzündbeginn (SZ) darstellt. Neben den gestrichelten vertikalen Linien, welche den jeweiligen Zündzeitpunkt angeben, sind die Werte der entsprechenden ersten Stufe des Livengood-Wu Integrals beim dazugehörigen Zeitpunkt aufgeführt. Zusätzlich werden in Tabelle 5.1 wichtige Eigenschaften der beiden Betriebspunkte angegeben.

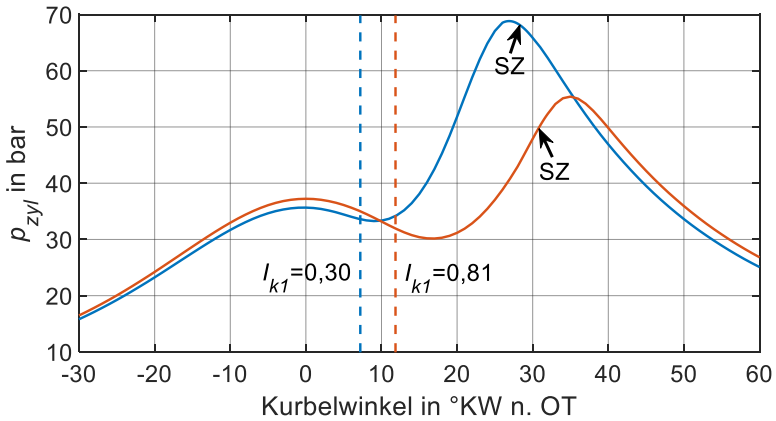


Abbildung 5.4: Vergleich des Zylinderdruckverlaufs zweier Betriebspunkte mit deutlich unterschiedlichem Massenumsatz bei Selbstzündbeginn (SZ)

Die orangefarbene Kurve repräsentiert den Betriebspunkt der höheren Kühlmittel- und Öltemperaturen, bei dem der Selbstzündbeginn bei deutlich früheren Massenumsätzen auftritt als bei der blauen Kurve. Die höheren Kühlmittel- und Öltemperaturen (orangefarbene Kurve) führen zu höheren Wandtemperaturen und damit zu höheren Temperaturen des unverbrannten Gemischs. Daraus resultiert, dass die chemischen Reaktionen im unverbrannten Gemisch bereits vor dem jeweiligen Zündzeitpunkt weiter fortgeschritten sind – was anhand der unterschiedlichen Werte der ersten Stufe des Livengood-Wu Integrals I_{k1} zum jeweiligen Zündzeitpunkt deutlich sichtbar wird. Somit ist im Falle der orangefarbenen Kurve das unverbrannte Gemisch bereits vor Zündzeitpunkt

näher an der Selbstzündung, obwohl bis zu diesem Zeitpunkt noch keine Verbrennung stattgefunden hat. Dieser „**Vorsprung**“ hat letztlich zur Folge, dass die Selbstzündung bereits in einer früheren Phase der Verbrennung – und somit bei geringeren Massenumsätzen – auftritt.

Tabelle 5.1: Vergleich zweier Betriebspunkte mit deutlich unterschiedlichem Selbstzündbeginn

Farbe der zugeordneten Kurve in Abbildung 5.4	Orange	Blau
Kühlmittel- und Öltemperatur	105 °C	75 °C
Massenumsatz bei Selbstzündbeginn	61 %	88 %
Schwerpunktlage in °KW n. OT	29,3	21,9
I_{k1} zum Zündzeitpunkt	0,81	0,30
I_{k1} zum Zündzeitpunkt der blauen Kurve	0,60	0,30

Selbst wenn man den Wert der ersten Stufe des Livengood-Wu Integrals I_{k1} jeweils zum Zündzeitpunkt der blauen Kurve betrachtet, ist dieser Wert - und damit die **Vorreaktionen des unverbrannten Gemischs** – im Fall der orangefarbenen Kurve immer noch deutlich weiter fortgeschritten als bei der blauen Kurve (Tabelle 5.1). Würde man nun den Zündzeitpunkt der orangefarbenen Kurve auf den früheren Zündzeitpunkt der blauen Kurve legen, würde die Selbstzündung der orangefarbenen Kurve deutlich früher stattfinden, wodurch die Klopfhäufigkeit und –intensität des Betriebspunkts der orangefarbenen Kurve immens ansteigen würde. Daher - aufgrund des fortgeschrittenen Vorreaktionszustand des unverbrannten Gemischs vor Verbrennungsbeginn - musste die Schwerpunktlage der orangefarbenen Kurve verzögert werden, damit dieser Betriebspunkt an der Klopfgrenze und nicht weit darüber liegt.

Diese Überlegung kann man auch durch folgendes praxisnahes Gedankenspiel bestätigen. Den Vorreaktionszustand vor Verbrennungsbeginn kann man auch als Klopfbarkeit des verwendeten Kraftstoffs bei ansonsten komplett identischen Randbedingungen interpretieren - bei gleichen Randbedingungen sind die Vorreaktionen des klopfbareren Kraftstoffs zum selben Zeitpunkt geringer fortgeschritten. Das würde in diesem hypothetischen Gedankenspiel bedeuten, dass der Kraftstoff der orangefarbenen Kurve eine geringere Klopfbarkeit

als der Kraftstoff der blauen Kurve besitzen würde - weil die Vorreaktionen der orangefarbenen Kurve zum selben Zeitpunkt weiter fortgeschritten sind als bei der blauen Kurve. Wie weitläufig bekannt ist, würde eine ebensolche geringere Klopfhärte (bei ansonsten identischen Randbedingungen) einen späteren Zündzeitpunkt bzw. Verbrennungsschwerpunkt verlangen, sofern eine ähnliche Klopfhäufigkeit angestrebt wird. Ebendiese Verzögerung ist nicht nur in diesem hypothetischen Gedankenspiel notwendig, sondern tritt tatsächlich bei den beiden gezeigten gemessenen Betriebspunkten auf.

Die soeben gewonnenen Erkenntnisse lassen sich in einfachen Worten zusammenzufassen: Da die Vorreaktionen des unverbrannten Gemischs zu dessen Selbstzündung führen, beeinflusst ihr Zustand vor Beginn der Verbrennung das Klopfverhalten sehr.

Um ebendiesen Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn in einem Klopfkriterium anwenden zu können, muss er zunächst definiert und quantifiziert werden. Um den *Vorreaktionszustand* zu bestimmen, wird ein Livengood-Wu Integral berechnet [97]. Auch wenn dieses Vorgehen ähnlich zur Selbstzündmodellierung ist, gibt es doch signifikante Unterschiede und keine Wechselwirkungen zwischen Selbstzündmodellierung und Klopfkriterium. Das bedeutet, dass der Beginn der Selbstzündung nach wie vor vom zweistufigen Selbstzündmodell berechnet wird (Abschnitt 3.1): Zunächst wird das erste, Niedertemperatur Livengood-Wu Integral I_{k1} berechnet und erst sobald die Niedertemperaturzündung stattfand ($I_{k1} = 1$) beginnt die Berechnung des zweiten, Hochtemperatur Integrals I_{k2} mit dem Startwert $I_{k2,Start} = 0.3$. Losgelöst von dieser Modellierung der Selbstzündung - und ohne Auswirkungen auf die Selbstzündmodellierung - wird fortan innerhalb des Klopfkriteriums ein Hochtemperatur Livengood-Wu Integral bereits ab Rechenbeginn berechnet. Um Verwechslungen auszuschließen, wird dieses vom Klopfkriterium ausgewertete Integral als I_{k2}^* bezeichnet³⁰. Es unterscheidet sich lediglich im Beginn der Integral-Berechnung³¹ sowie im Startwert ($I_{k2,Start}^* = 0$) von dem I_{k2} der Selbstzündmodellierung. Zur Verdeutlichung stellt Abbildung 5.5 die unterschiedlichen Integrale schematisch für den

³⁰In älteren Veröffentlichungen des Autors [79, 96, 98] wird der Vorreaktionszustand anhand der Summe von I_{k1} und I_{k2} berechnet, deren Werte unverändert von dem Selbstzündmodellierung übernommen werden. Neuere Untersuchungen des Autors [97] haben dazu geführt, dass diese ursprüngliche Definition geändert wurde und der Vorreaktionszustand, wie hier dargestellt, fortan anhand I_{k2}^* berechnet wird.

³¹Nämlich direkt ab Rechenbeginn und nicht erst ab dem Zeitpunkt der Niedertemperaturzündung, so wie es für die Selbstzündmodellierung der Fall ist.

Anwendungsfall eines Benzinkraftstoffes mit zweistufiger Selbstzündverhalten dar.

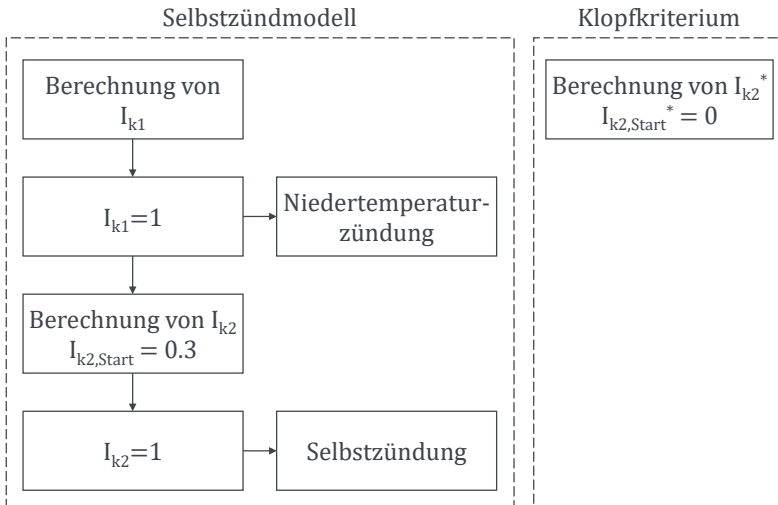


Abbildung 5.5: Schema der unterschiedlichen Livengood-Wu Integrale I_{k1} , I_{k2} und I_{k2}^*

Um den „Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn“ nun quantifizieren zu können, muss noch abschließend der Begriff *Verbrennungsbeginn* festgelegt werden. Ebendieser wird innerhalb des Klopfkriterium als den Zeitpunkt angesehen, bei dem 10 % des Gemischs verbrannt ist, also bei 10 % Massenumsatz³². Auch hier muss darauf hingewiesen werden, dass diese Definition keinerlei Auswirkungen auf den Verbrennungsbeginn der 0D/1D-Prozessrechnung hat und lediglich innerhalb des Klopfkriteriums verwendet wird. **Somit ist der Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn definiert als der Wert von I_{k2}^* zum Zeitpunkt von 10 % Massenumsatz und wird im Folgenden als $I_{k,SOC}$ (englisch *start of combustion*) bezeichnet.**

Es muss unbedingt festgehalten werden, dass infolge der unterschiedlichen Definitionen von I_{k1} , I_{k2} und I_{k2}^* teilweise hohe Werte von $I_{k,SOC} \geq 1$ auftreten

³²In älteren Veröffentlichungen des Autors [79, 96, 98] wird der Verbrennungsbeginn innerhalb des Klopfkriteriums als der Zeitpunkt von 2 % Massenumsatz angesehen. Um die Robustheit des Klopfkriteriums zu erhöhen, haben neuere Untersuchungen des Autors [97] dazu geführt, dass diese ursprüngliche Definition hin zu 10 % Massenumsatz geändert wurde.

können (Abbildung A6.1 im Anhang), die jedoch nicht missinterpretiert werden dürfen. Beim zweistufig selbstzündenden Benzin bedeuten solche hohen Werte $I_{k,SOC} \geq 1$ nämlich nicht, dass die Selbstzündung bereits bei Verbrennungsbeginn stattfand. Die Selbstzündung findet nach wie vor statt, sobald das vom Selbstzündmodell berechnete Integral I_{k2} den Wert 1 erreicht, unabhängig vom Wert des Integrals I_{k2}^* . Sofern der untersuchte Kraftstoff ein einstufiges Selbstzündverhalten aufweist, wie beispielsweise Wasserstoff oder Methan, wird die Selbstzündung lediglich anhand eines Livengood-Wu Integrals berechnet. In einem solchen Fall entspricht das vom Klopfkriterium verwendeten Integral I_{k2}^* gleichzeitig dem für die Modellierung der Selbstzündung verwendeten Integral und ein Wert von $I_{k,SOC} \geq 1$ würde tatsächlich bedeuten, dass die klopfinduzierende Selbstzündung bereits bei Verbrennungsbeginn stattfinden würde - was jedoch als unrealistischer Fall anzusehen ist.

Der Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn ermöglicht es nun, einen großen Teil des Einflusses unterschiedlicher Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten im Klopfkriterium zu berücksichtigen und ist daher von großer Bedeutung. Da diese Größe jedoch keinesfalls konstant ist für Betriebspunkte an der Klopfgrenze (Abbildung A6.1 im Anhang), reicht sie alleine nicht aus, um ein Klopfkriterium darzustellen. Daher braucht es für die Entwicklung eines Klopfkriteriums noch eine weitere Größe, die eine eindeutige Korrelation zu $I_{k,SOC}$ besitzt.

5.3 Pi-Kriterium

In diesem Abschnitt wird eine Größe, die eindeutig mit $I_{k,SOC}$ korreliert und zusätzliche Einflüsse der Betriebspunkte auf das Klopfverhalten berücksichtigt, vorgestellt. Für die Erarbeitung dieser Größe, werden theoretische Überlegungen von Kleinschmidt [23] aufgegriffen. Kleinschmidt formuliert verschiedene Einflussgrößen auf die Amplitude der Druckschwingungen infolge einer Selbstzündung und leitet daraus zwei dimensionslose Parameter ab – eine sogenannte *Selbstzündungsmachzahl* und den *dimensionslosen Temperaturgradienten*. Letztlich ist laut Kleinschmidt die **Amplitude der Druckschwingungen infolge einer Selbstzündung** eine Funktion dieser beiden dimensionslosen Parameter multipliziert mit dem Zylinderdruck zum Zeitpunkt der Selbstzündung [23]. Da die Amplitude der Druckschwingung einer Selbstzündung letztlich zu deren Klassifizierung in klopfend und nicht-klopfend verwendet wird, erscheint es dem Autor als physikalisch sehr sinnvoll, ein Klopfkriterium basierend auf

den Einflussgrößen ebendieser Amplitude zu entwickeln. Zwar ist in ihrer ursprünglichen Form aus [23] keiner dieser beiden Parameter als Klopfkriterium eines 0D/1D-Klopfmodells geeignet, nichtsdestotrotz werden im Folgenden die physikalischen Zusammenhänge aufgegriffen, um daraus nach mehreren Schritten ein geeignetes 0D/1D-Klopfkriterium zu entwickeln.

Für die Entwicklung des neuen Klopfkriteriums [79, 96, 97] werden lediglich die Zusammenhänge der Größen des Parameters *Selbstzündungsmachzahl* (Gleichung (5.1)) betrachtet. Darüber hinaus wird diese Gleichung signifikant geändert, indem die kraftstoffspezifischen Größen A , β und M_B nicht berücksichtigt werden. Der daraus resultierende Term $\exp(-1/T_1)$ erreicht aufgrund der hohen Temperaturen innerhalb eines Arbeitsspiels annähernd den Wert 1 und kann somit vernachlässigt werden. Multipliziert mit dem Zylinderdruck³³ und mit der Schallgeschwindigkeit $a_{s1} = \sqrt{\kappa_{uv} R_{uv} T_{uv}}$ ergibt sich schließlich Gleichung (5.2). Neben den berücksichtigten Zustandsgrößen unterscheidet sich der resultierende Parameter Π_0 auch in der Einheit deutlich von Kleinschmidts *Selbstzündungsmachzahl*. Darüber hinaus repräsentieren die Größen in Kleinschmidts Herleitung Gleichung (5.1) den physikalischen und chemischen Zustand einer im unverbrannten Gemisch entstehenden Endgasasche (Index 1). Da einem 0D/1D-Klopfmodell momentan keinerlei Informationen über solche Endgasaschen vorliegen, entsprechen die Größen in Gleichung (5.2) daher dem physikalischen Zustand des gesamten unverbrannten Gemischs (Index uv) zum entsprechenden Zeitpunkt.

$$\Pi_{SZ} = \frac{A \rho_1 \exp(-\beta/T_1) V_1^{1/3}}{M_B a_{s1}} \quad (5.1)$$

$$\Pi_0 = p_{uv} \frac{\rho_{uv} V_{uv}^{1/3}}{\sqrt{\kappa_{uv} R_{uv} T_{uv}}} \quad (5.2)$$

Abbildung 5.6 zeigt den berechneten Parameter Π_0 zum Zeitpunkt des Selbstzündbeginns ($\Pi_{0,SZ}$) über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn aufgetragen für die untersuchten 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze. In dieser Abbildung wird bereits die Korrelation zwischen den beiden Größen sichtbar. Jedoch zeigt sich auch, dass die zweite Größe (hier noch $\Pi_{0,SZ}$)

³³Da laut Kleinschmidt die Amplitude der Druckschwingungen von den dimensionslosen Parametern und dem Zylinderdruck zum Zeitpunkt der Selbstzündung abhängt.

für ein Klopfkriterium noch verbesserungsfähig ist, da $\Pi_{0,SZ}$ von der Last des Betriebspunktes abhängt. Diese Schwäche lässt sich jedoch leicht durch eine Normierung gemäß Gleichung (5.3) beheben, indem der Parameter $\Pi_{0,SZ}$ zum Zeitpunkt des Selbstzündbeginns durch den Parameter $\Pi_{0,Start}$ bei Kompressionsbeginn berechnet wird. Infolge dieser Normierung ergibt sich der **dimensionslose Parameter Π** , der als Indikator für die Stärke der Druckschwingungen infolge der Selbstzündung betrachtet werden kann und schließlich für das Klopfkriterium verwendet wird. Daher wird dieses Klopfkriterium als **Pi-Kriterium** oder auch als Hess-Kriterium bezeichnet [97].

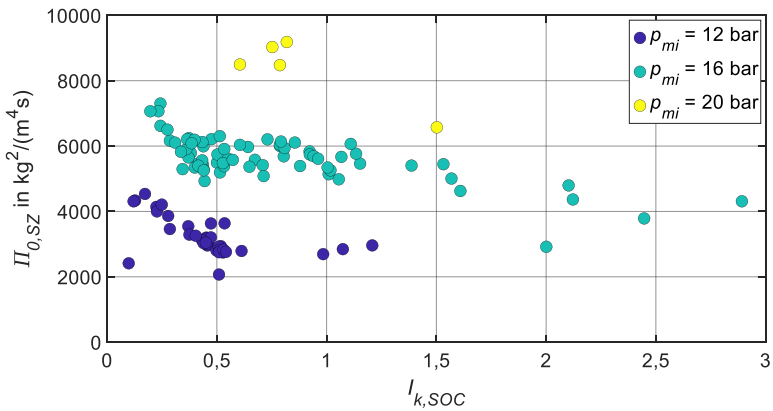


Abbildung 5.6: Π_0 zum Zeitpunkt der Selbstzündung über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

$$\Pi = \frac{\Pi_{0,SZ}}{\Pi_{0,Start}} \quad (5.3)$$

Schließlich sind in Abbildung 5.7 die beiden Größen des **Pi-Kriteriums** abgebildet. Trotz der Vielzahl an enthaltenen Variationen der Betriebsbedingungen (auf Seite 139 aufgelistet), gibt es eine eindeutige Korrelation der beiden Größen, die für ein genaues, vorhersagefähiges Klopfkriterium benötigt wird. Deren Kurvenverlauf einer solchen Korrelation wird anschließend in Abschnitt 5.4 erläutert.

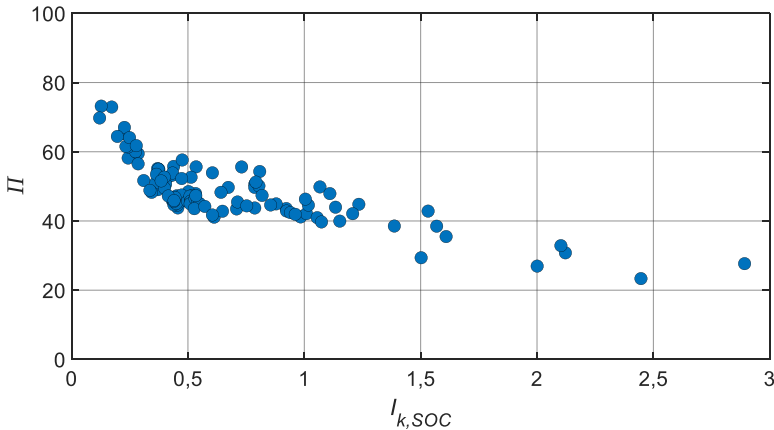


Abbildung 5.7: Π über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

Um die gewonnenen Ergebnisse nun in einem Klopfkriterium verwenden zu können, wird der Zusammenhang beider Größen in Form einer Gleichung benötigt. Am genauesten lässt sich eine solche Regressionskurve als logarithmischer Zusammenhang gemäß Gleichung (5.4) beschreiben, jedoch ist auch eine lineare Funktion (Gleichung (5.5)) als gute Näherung zu betrachten (Abschnitt 6.1). Mithilfe einer dieser Gleichungen kann man nun die Werte Π_{KB} in Abhängigkeit des Vorreaktionszustandes bei Verbrennungsbeginn berechnen. Im Klopfkriterium gilt Π_{KB} letztlich als Grenzwert in Abhängigkeit von $I_{k,SOC}$, den man infolge der Kalibrierung des Klopfmodells anhand Messdaten erhält (Abschnitt 6.1). Liegt der Wert Π eines Betriebspunktes oberhalb seines entsprechenden Grenzwertes, so bedeutet dies, dass die Klopfgrenze überschritten ist. Liegt der Wert Π eines Betriebspunktes unterhalb seines entsprechenden Grenzwertes, so bedeutet dies, dass die Klopfgrenze noch nicht erreicht ist. Zur Veranschaulichung ist dies in Abbildung 5.8 festgehalten, wo die Schwerpunktlage in Simulationen variiert wurde und deren Werte Π und $I_{k,SOC}$ dargestellt sind sowie die mithilfe der Gleichung (5.4) kalibrierten Grenzwerte Π_{KB} des Pi-Kriteriums. Auf diese Weise wird schließlich in der Anwendung des OD/1D-Klopfmodells die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze eingeregelt (Kapitel 6).

$$\Pi_{KB} = c - m \cdot \ln(I_{k,SOC}) \quad (5.4)$$

$$\Pi_{KB} = c - m \cdot I_{k,SOC} \quad (5.5)$$

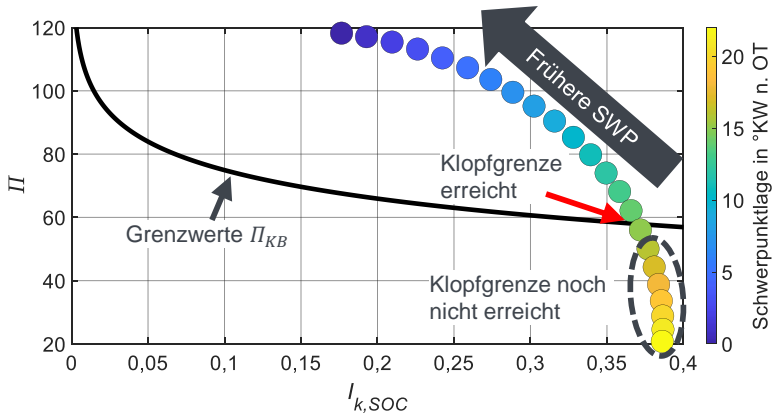


Abbildung 5.8: Schema des Pi-Kriteriums anhand einer Schwerpunktlagenvariation bei ansonsten konstanten Betriebsbedingungen

Zusammenfassend lässt sich festhalten, dass das Pi-Kriterium ähnlich wie die üblichen vorgestellten Klopfkriterien die auftretende Selbstzündung evaluiert. Somit bietet auch das Pi-Kriterium den Vorteil, dass es prinzipiell mit jedem Selbstzündmodell verknüpfbar ist, um die Selbstzündung anschließend auszuwerten. Im Gegensatz zu den anderen vorgestellten Klopfkriterien, wird für die Bewertung der Selbstzündung jedoch nicht nur ein Parameter, sondern zwei Parameter betrachtet. Der **Parameter Π** berücksichtigt den physikalischen Zustand des unverbrannten Gemischs zum Zeitpunkt dessen Selbstzündung und kann als **Indikator für die Stärke der Druckschwingungen infolge der Selbstzündung** betrachtet werden. Über den **Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$** sind zusätzliche **Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten** enthalten. Kombiniert gibt der Parameter Π in Abhängigkeit von $I_{k,SOC}$ ein Maß für die Klopfhäufigkeit eines Betriebspunktes an. Letztlich ermöglicht die eindeutige Korrelation dieser beiden Parameter

deren Verwendung innerhalb eines Klopfkriteriums.

Es ist hervorzuheben, dass, auch wenn es eventuell anders erscheinen mag, der Parameter $I_{k,SOC}$ der „heimliche Held“ des Klopfkriteriums ist. In allen durchgeführten Untersuchungen lässt sich nur zu diesem Parameter $I_{k,SOC}$ eine eindeutige Korrelation des Parameters Π herstellen [97]. Die Stärke und Wichtigkeit des Parameters $I_{k,SOC}$ lässt sich auch anhand des folgenden Abschnitts deutlich erkennen, in dem ein weiteres entwickeltes, alternatives Klopfkriterium vorgestellt wird.

5.4 CA-Kriterium

Neben gemischspezifischer Größen, berücksichtigt das Pi-Kriterium folgende physikalischen Zustandsgrößen (Gleichung (5.2)) in der Berechnung von Π : Druck, Dichte, Volumen und Temperatur der unverbrannten Zone. Das bedeutet, dass diese vier Zustandsgrößen - zum Zeitpunkt der Selbstzündung - laut Pi-Kriterium gemeinsam mit dem Zustand der Vorreaktionen bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ entscheidend für die Klopfbewertung sind. Indirekt sind alle diese vier Zustandsgrößen im **Zeitpunkt der Selbstzündung** selbst enthalten, wobei sich der „Zeitpunkt der Selbstzündung“ hier nicht auf den Massenumsatz, sondern auf den Kurbelwinkel bezieht. Damit ist gemeint, dass z. B. die Dichte nahe des oberen Totpunktes am größten ist. Der Druck und die Temperatur (zum Zeitpunkt der Selbstzündung) werden für gewöhnlich größer sein, wenn die Selbstzündung bspw. bei 20 °KW n. OT stattfindet und nicht erst bei 35 °KW n. OT. Daher basiert die Entwicklung des **zweiten, alternativen Klopfkriteriums** auf folgenden Tendenzen bzw. Grundidee: Ein früher Selbstzündbeginn (frühe °KW n. OT) bewirkt tendenziell höhere Dichten, Drücke und Temperaturen sowie niedrigere Volumina des unverbrannten Gemischs bei Selbstzündbeginn (Abbildung A7.1 im Anhang)³⁴.

Ebendiese Tendenz wird im Folgenden herangezogen, um ein zweites, alternatives Klopfkriterium zu entwickeln [79, 96]. Betrachtet man erneut die Herleitung des Parameters Π , so zeigt sich, dass Π von den vier genannten

³⁴Hier muss unbedingt erwähnt werden, dass diese Aussagen nicht in jedem Fall allgemeingültig zutreffend sind und hier auch nicht explizit quantifiziert werden sollen. So hängt z. B. der Druck bei Selbstzündbeginn auch noch von anderen Gegebenheiten ab - unter anderem davon, ob die Selbstzündung nahe am Spitzendruck liegt oder nicht. Dennoch kann der Zeitpunkt (°KW) des Selbstzündbeginns als Maß bzw. Tendenz für die Größe der vier genannten Zustandsgrößen betrachtet werden.

Zustandsgrößen zum Zeitpunkt der Selbstzündung abhängt³⁵. Da die Größe dieser vier Zustandsgrößen wiederum vom Zeitpunkt der Selbstzündung selbst abhängt, wird in diesem zweiten entwickelten Klopfkriterium der Parameter Π durch den Zeitpunkt der Selbstzündung ersetzt. Daher wird dieses zweite, alternative Klopfkriterium **CA-Kriterium** (englisch *crank angle*, deutsch *Kurbelwinkel*) genannt, was auf den Kurbelwinkel bei Selbstzündbeginn verweisen soll. Somit findet die Klopfbewertung bei diesem Klopfkriterium anhand des **Zeitpunkts der Selbstzündung** CA_{AI} und des **Vorreaktionszustands bei Verbrennungsbeginn** $I_{k,SOC}$ statt.

Betrachtet man nun in Abbildung 5.9 den Kurbelwinkel bei Selbstzündbeginn (CA_{AI}) über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$, so sieht man, dass CA_{AI} den umgekehrten Verlauf wie Π hat (Abbildung 5.7). Dieses Verhalten ist die logische Schlussfolgerung aus den zuvor erwähnten Tendenzen der vier Zustandsgrößen Druck, Dichte, Volumen und Temperatur der unverbrannten Zone, aus denen sich der Parameter $\Pi_{0,SZ}$ (Gleichung Gleichung 5.2) des Pi-Kriteriums berechnet. Folgerichtig dreht sich beim CA-Kriterium auch das in Abbildung 5.8 gezeigte Schema um, sodass beim CA-Kriterium ein Betriebspunkt seine Klopfgrenze überschreitet, sobald dessen Selbstzündung CA_{AI} vor dessen vom Klopfkriterium berechneten Grenzwert CA_{KB} liegt³⁶. Die für das Klopfmodell benötigten Grenzwerte CA_{KB} des CA-Kriteriums lassen sich analog zu Gleichung 5.4 und Gleichung 5.5 des Pi-Kriteriums anhand einer logarithmischen oder linearen Funktion berechnen.

³⁵Diese vier Zustandsgrößen sind auch zum Zeitpunkt des Kompressionsbeginns von Bedeutung und berechnen $\Pi_{0,Start}$, jedoch ist $\Pi_{0,Start}$ für einen Betriebspunkt konstant und hängt kaum von dem Zeitpunkt der Selbstzündung ab. Hingegen beeinflusst der Zeitpunkt der Selbstzündung eindeutig die Werte von $\Pi_{0,SZ}$ und somit auch Π .

³⁶Dies passt auch zu dem bisherigen Wissen, dass frühere Selbstzündungen meist höhere Klopfhäufigkeiten bewirken - was einer der Gründe ist, dass die Schwerpunktlage nach spät verschoben wird, um die Klopfhäufigkeit eines Betriebspunktes zu senken.

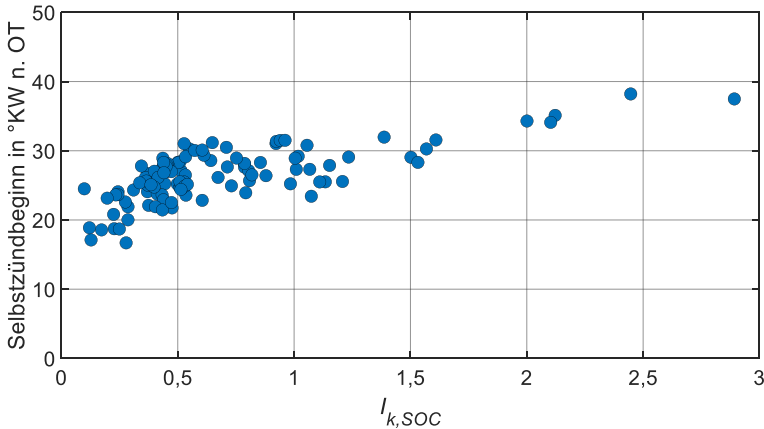


Abbildung 5.9: Selbstzündbeginn CA_{AI} über dem Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

Dank des gezeigten umgekehrten Verlaufs von Π und dem Zeitpunkt des Selbstzündbeginns ($^{\circ}KW$) kann nun der **Verlauf von Π über $I_{k,SOC}$** (Abbildung 5.7) anschaulich erklärt werden. Für diese Erklärung stelle man sich folgende zwei Fälle von Betriebspunkten an der Klopfgrenze vor. Im ersten Fall handelt es sich um Betriebspunkte mit selbem Kraftstoff und Gemischzusammensetzung, aber unterschiedlichen Betriebsbedingungen. Führt nun eine Änderung der Betriebsbedingungen dazu, dass der Betriebspunkt klopfreudiger wird (z. B. durch eine höhere Ansauglufttemperatur), so muss der Schwerpunkt nach spät verschoben werden, damit der Betriebspunkt weiterhin an der Klopfgrenze liegt. Dadurch findet die Selbstzündung in der Regel bei späteren Kurbelwinkeln statt, wodurch der Parameter Π in der Regel geringere Werte annimmt. Bildlich gesprochen wandert der Betriebspunkt in Abbildung 5.7 also nach unten. Alleine durch den späteren Zündzeitpunkt und Verbrennungsbeginn steigt der Wert von $I_{k,SOC}$ an, da nun mehr Zeit bis Verbrennungsbeginn vergeht. Zusätzlich kommt noch hinzu, dass die klopfreudigeren Betriebsbedingungen (z. B. durch eine höhere Ansauglufttemperatur) ebenfalls dazu führen, dass $I_{k,SOC}$ größere Werte annimmt. Bildlich gesprochen wandert der Betriebspunkt in Abbildung 5.7 also nach rechts. Somit führt eine Änderung der Betriebsbedingungen hin zu klopfreudigeren Bedingungen dazu, dass sich der Betriebspunkt an der Klopfgrenze bildlich gesprochen nach rechts und nach unten verschiebt. Selbiges Gedankenspiel lässt sich auch in einem zweiten Fall durchführen, bei

dem die Betriebsbedingungen zwar gleich sind, jedoch der Kraftstoff oder die Gemischzusammensetzung klopfreudiger ist. Auch hier muss in der Regel der Schwerpunkt nach spät verschoben werden und auch hier verschiebt sich der Betriebspunkt in der Regel nach unten und nach rechts. Dadurch erklärt sich schließlich der Verlauf von Π über $I_{k,SOC}$ in Abbildung 5.7 und umgekehrt der Verlauf des CA-Kriteriums.

Zusammenfassend kann festgehalten werden, dass sich das Pi-Kriterium und das CA-Kriterium sehr ähneln und **unabhängig voneinander** in 0D/1D-Prozessrechnungen angewendet werden können. Das Vorgehen der Anwendung (Abschnitt 6.1) ist für beide Klopfkriterien analog. Anhand dieses zweiten entwickelten Klopfkriteriums zeigt sich erneut die erwähnte **Wichtigkeit der Größe des Vorreaktionszustands bei Verbrennungsbeginn** $I_{k,SOC}$. Denn auch hier lässt sich in allen durchgeführten Untersuchungen nur zu diesem Parameter $I_{k,SOC}$ eine eindeutige Korrelation des Parameters CA_{AI} herstellen, die in einem prädiktiven 0D/1D-Klopfkriterium verwendet werden kann.

5.5 Zusammenfassung

Die durchgeführten Untersuchungen zeigen, dass der **Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn** einen großen Einfluss auf das Klopfverhalten eines Betriebspunktes hat und somit Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten enthält. Anhand dieser Größe $I_{k,SOC}$ lassen sich eindeutige Korrelationen ausarbeiten, die letztlich vom 0D/1D-Klopfkriterium zur Vorhersage der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze verwendet werden können. So werden **zwei neue, voneinander unabhängige Klopfkriterien** entwickelt, welche **Pi-Kriterium** und **CA-Kriterium** genannt werden. Das Pi-Kriterium korreliert $I_{k,SOC}$ mit dem Parameter Π , der unterschiedliche Zustandsgrößen enthält und als Indikator für die Stärke der Druckschwingungen infolge der Selbstzündung betrachtet werden kann. Das CA-Kriterium funktioniert ähnlich, jedoch wird hier $I_{k,SOC}$ mit dem Zeitpunkt des Selbstzündbeginns korreliert, da in diesem indirekt ein Maß der unterschiedlichen Zustandsgrößen, anhand derer Π berechnet wird, enthalten ist. Daher werden im Folgenden die beiden Klopfkriterien validiert, analysiert und bewertet.

6 Validierung der neuen Klopfkriterien

6.1 Anwendung

Innerhalb von Simulationen werden Klopfmodelle in der Regel in Vorwärtsrechnungen mit modellierter Verbrennung gerechnet. Das gezeigte Klopfmodell besteht aus zwei konsekutiven eigenständigen Modellen - nämlich dem Selbstzündmodell und dem Klopfkriterium. Diese Aufteilung erlaubt es, dass die Klopfkriterien mit jedem beliebigen Selbstzündmodell kombiniert werden können. Die Aufgabe des Klopfmodells ist es, zu bestimmen, ob die Klopfgrenze eines Betriebspunktes erreicht ist oder nicht, wodurch letztlich die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze eingeregelt werden kann. Auf diese Weise kann man somit dank des Klopfmodells die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze vorhersagen. Zu diesem Zweck wird das mittlere Arbeitsspiel des Betriebspunktes verwendet. Selbstverständlich kann man die Klopfmodelle auch in Druckverlaufsanalysen verwenden, jedoch sind in diesen Fällen bereits Messdaten vorhanden, sodass man das Klopfverhalten in der Regel anhand der Messdaten auswerten kann. In beiden Fällen ist der Ablauf bei der Anwendung jedoch ähnlich. Zuerst werden allen anderen Modelle der 0D/1D-Prozessrechnung abgestimmt, da die Ergebnisse der Prozessrechnung letztlich der Input des Klopfmodells sind. Anschließend kann man das Klopfmodell abstimmen bzw. kalibrieren. Bevor diese Kalibrierung erklärt wird, muss erwähnt werden, dass jede Änderung eines anderen Modells der Prozessrechnung eine erneute Überprüfung und Kalibrierung des Klopfmodells zur Folge haben kann - weshalb stets zuerst alle anderen Modelle der 0D/1D-Prozessrechnung abgestimmt werden sollten, weil die Kalibrierung der Klopfmodelle zeitaufwändig sein kann³⁷.

Bei der Kalibrierung des Klopfmodells sollte zuallererst das Selbstzündmodell

³⁷Dies gilt übrigens für alle Klopfmodelle und nicht nur für das hier präsentierte Klopfmodell mit den neu entwickelten Klopfkriterien.

abgestimmt werden, wobei die **Kalibrierung des Selbstzündmodells** auf zwei-erlei Arten geschehen kann. Die genaueste und sehr aufwändige Methode wurde in Kapitel 3 gezeigt. Hierbei werden die Messdaten der Einzelarbeitsspiele untersucht, um davon ausgehend das Selbstzündmodell abstimmen zu können, sodass die vorhergesagten Selbstzündbeginne genau sind. Die zweite Methode ist deutlich weniger aufwändig, einfacher und wird meistens verwendet. Bei dieser Methode werden die mittleren Arbeitsspiele der Betriebspunkte an der Klopfgrenze untersucht, um deren modellierten Selbstzündbeginn auswerten zu können. Dafür wird eine Simulation der mittleren Arbeitsspiele durchgeführt und der Schwerpunkt wird auf denselben Kurbelwinkel eingeregelt wie er in den Messdaten auftritt. Für die Abstimmung des Selbstzündmodells blickt man hauptsächlich auf den Massenumsatz bei Selbstzündbeginn und stimmt das Selbstzündmodell so ab, dass diese Werte mit den Werten aus der Druckverlaufsanalyse des mittleren Arbeitsspiels möglichst gut übereinstimmen. Falls keine Messdaten vorhanden sind, anhand derer man das Selbstzündmodell valide abstimmen kann, sollten die Massenumsätze bei Selbstzündbeginn in einem *plausiblen Bereich* liegen. Der „plausible Bereich“ ist gewissermaßen subjektiv, beruht meistens auf Erfahrungswerten und hängt oftmals vom Motor und Kraftstoff ab. Die in Abbildung 5.3 dargestellten Massenumsätze bei Selbstzündbeginn zeigen, dass in dieser Arbeit der anzustrebende plausible Bereich durchaus zwischen 60 und 95 % Massenumsatz liegen kann, wobei Werte um 90 % Massenumsatz am häufigsten auftreten. Prinzipiell gilt, je mehr Messdaten und Betriebspunkte für die Abstimmung verwendet werden, desto genauer kann die Abstimmung potenziell erfolgen.

Nachdem das Selbstzündmodell kalibriert wurde, kann das Klopfkriterium abgestimmt werden. Auch hier muss erwähnt werden, dass jede Änderung der Selbstzündmodell-Abstimmung eine erneute Überprüfung und **Kalibrierung des Klopfkriteriums** zur Folge haben kann - weshalb stets zuerst das Selbstzündmodell abgestimmt werden sollte, sofern dies möglich ist. Um das Klopfkriterium zu kalibrieren werden die mittleren Arbeitsspiele der Betriebspunkte an der Klopfgrenze untersucht, wobei prinzipiell die Messdaten lediglich zweier Betriebspunkte benötigt werden. Auch hier wird eine Simulation der mittleren Arbeitsspiele durchgeführt und der Schwerpunkt wird auf denselben Kurbelwinkel eingeregelt wie er in den Messdaten auftritt. Die Kalibrierung des Klopfkriteriums erfolgt nun ganz einfach und schnell, indem man für die simulierten Betriebspunkte die Parameter des Klopfkriteriums ausliest. Im Fall des Pi-Kriteriums werden also Π und $I_{k,SOC}$ benötigt, wohingegen beim CA-Kriterium der Kurbelwinkel des Selbstzündbeginns CA_{AI} und

$I_{k,SOC}$ verwendet wird. Diese Werte der jeweiligen Betriebspunkte werden anschließend mithilfe einer Regressionskurve angenähert, wobei zwischen einer logarithmischen Regression (Gleichung 5.4) oder einer linearen Funktion (Gleichung 5.5) gewählt werden kann. Die beiden Werte m und c sowie die gewünschte Art der Regressionskurve werden letztlich dem Klopfkriterium vorgegeben, wodurch dieses die Klopfgrenze berechnen kann (Kapitel 5). Sollten beide Arten der Regressionskurve die Werte der untersuchten Betriebspunkte etwa gleichermaßen genau beschreiben, empfiehlt der Autor - basierend auf den bisherigen Untersuchungen - die lineare Gleichung aufgrund ihrer etwas höheren Robustheit. Diese Form wird ebenfalls empfohlen, falls nur wenige Betriebspunkte für die Kalibrierung des Kriteriums vorliegen. Auch hier gilt prinzipiell - wie bei jedem anderen Klopfmodell auch -, je mehr Messdaten und Betriebspunkte für die Abstimmung verwendet werden, desto genauer kann die Abstimmung potenziell erfolgen.

Vor allem bei der Abstimmung des Klopfkriteriums anhand weniger Betriebspunkte sind ein paar wichtige Informationen zu beachten, die in Abbildung 6.1 schematisch dargestellt sind. Das Diagramm zeigt einerseits den Fall, dass das Pi-Kriterium³⁸ anhand der beiden schwarz markierten Betriebspunkte abgestimmt wird. Bei diesen beiden Betriebspunkten ist es **naheliegend, aber falsch**, eine positive Steigung für die Regressionskurve zu wählen (schwarze durchgezogene Linie). Hier sollte - basierend auf den bisherigen Untersuchungen - in jedem Fall trotzdem eine negative Steigung gewählt werden und notfalls Erfahrungswerte hinsichtlich der negativen Steigung verwendet werden (z. B. die Steigung $m = -10.33$ aus Abbildung 6.2, was zu der schwarzen gestrichelten Linie führt). In einem anderen Anschauungsbeispiel wird das Pi-Kriterium anhand der beiden grau markierten Betriebspunkte abgestimmt. Bei diesen beiden Betriebspunkten ist es **naheliegend, aber falsch**, eine zu stark negative Steigung für die Regressionskurve zu wählen. Dies würde dazu führen, dass die kalibrierten Grenzwerte von Π_{KB} bereits bei geringen Werten von $I_{k,SOC}$ negativ würden. Das wäre ein Problem, da negative Werte von Π physikalisch unmöglich sind. Daher sollten auch hier notfalls Erfahrungswerte (graue gestrichelte Linie) hinsichtlich der Steigung verwendet werden, sodass der Grenzwert von Π_{KB} nicht bereits bei realistischen Werten von $I_{k,SOC}$ negativ wird, sondern erst bei unrealistisch hohen x -Werten³⁹. Der mögliche Fehler

³⁸Folgendes gilt entsprechend analog auch für das CA-Kriterium.

³⁹Basierend auf den bisherigen Untersuchungen, sollte im Falle eines zweistufig selbstzündenden Kraftstoffs Π_{KB} erst ab ungefähr $I_{k,SOC} > 3...5$ negativ werden. Im Fall einer einstufigen Selbstzündung liegt dieser Faustwert bei etwa $I_{k,SOC} > 0,8...0,9$.

der vorhergesagten Klopfgrenze infolge einer nicht perfekten Kalibrierung basierend auf Erfahrungswerten ist in Unterabschnitt 6.5.3 gezeigt.

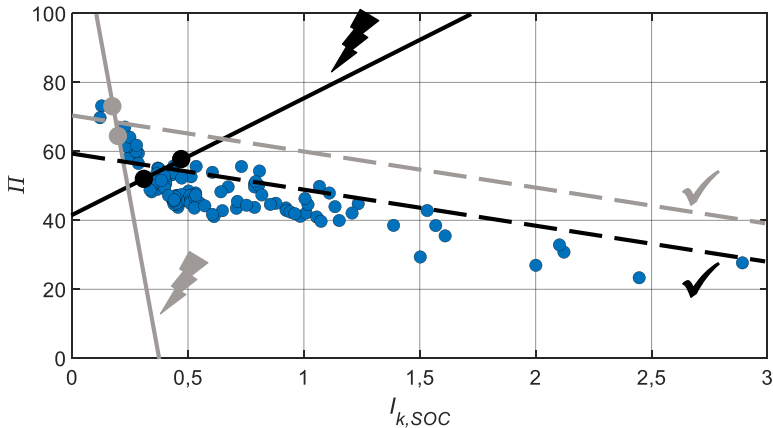


Abbildung 6.1: Häufige Fehler bei der Kalibrierung des Pi-Kriteriums, wenn wenige Betriebspunkte für die Kalibrierung vorhanden sind. Die durchgezogenen Linien stellen eine Fehlkalibrierung dar. Die gestrichelten Linien zeigen die jeweils zu wählende Kalibrierung basierend auf Erfahrungswerten der Steigung, hier $m = -10.33$.

Zusätzlich muss erwähnt werden, dass die **Abstimmparameter der Regressionskurve durchaus gemisch- und kraftstoffabhängig sein können**. So ist es denkbar, dass für relativ deutlich unterschiedliche Gemischzusammensetzungen bei gleichem Kraftstoff ein Offset gemäß $\Pi_{KB} = \Pi_{KB} + \text{Offset}_{\text{Gemisch}}$ sinnvoll sein kann. Andererseits könnten solche mögliche Einflüsse auch berücksichtigt werden, indem die kraftstoffspezifischen Größen A, β, M_B aus Gleichung (5.1) für die Berechnung von Π berücksichtigt werden. Deutlich unterschiedliche Kraftstoffe könnten zusätzlich zu einem möglichen Offset auch dazu führen, dass kraftstoffspezifische Steigungen verwendet werden sollten. Da für die Entwicklung der neuen Klopfkriterien solche Betriebspunkte jedoch nicht zur Verfügung standen, konnten diese genannten mögliche Einflüsse auf die Kalibrierung des Klopfkriteriums nicht untersucht werden.

6.2 Validierung beider Klopfkriterien

Die Validierung der beiden entwickelten Klopfkriterien erfolgt analog zur gezeigten Validierung der bisher vorhandenen Klopfkriterien in Kapitel 4. Auf diese Weise können die unterschiedlichen Klopfkriterien anschließend in Abschnitt 6.3 direkt miteinander verglichen werden. Daher werden zunächst sowohl das Pi-Kriterium als auch das CA-Kriterium anhand der 116 Betriebspunkte mit den auf Seite 139 genannten umfangreich variierenden Betriebsbedingungen untersucht. Auch hier wird die in Kapitel 3 gezeigte Kalibrierung des Selbstzündmodells verwendet.

Pi-Kriterium

Für die Untersuchung des **Potenzials des Pi-Kriteriums**, wird das Klopfkriterium zunächst, wie in Abbildung 6.2 gezeigt, anhand der 116 Betriebspunkte kalibriert. Diese Kalibrierung ist einfach die berechnete Regressionsgerade der Werte Π in Abhängigkeit von $I_{k,SOC}$. In diesem Fall wird eine lineare Funktion zur Kalibrierung des Pi-Kriteriums verwendet, da diese die gezeigten Datenpunkte besser als eine logarithmische Funktion annähert⁴⁰ - und, wie in Kapitel 5 erwähnt, eine höhere Robustheit als die logarithmische Funktion aufweist. Durch die Regressionsgerade ergibt sich die Kalibrierung des Klopfmodells zu den Grenzwerten $\Pi_{KB} = 53,19 - 10,33 \cdot I_{k,SOC}$ an der Klopfgrenze.

⁴⁰Die in Abbildung 6.2 dargestellten Werte unterscheiden sich geringfügig von den Werten in Abbildung 5.7 und Abbildung 6.1, da letztere anhand einer Druckverlaufsanalyse ermittelt werden. Die hier gezeigte Abbildung verwendet (wie in Abschnitt 6.1 erklärt) für die Kalibrierung des Klopfmodells jedoch die Werte der Simulationen, bei denen die Schwerpunktlage auf die Klopfgrenze der Messdaten eingeregelt ist. Würde man das Klopfmodell anhand der Druckverlaufsanalyse kalibrieren, würden sich die geringen Ungenauigkeiten vom Übergang der Druckverlaufsanalyse zur Simulation darauffolgend auch in der Vorhersage der Klopfgrenze widerspiegeln.

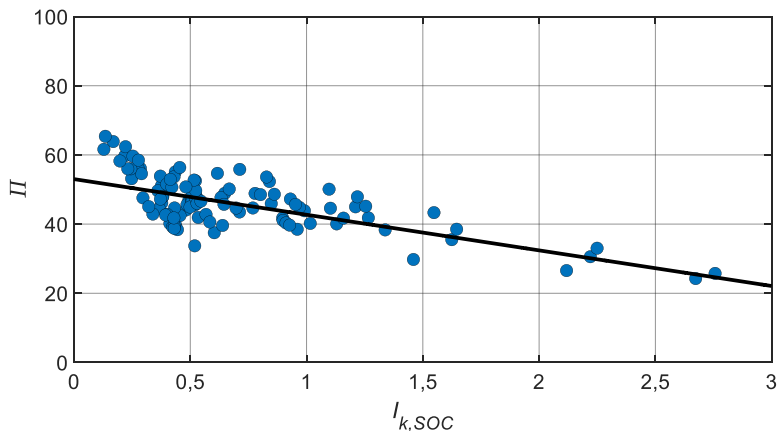


Abbildung 6.2: Kalibrierung (Regressionsgerade) des Pi-Kriteriums anhand der 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

Ebendiese Kalibrierung des Pi-Kriteriums wird nun in 0D/1D-Simulationen verwendet, bei denen die Schwerpunktlage auf die vom Klopfmodell vorhergesagte Klopfgrenze eingeregelt wird. Zur **Validierung des Pi-Kriteriums** vergleicht Abbildung 6.3 die vom Klopfmodell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze (y-Werte) mit der entsprechenden tatsächlichen SWP_{KG} der Messdaten an der Klopfgrenze (x-Werte). Das Diagramm enthält die erwähnten 116 Betriebspunkte mit den auf Seite 139 genannten variierenden Betriebsbedingungen. Es ist deutlich zu erkennen, dass die Klopfgrenze vom Pi-Kriterium sehr genau vorhergesagt wird. Die mittlere Abweichung der vorhergesagten Klopfgrenze zur gemessenen Klopfgrenze liegt bei lediglich 1,25 °KW und ist somit **sehr gering**. Zusätzlich zu dieser quantitativen Auswertung ist auch die qualitative Auswertung sehr wichtig. Hier zeigt sich, dass die einzelnen Betriebspunkte **sehr gleichmäßig um die Winkelhalbierende** herum verteilt sind, was von besonderer Bedeutung ist, da es bedeutet, dass das Klopfmodell die Einflüsse der untersuchten variierenden Betriebsbedingungen auf die Klopfgrenze abdeckt⁴¹.

⁴¹Im Gegensatz zum Simpel- und Grenzschicht-Klopfkriterium, bei denen die Abweichungen einen deutlichen Trend in Abhängigkeit der Schwerpunktlage zeigen (Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2).

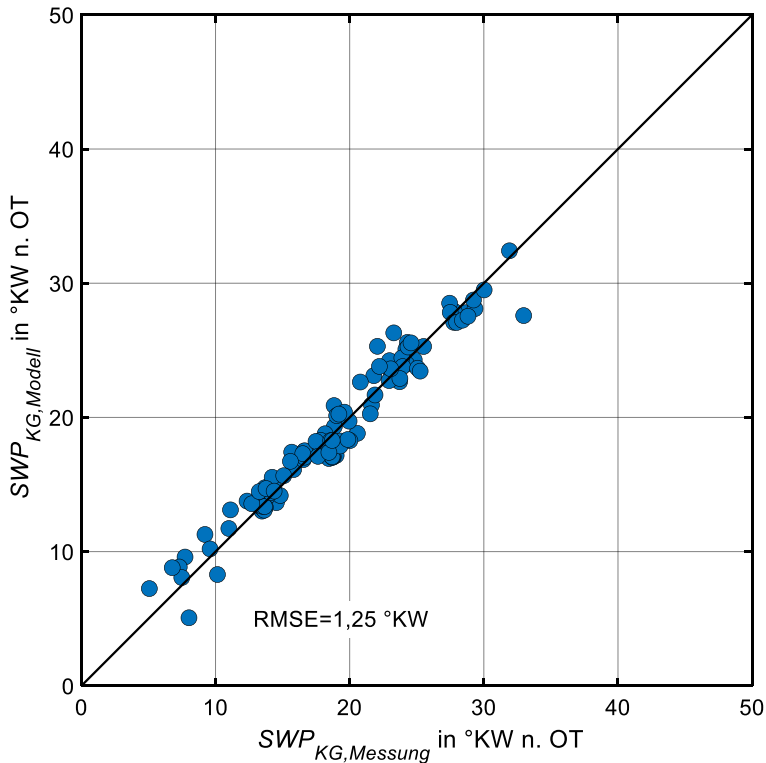


Abbildung 6.3: Validierung des Klopfmodells mit verwendetem Pi-Kriterium. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

CA-Kriterium

Die Kalibrierung des CA-Kriteriums erfolgt analog zu dem soeben gezeigten Vorgehen beim Pi-Kriterium. Auch beim CA-Kriterium wird eine lineare Regression gewählt, wonach das Klopfkriterium dessen Grenzwerte an der Klopfgrenze als $CA_{KB} = 22,17 + 5,84 \cdot I_{k,SOC}$ berechnet (Abbildung 6.4).

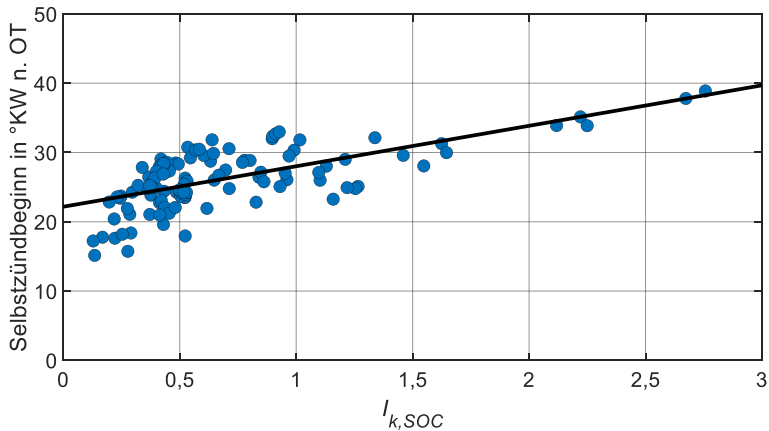


Abbildung 6.4: Kalibrierung (Regressionsgerade) des CA-Kriteriums anhand der 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

Ebendiese Kalibrierung des CA-Kriteriums wird nun in 0D/1D-Simulationen verwendet, bei denen die Schwerpunktlage auf die vom Klopfmodell vorhergesagte Klopfgrenze eingeregelt wird. Auch die **Validierung des CA-Kriteriums** erfolgt analog zu der soeben gezeigten Validierung des Pi-Kriteriums. In Abbildung 6.5 ist deutlich zu erkennen, dass die Klopfgrenze auch vom CA-Kriterium sehr genau vorhergesagt wird. Die mittlere Abweichung der vorhergesagten Klopfgrenze zur gemessenen Klopfgrenze beträgt nur 1,87 °KW. Bei der qualitativen Betrachtung wird deutlich, dass die einzelnen Betriebspunkte relativ gleichmäßig um die Winkelhalbierende herum verteilt sind. Zwar erkennt man hier - im Gegensatz zum Pi-Kriterium - einen schwachen Trend der Abweichung in Abhängigkeit der Schwerpunktlage, jedoch ist dieser wesentlich geringer als beim Sempel- und Grenzschicht-Klopfkriterium (Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2). Dies ist von besonderer Bedeutung, da es bedeutet, dass das Klopfmodell die Einflüsse der untersuchten variierenden Betriebsbedingungen auf die Klopfgrenze gut abdeckt

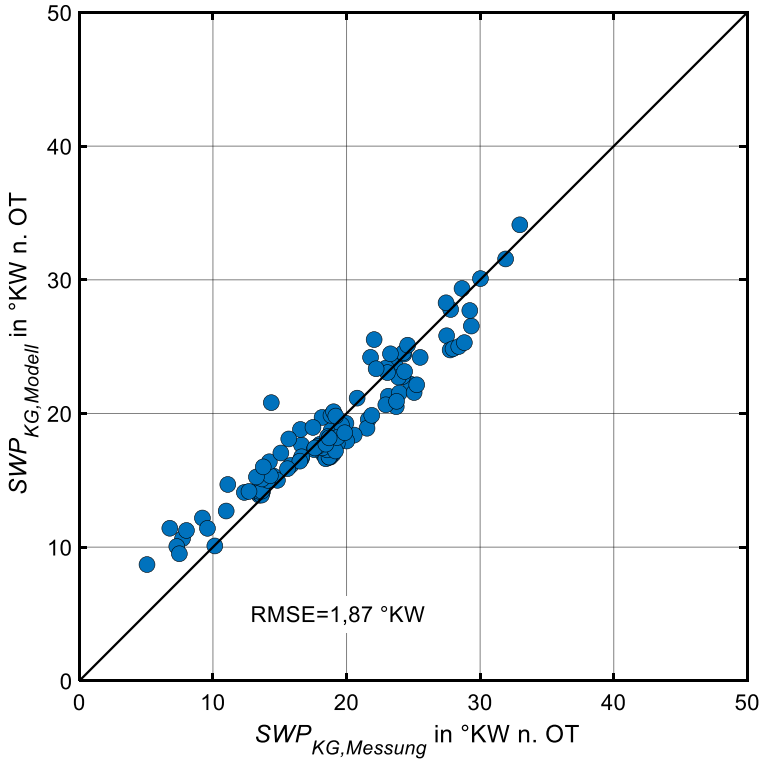


Abbildung 6.5: Validierung des Klopfmodells mit verwendetem CA-Kriterium. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

6.3 Bewertung der Klopfkriterien

Zum validen Vergleich aller vier vorgestellten Klopfkriterien, sind die vorhergesagten Schwerpunktlagen an der Klopfgrenze in jedem Fall anhand derselben Vorgehensweise ermittelt. Dabei sind die Einstellungen aller verwendeter Modelle der 0D/1D-Simulation identisch - mit dem einzigen Unterschied, dass verschiedene Klopfkriterien verwendet werden. Somit zeigen die in Abbildung 6.6 nebeneinandergestellten Ergebnisse⁴² die **direkte Auswirkung des**

⁴²Hier sind die Ergebnisse aus Abbildung 4.1, Abbildung 4.2, Abbildung 6.3 und Abbildung 6.5 in einem Diagramm zusammengefasst

jeweiligen Klopfkriteriums auf die Genauigkeit des Klopfmodells und der vorhergesagten Schwerpunktlage an der Klopfgrenze, was einen direkten, validen Vergleich der unterschiedlichen Klopfkriterien ermöglicht.

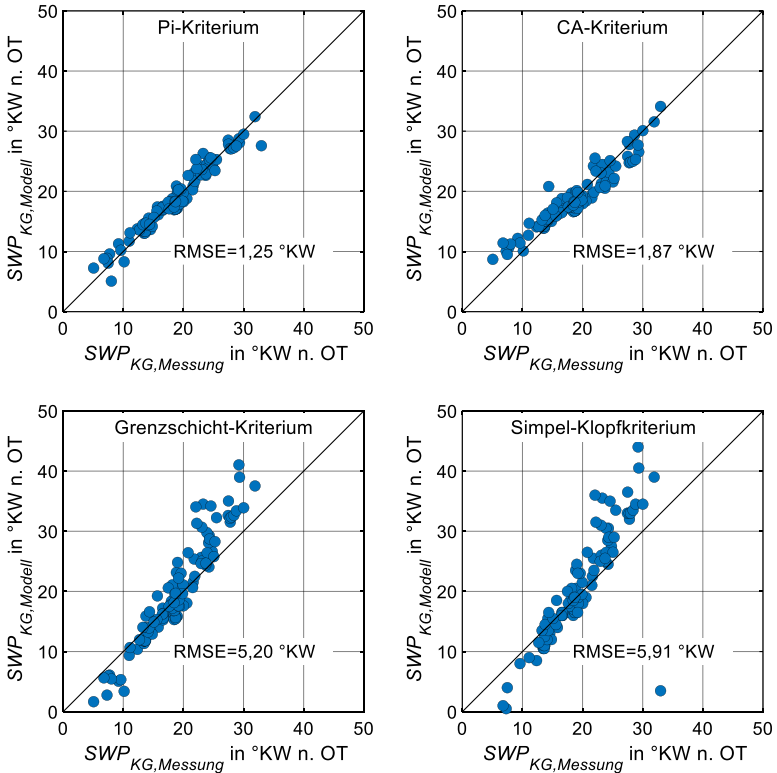


Abbildung 6.6: Direkter Vergleich der unterschiedlichen Klopfkriterien. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

Anhand der gezeigten Ergebnisse wird der große Einfluss des Klopfkriteriums auf die Vorhersagefähigkeit des Klopfmodells deutlich und warum das Klopfkriterium daher vom Autor auch als „Herzstück“ des Klopfmodells bezeichnet wird. Man kann ohne Zweifel erkennen, dass die neu entwickelten Klopfkriterien (**Pi- und CA-Kriterium**) die Klopfgrenze **deutlich genauer** vorhersagen können, als die bereits vorhandenen Klopfkriterien (Simpel-Klopfkriterium und Grenzschicht-Kriterium). Dies lässt sich neben der qualitativen Sichtung ganz

leicht quantitativ anhand der mittleren Abweichung (RMSE) erkennen. Anhand dieses Wertes zeigt sich, dass das **Pi-Kriterium vier- bis fünfmal genauer** ist als die beiden bereits vorhandenen Klopfkriterien. Zusätzlich lässt sich auch qualitativ deutlich erkennen, dass die neuen Klopfkriterien eine enorme Verbesserung des bisherigen Stands der Technik sind. Während man bei den bisherigen Klopfkriterien eine deutliche Abhängigkeit des Fehlers von der tatsächlichen Schwerpunktlage erkennen kann, ist ein solcher **Trend bei den beiden neuen Klopfkriterien nicht mehr (Pi-Kriterium) bzw. kaum noch (CA-Kriterium) erkennbar**. Dies ist eine besonders wichtige Verbesserung, da ein solcher Trend zeigt, dass das verwendete Klopfkriterium wichtige Einflüsse der Betriebsbedingungen auf die Klopfgrenze nicht berücksichtigt und somit nur bedingt für Konzeptstudien geeignet ist. **Somit lässt sich festhalten, dass die beiden entwickelten Klopfkriterien (Pi- und CA-Kriterium) eine enorme Verbesserung der bereits vorhandenen Klopfkriterien (Simpel- und Grenzschicht-Kriterium) darstellen.**

Ergänzend ist zu erwähnen, dass die bereits vorhandenen Klopfkriterien (Simpel- und Grenzschicht-Kriterium) iterativ optimal kalibriert wurden, sodass sie ihre bestmöglichen Ergebnisse liefern. Im Gegensatz dazu sind die neu entwickelten Klopfkriterien (Pi- und CA-Kriterium) durch die Regressionsgerade der 116 Betriebspunkte kalibriert - und somit nicht iterativ kalibriert, sodass sie optimale Ergebnisse liefern⁴³. Daher liegt der große Unterschied der Genauigkeit der Klopfkriterien keinesfalls daran, dass die neuen Klopfkriterien besser kalibriert wären als die beiden bereits vorhandenen Klopfkriterien - denn um genau zu sein, ist sogar das Gegenteil der Fall.

Im Vergleich des Pi- und CA-Kriteriums schneidet das Pi-Kriterium besser ab. Zwar sind deren Unterschiede nicht mehr so deutlich wie im Vergleich zu den bisherigen Klopfkriterien, dennoch zeigt sich auch hier ein klarer Unterschied. So ist die Vorhersage der Klopfgrenze des Pi-Kriteriums etwa 1,5-mal so genau wie die des CA-Kriteriums, welches aber immer noch circa dreimal genauer als die bisher vorhandenen Klopfkriterien ist. Außerdem ist im CA-Kriterium ein leichter Trend des Fehlers über dem Schwerpunkt erkennbar, der im Pi-Kriterium nicht vorhanden ist. Diese Unterschiede sind wenig verwunderlich, denn während der Parameter Π des Pi-Kriteriums auf Basis einer Gleichung physikalischer Zusammenhänge hergeleitet wird, enthält der Parameter CA_{AI} lediglich die Tendenz und keine explizite Gleichung dieser physikalischen

⁴³Nichtsdestotrotz ist davon auszugehen, dass die gezeigten Ergebnisse der neuen Klopfkriterien schon nahe an ihren bestmöglichen Ergebnissen liegen.

Zusammenhänge.

So lässt sich abschließend festhalten, dass das entwickelte **Pi-Kriterium die genauesten Ergebnisse** liefert und die Klopfgrenze am zuverlässigsten vorhersagen kann. Daher wird im Folgenden bei allen gezeigten Untersuchungen stets das Pi-Kriterium verwendet. Dies wird vom Autor auch prinzipiell als zu wählendes Klopfkriterium empfohlen. Falls es jedoch bei gewissen, hier nicht untersuchten, Betriebsbedingungen an seine Grenzen stoßen sollte, ist es empfehlenswert zusätzlich das CA-Kriterium bei ebendiesen Betriebspunkten zu testen.

6.4 Klopfverhalten über Variationen der Betriebsbedingungen

In diesem Abschnitt wird das Pi-Kriterium erneut validiert, indem separierte Variationen der Betriebsbedingungen untersucht werden. Hierfür werden dieselben Kalibrierungen und Einstellungen wie zuvor (Abbildung 6.3) verwendet. Zusätzlich werden Messdaten aus dem FVV-Projekt „Klopfen bei Vollast-AGR“ untersucht, welche die vorhandene Validierung um Variationen der externen AGR und des Verbrennungsverhältnisses erweitert. Das Pi-Kriterium ist wie in Abschnitt 6.2 gemäß $\Pi_{KB} = 53,19 - 10,33 \cdot I_{k,SOC}$ einmalig kalibriert und nicht speziell auf jede untersuchte Variation neu angepasst. Zusätzlich wird auch die vom Grenzschicht-Kriterium (Abschnitt 4.3) vorhergesagte Klopfgrenze dargestellt, um den direkten Einfluss und die Genauigkeit der unterschiedlichen Klopfkriterien zu vergleichen. Das Grenzschicht-Kriterium wurde gemäß Abschnitt 4.3 bestmöglich kalibriert zu $x_{ub,bl} = 0,13$. Die Ergebnisse von „Klopfmodell: Hess“ und „Klopfmodell: Grenzschicht“ unterliegen den gleichen Einstellungen, dem gleichen kalibrierten Selbstzündmodell und unterscheiden sich lediglich durch das verwendete Klopfkriterium (Pi-Kriterium bzw. Grenzschicht-Kriterium). In den Darstellungen ist vor allem die Vorhersagefähigkeit des qualitativen Einflusses der Variationen auf das Klopfverhalten von großer Bedeutung. Die quantitativen Abweichungen der vorhergesagten Klopfgrenze können jeweils reduziert werden, wenn das Klopfkriterium speziell auf die jeweils untersuchten Betriebspunkte abgestimmt wird - was die Kurven in y-Richtung verschieben würde.

Die gezeigten Diagramme enthalten jeweils so viele Variationen wie möglich, wobei innerhalb eines Diagramms die restlichen Betriebsbedingungen (abgesehen vom Zündzeitpunkt) stets identisch sind. Die Anzahl der gezeigten

Variationen hängt schließlich davon ab, ob es entsprechende Messdaten an der Klopfgrenze gibt oder nicht. Damit diese Anzahl möglichst groß ist, ist die Klopfgrenze als 4 bis 10 % Klopfhäufigkeit definiert. Wenn nicht anders erwähnt, handelt es sich stets um das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 11,8$, die Kühl- und Öltemperatur $T_{Coolant} = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ sowie eine zentrale Einspritzung.

Kraftstoff

In Abbildung 6.7 sind Kraftstoff-Variationen dargestellt. Von links nach rechts sind die Kraftstoffe ROZ95E10, ROZ98, ROZ92M20 sowie ROZ92E20 dargestellt. Man sieht deutlich, dass das Klopfmodell mit Pi-Kriterium die Abhängigkeit des Klopfverhaltens vom gewählten Kraftstoff sehr gut abbilden kann.

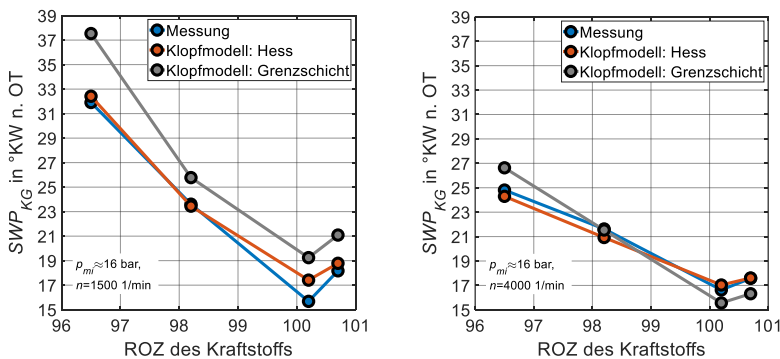


Abbildung 6.7: Kraftstoff-Variation an der Klopfgrenze

Drehzahl

Auch die Einflüsse der Drehzahl auf das Klopfverhalten werden vom neuen Klopfmodell sehr gut abgebildet (Abbildung 6.8). Auch hier beträgt der Fehler der vorhergesagten Klopfgrenze maximal $2\text{ }^{\circ}\text{KW}$, jedoch ist dieser Wert in den meisten Fällen deutlich geringer.

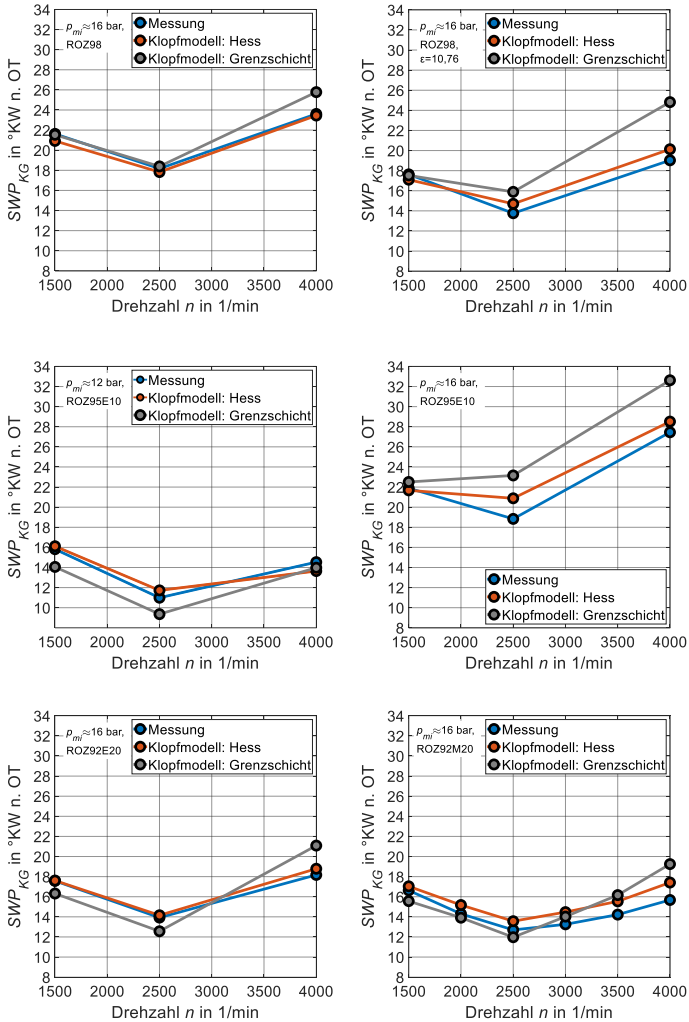


Abbildung 6.8: Drehzahl-Variation an der Klopfgrenze

Verdichtungsverhältnis

Abbildung 6.9 enthält Daten der beiden untersuchten Verdichtungsverhältnisse, deren Einfluss auf das Klopfverhalten ebenfalls sehr genau vom Hess-Kriterium

vorhergesagt werden kann.

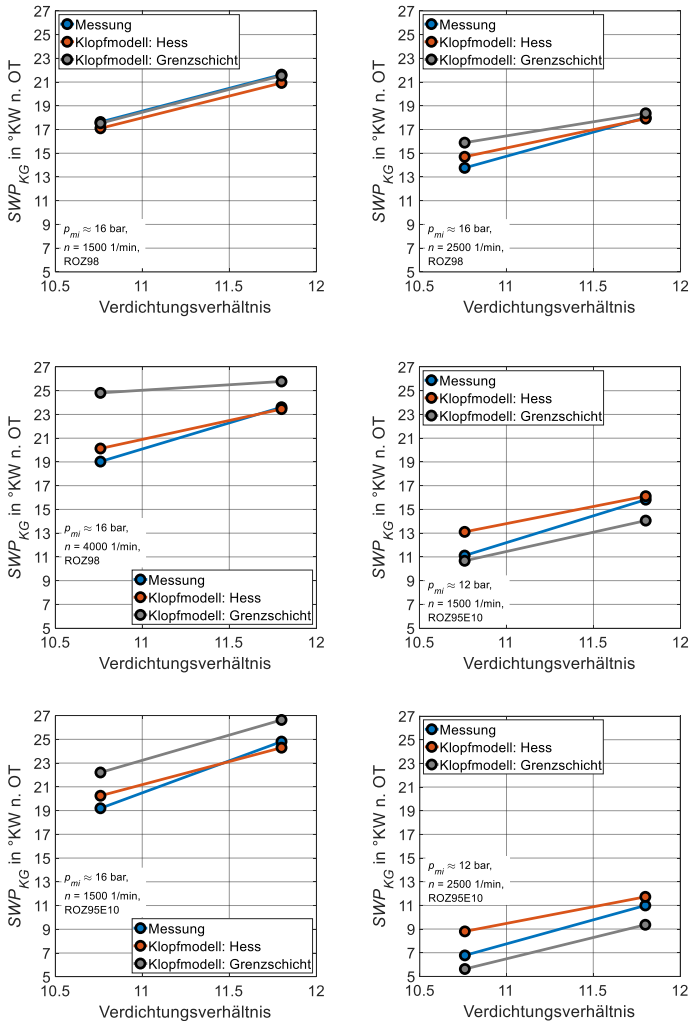


Abbildung 6.9: Verdichtungsverhältnis-Variation an der Klopfgrenze

Last sowie Kühl- und Öltemperatur

Während das linke Diagramm in Abbildung 6.10 eine Last-Variation zeigt, wird auf der rechten Seite eine Variation der Kühl- und Öltemperatur dargestellt. Auch in diesen beiden Fällen, bildet das Pi-Kriterium den gezeigten Einfluss auf das Klopfverhalten sehr gut ab.

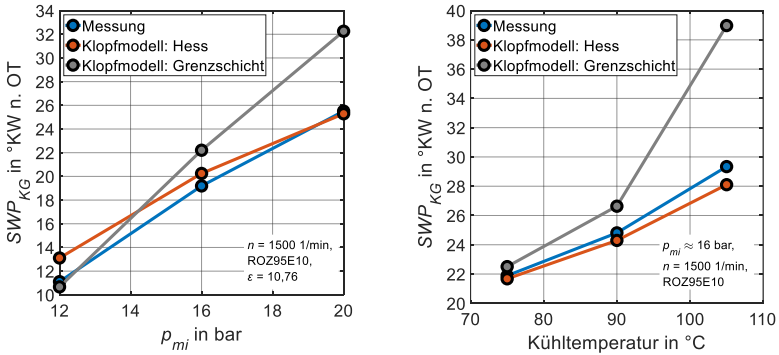


Abbildung 6.10: Variation der Last sowie Kühl- und Öltemperatur an der Klopfgrenze

Gemischzusammensetzung

In den folgenden beiden Abschnitten wird das Pi-Kriterium neu kalibriert. Dies liegt einfach daran, dass nun Messdaten aus dem FVV-Projekt „Klopfen bei Vollast-AGR“ untersucht werden, die zwar prinzipiell von demselben Einzylindermotor stammen, jedoch unterscheiden sich unter anderem der verwendete Kolben und Zylinderkopf voneinander. Daher ist eine erneute Kalibrierung des Klopfkriteriums in diesem Fall sinnvoll. Das Pi-Kriterium ist nun stets gemäß $\Pi_{KB} = 40,2 - 5 \cdot I_{k,SOC}$ einmalig kalibriert und nicht speziell auf jede untersuchte Variation neu angepasst. Das Grenzschicht-Kriterium wurde erneut zu $x_{ub,bl} = 0,13$ kalibriert. Auch hier ist vor allem die Vorhersagefähigkeit des qualitativen Einflusses der Variationen auf das Klopfverhalten von großer Bedeutung. Wie bereits zuvor erwähnt, könnten die quantitativen Abweichungen der vorhergesagten Klopfgrenze jeweils reduziert werden, wenn das Klopfkriterium speziell auf die jeweils untersuchten Betriebspunkte abgestimmt wäre. Es handelt sich bei diesen Daten stets um den Kraftstoff ROZ95E10, das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 10,93$ sowie die Last $p_{mi} = 16$ bar.

Externe AGR

Obwohl für die Entwicklung des Pi-Kriteriums keine Betriebspunkte mit externer AGR vorhanden waren, wird deren Einfluss auf das Klopfverhalten selbst für hohe AGR-Raten sehr gut vorhergesagt werden (Abbildung 6.11). **Auch hier ist die Genauigkeit deutlich höher als beim Grenzschicht-Kriterium, obwohl letzteres sogar anhand der hier untersuchten Messdaten entwickelt wurde.**

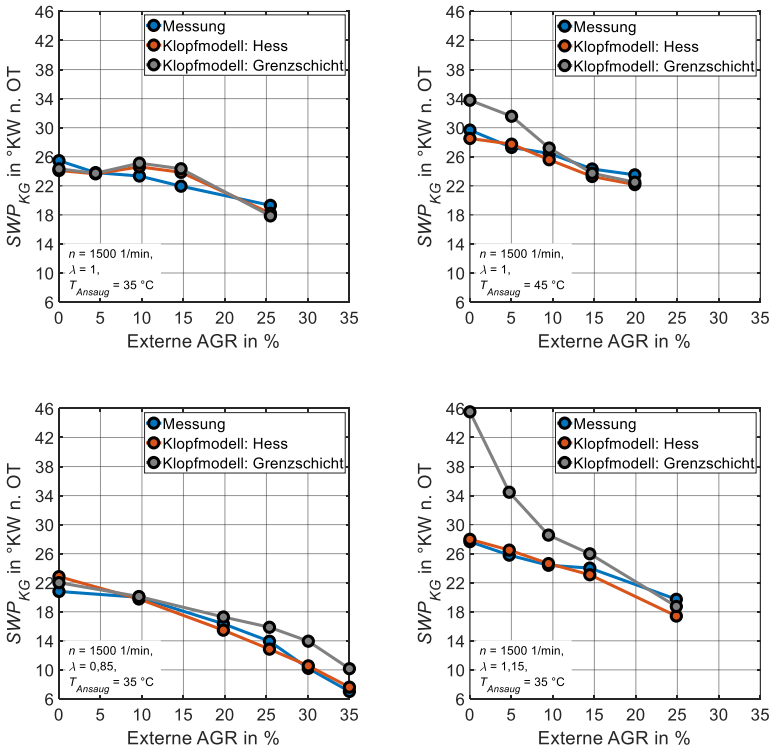


Abbildung 6.11: Variation der externen AGR-Rate an der Klopfgrenze

Verbrennungsluftverhältnis λ

Selbiges gilt für eine Variation des Verbrennungsluftverhältnisses (Abbildung 6.12). Auch hier zeigt sich deutlich, dass der qualitative Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses auf das Klopfverhalten sehr gut vorhergesagt

werden kann, obwohl für die Entwicklung des Pi-Kriteriums nur Betriebspunkte mit $\lambda = 1$ verfügbar waren. Auch hier ist die Vorhersagefähigkeit deutlich besser als beim Grenzschicht-Kriterium, das anhand der hier untersuchten Messdaten entwickelt wurde.

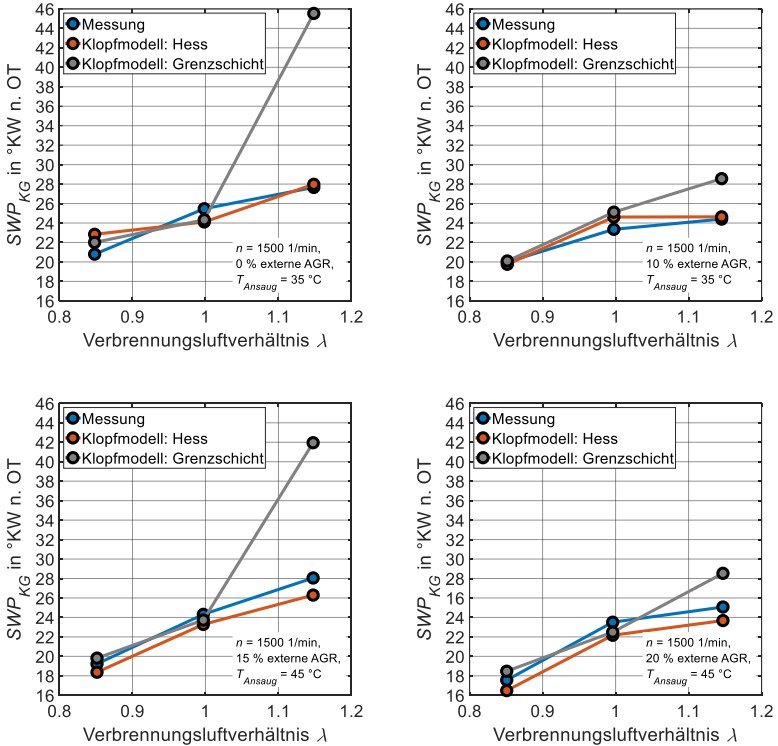


Abbildung 6.12: Variation des Verbrennungsluftverhältnisses an der Klopfgrenze

Zusammenfassung

Es zeigt sich, dass das entwickelte Pi-Kriterium die Einflüsse der unterschiedlichen Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten sehr gut modellieren kann. Bei jeder gezeigten Variation wird der qualitative Trend der Klopfgrenze sehr gut vorhergesagt. Dadurch zeigt sich, dass das Pi-Kriterium sowohl Änderungen der physikalischen Einflüsse auf das Klopfverhalten (z. B. Druckänderungen

infolge einer Last-Variation) als auch chemischer Einflüsse auf das Klopfverhalten (z. B. Gemischzusammensetzung infolge externer AGR) sehr gut berücksichtigen kann. Bei den Untersuchungen ist die Vorhersagefähigkeit des Hess-Kriteriums deutlich besser als die des Grenzschicht-Kriteriums. **Dies gilt selbst für die Messdaten, anhand derer das Grenzschicht-Kriterium entwickelt wurde, die jedoch nicht für die Entwicklung des Pi-Kriteriums (sondern lediglich für dessen Validierung) herangezogen wurden.** Der größte quantitative Fehler des neuen Klopfmodells in der Vorhersage der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze liegt bei etwa 2 °KW - meist ist die Abweichung jedoch deutlich kleiner. Zwar ist dieser Fehler bereits gering, dennoch wäre er noch kleiner, wenn das Pi-Kriterium für alle Variationen einzeln abgestimmt wird und nicht einmal anhand aller Betriebspunkte eines Motors. Somit ist das Pi-Kriterium in dieser Arbeit **anhand 142 Betriebspunkten** mit der auf Seite 140 aufgeführten Vielzahl an Variationen der Betriebsbedingungen **validiert** und zeigt die **signifikante Verbesserung des Stands der Forschung**.

6.5 Anwendungseinflüsse auf die Genauigkeit

Häufig werden in Veröffentlichungen nur die bestmöglichen Ergebnisse gezeigt. Diese Arbeit möchte sich davon abheben, indem sie auch Ergebnisse möglicher „realer“, **industrienaher Anwendungsfälle** zeigt - neben den zuvor gezeigten Ergebnissen der Forschungs-Anwendungsfälle basierend auf einer validen Kalibrierung. Damit ist gemeint, dass in den bisher gezeigten Forschungs-Anwendungsfällen 116 gemessene Betriebspunkte für die Kalibrierung verwendet werden. In „realen“, industrienahen Anwendungsfällen stehen meistens nur Messdaten sehr weniger Betriebspunkte oder sogar gar keine Messdaten für die Kalibrierung bereit. Dennoch muss das Klopfmodell vor allem in solchen Fällen eine hohe Genauigkeit liefern und eine gewisse Fehler-toleranz der Kalibrierung aufweisen. Damit ist gemeint: **Die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze muss auch dann sehr genau modelliert werden können, wenn es sich um Konzeptstudien ohne oder mit nur wenig verfügbaren Messdaten handelt.** Infolge von nicht vorhandenen oder wenigen Messdaten kann kein vorhandenes Klopfmodell perfekt kalibriert werden, daher muss ein verlässliches Klopfmodell eine ebensolche Fehlertoleranz der Kalibrierung bieten und trotzdem die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze genau vorhersagen können.

6.5.1 Definition der Klopfgrenze

In den bisher gezeigten Ergebnissen wurde die Klopfgrenze als eine Klopfhäufigkeit von 4-10 % definiert, jedoch verwendet nicht jede Firma oder jedes Institut dieselbe **Definition der Klopfgrenze**. Trotzdem muss das Klopfmodell natürlich für jede (sinnvolle) Definition der Klopfgrenze ebendiese zuverlässig und genau vorhersagen können. Aus diesem Grund wird hier die Klopfgrenze als 2 % sowie als 4 % Klopfhäufigkeit definiert. Dadurch kann einerseits die Genauigkeit des Klopfmodells untersucht werden, wenn sich die Änderung der Klopfgrenze von einem Klopfhäufigkeitsbereich (4-10 % Klopfhäufigkeit) auf einen diskreten Wert ändert. Andererseits wird mit 2 % Klopfhäufigkeit eine Definition gewählt, die sowohl außerhalb des bisherigen Klopfhäufigkeitsbereichs liegt als auch gleichzeitig genügend viele Betriebspunkte hat, um eine valide Untersuchung zu gewährleisten.

Aufgrund der geänderten Definition der Klopfgrenze muss das Klopfkriterium erneut kalibriert werden. Dies geschieht, wie im oberen Teil der Abbildung 6.13 gezeigt, anhand der Betriebspunkte ebendieser geänderten Klopfgrenze. Diese Kalibrierungen wird anschließend für die im unteren Teil der Abbildung 6.13 gezeigte Validierung verwendet. Aus dieser Abbildung geht deutlich hervor, dass die mittleren Abweichungen auch für andere Definitionen der Klopfgrenze nach wie vor sehr gering ist. Darüber hinaus zeigt sich, was vor allem von besonderer Bedeutung ist, dass kein Trend in der mittleren Abweichung erkennbar ist. Daher liefert das Klopfmodell mit dem verwendeten Pi-Kriterium auch für andere sinnvolle Definitionen der Klopfgrenze **sehr genaue Ergebnisse und ist somit unabhängig von der (sinnvollen) Definition der Klopfgrenze anwendbar**.

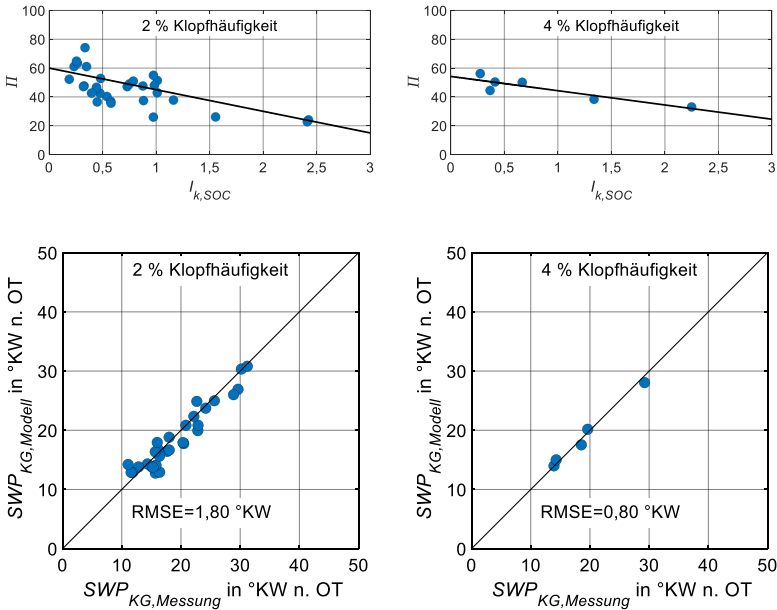


Abbildung 6.13: Kalibrierung (oben) und Validierung (unten) des Klopfmodells anhand unterschiedlicher Definitionen der Klopfgrenze

6.5.2 Fehl-Kalibrierung des Selbstzündmodells

Wie bereits in Abschnitt 6.1 erwähnt, gibt es verschiedene Methoden zur **Kalibrierung des Selbstzündmodells**. In den bisher gezeigten Ergebnissen wurde stets die erste, sehr aufwendige Kalibrierung des Selbstzündmodells anhand klopfender Einzelarbeitsspiele verwendet. In der „**realen**“, **industrienahen Anwendung** ist eine solche aufwendige Kalibrierung jedoch in den seltensten Fällen möglich. Daher wird in diesem Abschnitt das Selbstzündmodell gar nicht kalibriert, sodass das Selbstzündmodell die unverbrannte Temperatur der Prozessrechnung direkt übernimmt und nicht zuerst korrigiert bzw. kalibriert (Kapitel 3). So zeigt der obere Teil in Abbildung 6.14 zunächst die Kalibrierung des Pi-Kriteriums anhand der Betriebspunkte bei Verwendung des nicht-kalibrierten Selbstzündmodells. Die Auswirkung dieser absichtlichen Fehl-Kalibrierung bzw. Nicht-Kalibrierung des Selbstzündmodells auf die Genauigkeit der vorhergesagten Klopfgrenze des Klopfmodells ist im unteren Teil der Abbildung zu sehen.

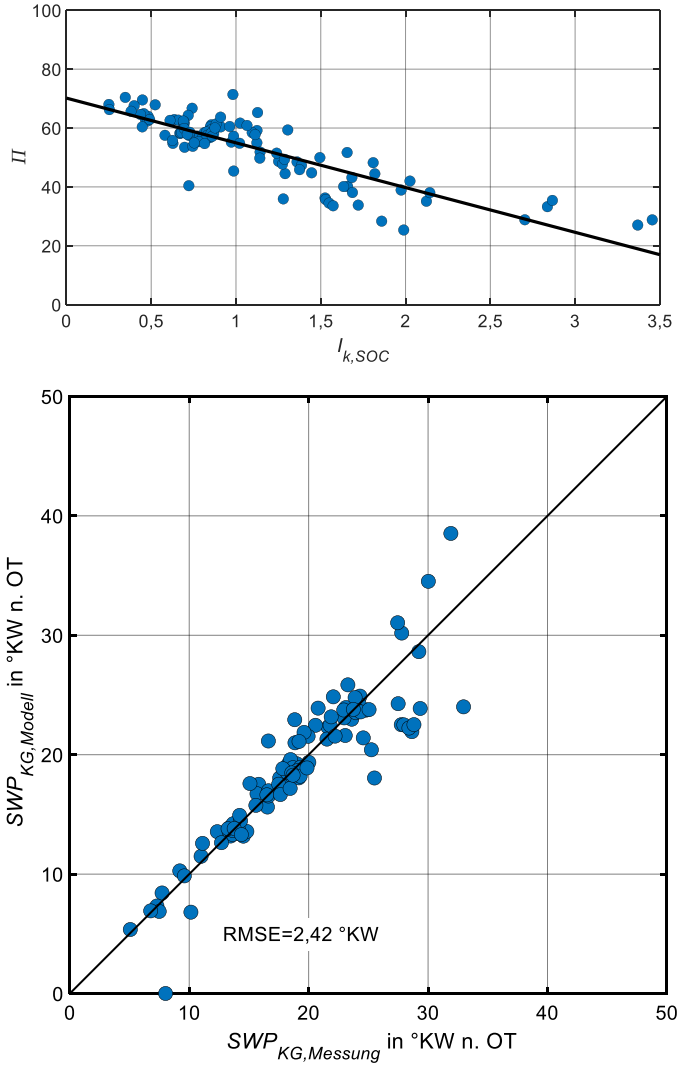


Abbildung 6.14: Absichtliche Fehlkalibrierung des Selbstzündmodells als Imitation eines realen Anwendungsfalls. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

Hier zeigt sich, dass die Ergebnisse folglich schlechter sind, als bei der korrekten Kalibrierung des Selbstzündmodells in Abbildung 6.3. Abgesehen von einem Ausreißer steigt der Fehler der vorhergesagten Klopfgrenze über der Schwerepunktlage an. Dies liegt ganz einfach daran, dass im Selbstzündmodell eine Integration der berechneten Zündverzugszeiten stattfindet, bis die Selbstzündung letztlich auftritt. Das bedeutet, wenn die Selbstzündung bei einem späteren Kurbelwinkel auftritt - was bei späteren Schwerepunktlagen für gewöhnlich der Fall ist -, werden die Ungenauigkeiten der berechneten Zündverzugszeiten infolge deren Nicht-Kalibrierung länger aufintegriert, wodurch die Gesamt-Ungenauigkeit ansteigt.

Trotz allem ist es auffällig, dass die Klopfgrenze - trotz Fehl-Kalibrierung des Selbstzündmodells - noch immer zwei- bis 2,5-mal so genau vorhergesagt wird wie von den bisher vorhandenen Klopfkriterien (Simpel- und Grenzschicht-Kriterium, mit korrekt kalibriertem Selbstzündmodell Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2). Würde man diese Klopfkriterien ebenfalls ohne Kalibrierung des Selbstzündmodells verwenden, wäre das Pi-Kriterium wieder deutlich mehr als zwei- bis 2,5-mal so genau wie die bisher vorhandenen Klopfkriterien.

Es lässt sich festhalten, dass durch die Nicht-Kalibrierung des Selbstzündmodells größere Ungenauigkeit entstehen. **Nichtsdestotrotz ist das Klopfkriterium in der Lage, diese Ungenauigkeiten der Selbstzündmodellierung grundsätzlich gut auszugleichen.** Dies liegt daran, dass das Klopfkriterium an den Werten kalibriert wird, die sich nach der Selbstzündmodellierung ergeben. Sind die Ungenauigkeiten der Selbstzündmodellierung jedoch zu groß - z. B. bei späteren Schwerepunktlagen -, so kann das Klopfkriterium diese Ungenauigkeiten nur noch bis zu einem gewissen Grad ausgleichen. Um dies in einfachen Worten zu formulieren: Wird der Selbstzündbeginn trotz Fehl-Kalibrierung „relativ realistisch“ modelliert, so kann die Ungenauigkeit der Selbstzündmodellierung gut vom Pi-Kriterium ausgeglichen werden. Wird der Selbstzündbeginn jedoch zu „unrealistisch“ modelliert, so kann das Pi-Kriterium diese Ungenauigkeit nur noch bis zu einem gewissen Grad ausgleichen⁴⁴.

Weil das Selbstzündmodell nur anhand von Messdaten valide kalibriert werden kann und kalibriert werden muss, um die Ungenauigkeiten und Unsicherheiten der Zündverzugszeiten auszugleichen (Kapitel 3), ist es wichtig die Selbstzündmodellierung weiter zu verbessern. Dies lässt sich auch im Vergleich des

⁴⁴Die bisher vorhandenen Klopfkriterien können solche Ungenauigkeiten übrigens weniger gut ausgleichen als das Pi-Kriterium, denn das Pi-Kriterium enthält über $I_{k,SOC}$ einen Parameter enthält, der sich direkt aus dem Selbstzündmodell ergibt.

perfekt kalibrierten Selbstzündmodells (Abbildung 3.12) und des Klopfkriteriums (Abbildung 6.3) erkennen, wo deutlich wird, dass die Klopfgrenze mit einer Abweichung von $1,25 \text{ }^\circ\text{KW}$ sichtlich genauer vorhergesagt werden kann als der eigentliche Selbstzündbeginn mit einem Fehler von $1,91 \text{ }^\circ\text{KW}$. Daher ist davon auszugehen, dass eine Verbesserung der Selbstzündmodellierung auch zu einer noch genaueren Vorhersage der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze führen würde. Hauptsächlich wird dies die Modellierung der Zündverzugszeiten betreffen, die zweifelsohne leider auch den Schwierigkeiten der Messungen der Zündverzugszeiten unterliegt. Im Idealfall können die Zündverzugszeiten so genau berechnet werden, dass die Kalibrierung des Selbstzündmodells hinfällig wird.

6.5.3 Fehl-Kalibrierung des Pi-Kriteriums

Abschließend ist die Auswirkung einer schlechten Kalibrierung des Klopfkriteriums von großem Interesse. Wie bereits erwähnt, hat man in der „realen“, industrienahen Anwendung oftmals nur wenige oder sogar gar keine Messdaten vorhanden, anhand derer das Klopfmodell kalibriert werden kann. **Daher muss ein verlässliches Klopfkriterium eine gewisse Fehlertoleranz der Kalibrierung bieten** und trotzdem die Schwerpunktlage an der Klopfgrenze genau vorhersagen können. In dem hier gezeigten Fall wird das Selbstzündmodell perfekt kalibriert (Kapitel 3), um die reine Auswirkung der Fehl-Kalibrierung des Klopfkriteriums untersuchen zu können. **Das Klopfkriterium wird nun absichtlich fehlkalibriert, um einen „realen“ Anwendungsfall, bei dem keinerlei Messdaten vorhanden sind, zu imitieren.** Diese absichtliche Fehlkalibrierung des imitierten Anwendungsfalls ist im oberen Teil der Abbildung 6.15 zu sehen. Wie man sieht, ist die gewählte Kalibrierung als Konstante schlecht gewählt - zumal in Abschnitt 6.1 explizit darauf hingewiesen wird, eine negative Steigung vorzugeben. Der Wert der Konstanten ist so gewählt, dass er noch im Rahmen einer möglichen realistischen Fehlkalibrierung liegt. Die Auswirkung dieser absichtlichen Fehl-Kalibrierung des Klopfkriteriums auf dessen Genauigkeit der vorhergesagten Klopfgrenze ist im unteren Teil der Abbildung zu sehen.

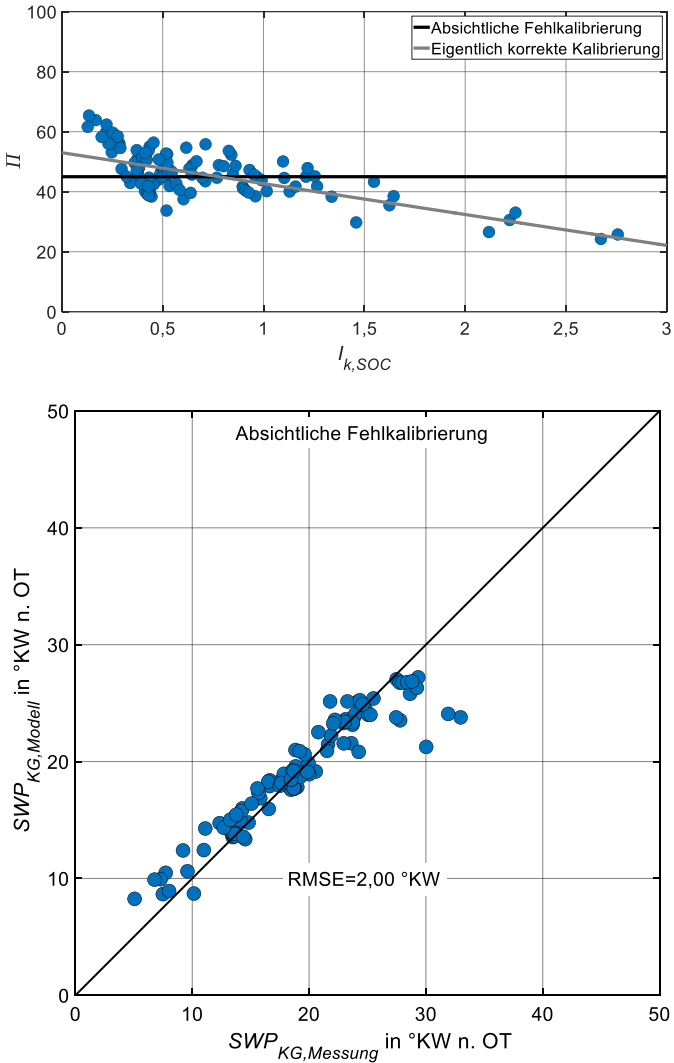


Abbildung 6.15: Absichtliche Fehlkalibrierung des Klopfkriteriums als Imitation eines realen Anwendungsfalls. 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze.

Hier ist zu erkennen, dass die Ergebnisse logischerweise schlechter sind, als bei

der korrekten Kalibrierung des Klopfkriteriums in Abbildung 6.3. Nichtsdestotrotz ist es bemerkenswert, dass die mittleren Abweichungen der Schwerpunktlage an der Klopfgrenze trotz deutlicher Fehl-Kalibrierung lediglich 2 °KW betragen. Das heißt: **Selbst bei einer eindeutigen Fehl-Kalibrierung sind die Ergebnisse des Pi-Kriteriums noch immer 2,5- bis dreimal so genau wie die bestmöglichen Ergebnisse der bisher vorhandenen Klopfkriterien** (Simpel- und Grenzschicht-Kriterium, Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2). Und trotz Fehlkalibrierung ist der Trend der Abweichung über der Schwerpunktlage deutlich schwächer als bei den **perfekt kalibrierten** vorhandenen Klopfkriterien. Dabei muss nochmals explizit hervorgehoben werden, dass in dem imitierten Fall natürlich auch die vorhandenen Klopfkriterien nicht perfekt kalibriert werden können und das Pi-Kriterium wieder deutlich mehr als 2,5- bis dreimal so genau wäre, verglichen mit den bisher vorhandenen Klopfkriterien unter realer Anwendung.

Somit lässt sich festhalten, dass das Pi-Kriterium eine **relativ hohe Fehlertoleranz gegenüber einer möglichen Fehl-Kalibrierung im „realen“, industrienahen Anwendungsfall** besitzt, was eine sehr wertvolle Eigenschaft ist. Es sollte nochmals erwähnt werden, dass die gezeigte Fehl-Kalibrierung in diesem imitierten keinesfalls als „Vorlage“ dienen soll, wenn keine Messdaten vorhanden sind. Wenn keine Messdaten vorhanden sind, sollte bei der Kalibrierung des Pi-Kriteriums zunächst stets von einer negativen Steigung der Regressionskurve ausgegangen werden (Abschnitt 6.1).

6.5.4 Zusammenfassung

Auch in den gezeigten „realen“, **industrienahen Anwendungsfällen** sagt das Klopfmodell unter Verwendung des Pi-Kriteriums die Klopfgrenze **sehr genau** vorher. So kann es die Schwerpunktlagen der Klopfgrenze unabhängig von der Definition der Klopfgrenze gleichermaßen genau vorhersagen. Weiterhin könnte eine Verbesserung der Modellierung der Zündverzugszeiten zu einer geringeren Wichtigkeit der Kalibrierung des Selbstzündmodells führen und würde die Genauigkeit des Klopfmodells weiter erhöhen. Dennoch zeigt sich, dass das Pi-Kriterium in der Lage ist, Ungenauigkeiten des Selbstzündmodells gut auszugleichen, sofern die Selbstzündung noch immer in einem „relativ realistischen“ Bereich liegt. Abschließend zeigt sich, dass das Pi-Kriterium selbst eine relativ **hohe Fehlertoleranz** gegenüber einer möglichen Fehl-Kalibrierung des Klopfkriteriums aufweist. **Dies ist eine sehr wertvolle Eigenschaft und ermöglicht die valide und zuverlässige Anwendung des Klopfkriteriums**

auch in Konzeptstudien, bei denen wenige oder keine Messdaten zur Kalibrierung verfügbar sind.

7 Modellierung der Klopfhäufigkeit und -intensität

7.1 Drei-Parameter-Ansatz

Grundlagen

Zusätzlich zur bisher vorgestellten wesentlichen Verbesserung der vorhandenen Klopfkriteriums und der damit einhergehenden Weiterentwicklung des 0D/1D-Klopfmodells, wird in diesem Kapitel ein entwickelter **Ansatz zur Modellierung der Klopfhäufigkeiten** vorgestellt. Daher muss an dieser Stelle noch einmal der Unterschied hervorgehoben werden. Das bisher gezeigte 0D/1D-Klopfmodell liefert typischerweise einen „digitalen Output“. Die bedeutet, dass das Klopfmodell bestimmt, ob der untersuchte Betriebspunkt bei der momentanen Schwerpunktlage die Klopfgrenze überschritten hat oder nicht. Die Klopfgrenze ist zwar definitionsgemäß abhängig von der Klopfhäufigkeit, aber das Klopfmodell liefert keine expliziten Werte der Klopfhäufigkeit des momentan untersuchten Betriebspunkts. Der vom Autor entwickelte Ansatz [79, 98] soll es einem Klopfmodell ermöglichen, einen ebensolchen **expliziten Wert der Klopfhäufigkeit** eines Betriebspunktes vorherzusagen.

Für die Entwicklung des Ansatzes werden wie bereits zuvor die Messdaten aus dem FVV-Projekt „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ untersucht [79]. Der Ansatz zur Modellierung der Klopfhäufigkeit wertet die auftretende Selbstzündung eines Betriebspunktes aus. Weil für diese Auswertung drei Parameter benötigt werden, wird er auch als „**Drei-Parameter-Ansatz**“ bezeichnet. Auch hier wird der Modell-Input des 0D/1D-Klopfmodells - wie bei der Entwicklung des Klopfkriteriums - anhand einer Druckverlaufsanalyse gewonnen. Für die Erklärung dieses Ansatzes werden zunächst Betriebspunkte mit identischen Betriebsbedingungen, aber unterschiedlichen Zündzeitpunkten betrachtet. Solch eine Zündzeitpunkt-Variation wird analog zu [79] im Folgenden als „Lauf“ bezeichnet - wobei ein „Lauf“ meist fünf Betriebspunkte, also fünf verschiedene Zündzeitpunkten beinhaltet. Jeder dieser Betriebspunkte enthält die Messdaten

von 500 Einzelarbeitsspielen. Der Drei-Parameter-Ansatz wird im Folgenden in Abbildung 7.1 anhand des Selbstzündbeginns - der (auf eine andere Art und Weise) auch im CA-Kriterium ausgewertet wird - erklärt, da dies anschaulicher erklärbar ist. Er ist jedoch analog auch anhand des Wertes von Π - der (auf eine andere Art und Weise) auch im Π -Kriterium ausgewertet wird - anwendbar (Abbildung A8.1 im Anhang).

Zunächst wird für den untersuchten Lauf dessen Betriebspunkt mit der höchsten Klopfhäufigkeit betrachtet – was in der Regel dem Betriebspunkt mit dem frühesten Zündzeitpunkt entspricht. Im ersten Schritt wertet der Drei-Parameter-Ansatz den vom Selbstzündmodell vorhergesagten Selbstzündbeginn der 500 Einzelarbeitsspiele dieses Betriebspunktes aus - diese Verteilung entspricht dem Diagramm links oben. Da bei diesem exemplarischen Betriebspunkt 64 gemessene Einzelarbeitsspiele (12,8 %) klopfen, ermittelt der Ansatz nun einen Wert des Selbstzündbeginns, sodass der vom Selbstzündmodell vorhergesagte Selbstzündbeginn von exakt 64 der 500 Einzelarbeitsspiele vor diesem Wert liegt⁴⁵. Dieser ermittelte **Schwellwert** wird als AI_{limit} bezeichnet und gilt als konstanter Wert für alle Zündzeitpunkt-Variationen eines Laufs.

Um den zweiten Parameter zu ermitteln, wird für jeden weiteren Betriebspunkt dieses Laufs (also für jeden weiteren Zündzeitpunkt dieses Laufs) ebenfalls der vorhergesagte Selbstzündbeginn der dazugehörigen 500 Einzelarbeitsspiele betrachtet - diese Verteilung ist in dem Diagramm links unten exemplarisch anhand des vierten Betriebspunktes dargestellt. Anstatt nun die Anzahl der Einzelarbeitsspiele zu zählen⁴⁶, deren Selbstzündung vor dem Wert von AI_{limit} stattfindet, wird der **arithmetische Mittelwert des Selbstzündbeginns** (AI_{mean}) dieser 500 Arbeitsspiele berechnet.

Darauffolgend wird der Abstand des zuvor bestimmten konstanten Wertes AI_{limit} von AI_{mean} für jeden untersuchten Zündzeitpunkt berechnet. Dieser **Abstand** wird nun in ein **Vielfaches der Standardabweichung des Selbstzündbeginns** des jeweiligen Zündzeitpunktes (σ_{AI}) umgerechnet und gilt als dritter Parameter (Diagramm links unten). Im abschließenden Schritt wird vereinfacht angenommen, dass die Verteilung des Selbstzündbeginns der Arbeitsspiele

⁴⁵Diese 64 Arbeitsspiele sind jedoch nicht dieselben 64 Arbeitsspiele, die laut Messdaten klopfen. Dies ist lediglich eine vereinfachte Annahme des Drei-Parameter-Ansatzes, mit der robuste Ergebnisse erzielt werden können.

⁴⁶Vorausschauend wird dies deshalb nicht gemacht, da für eine spätere prädiktive Anwendung dieses Ansatzes ansonsten pro Betriebspunkt eine große Anzahl an Einzelarbeitsspielen mit einem Zyklenschwankungsmodell simuliert werden müsste, was entsprechend viel Rechenzeit benötigt.

jedes Zündzeitpunktes anhand einer Normalverteilung beschrieben werden kann. Die modellierte Klopfhäufigkeit des Drei-Parameter-Ansatzes entspricht letztlich der Wahrscheinlichkeit, dass Werte, bei einer Normalverteilung um mehr als das berechnete Vielfache von σ vom Erwartungswert AI_{mean} abweichen (Diagramm rechts unten).

Somit müssen für diesen entwickelten Ansatz die Parameter AI_{limit} , AI_{mean} und σ_{AI} ermittelt werden, um die Klopfhäufigkeit eines Betriebspunktes zu modellieren. Die erklärten Schritte dieses Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit sind auch in Abbildung 7.1 hervorgehoben und können stichwortartig wie folgt festgehalten werden. Bei jedem Lauf – also für jede Zündzeitpunktvariation bei ansonsten gleichen Betriebsbedingungen – werden folgende Schritte vollzogen:

1. AI_{limit} anhand des Zündzeitpunktes mit der höchsten Klopfhäufigkeit bestimmen
2. AI_{mean} und σ_{AI} für jeden Zündzeitpunkt bestimmen
3. $z\sigma = (AI_{limit} - AI_{mean})/\sigma_{AI}$ für jeden Zündzeitpunkt bestimmen
4. Klopfhäufigkeit des Zündzeitpunktes = Wahrscheinlichkeit, mit der die Werte einer Normalverteilung außerhalb von $z\sigma$ liegen

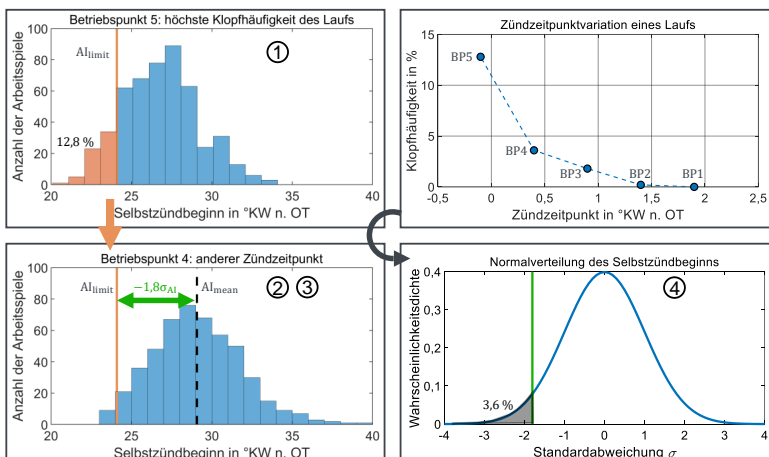


Abbildung 7.1: Vorgehen des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit anhand des Selbstzündbeginns erklärt

Validierung

Unter Verwendung dieses Drei-Parameter-Ansatzes lässt sich die Klopfhäufigkeit der jeweiligen Betriebspunkte modellieren. Zur **Validierung des Ansatzes** vergleicht Abbildung 7.2 die modellierte Klopfhäufigkeit mit der tatsächlich gemessenen Klopfhäufigkeit des jeweiligen Betriebspunkts. Für diese Validierung werden alle 70 Betriebspunkte der in Abschnitt 3.4 erwähnten „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen untersucht. Das linke obere Diagramm vergleicht die modellierten und tatsächlichen Klopfhäufigkeiten unter Anwendung des Selbstzündbeginns zur Evaluierung, wohingegen das rechte obere Diagramm den jeweiligen Wert von Π im Drei-Parameter-Ansatz auswertet. Für die untersuchten Betriebspunkte liegt die mittlere Abweichung der modellierten Klopfhäufigkeiten bei Werten von weniger als 2 Prozentpunkten, was verdeutlicht, dass die Klopfhäufigkeit mithilfe des Drei-Parameter-Ansatzes sehr genau modelliert werden kann. Zusätzlich stellt das untere Diagramm die modellierte und gemessene Klopfhäufigkeit über der Schwerpunktlage der jeweiligen Betriebspunkte eines Laufs dar. Der gewählte Lauf enthält den eingekreisten Betriebspunkt, der die größte absolute Abweichung (Prozentpunkte) in der modellierten Klopfhäufigkeit aufweist. So zeigt sich, dass die modellierte Klopfhäufigkeit dieses Betriebspunkts mit 6 % ungefähr der Hälfte der gemessenen Klopfhäufigkeit entspricht⁴⁷ - was als relativ großer Fehler erscheint. Betrachtet man jedoch die Abweichung hinsichtlich der Schwerpunktlage, so fällt auf, dass die modellierte Klopfhäufigkeit bei einem nur um 0,3 °KW früheren Verbrennungsschwerpunkt der gemessenen Klopfhäufigkeit entsprechen würde. Diese Abweichung ist sehr gering und zeigt, dass der Drei-Parameter-Ansatz unter Auswertung des Parameters Π bzw. des Selbstzündbeginns die Klopfhäufigkeit sehr gut modellieren kann.

⁴⁷Modellierte Klopfhäufigkeit: 7,4 %, gemessene Klopfhäufigkeit: 13,4 %.

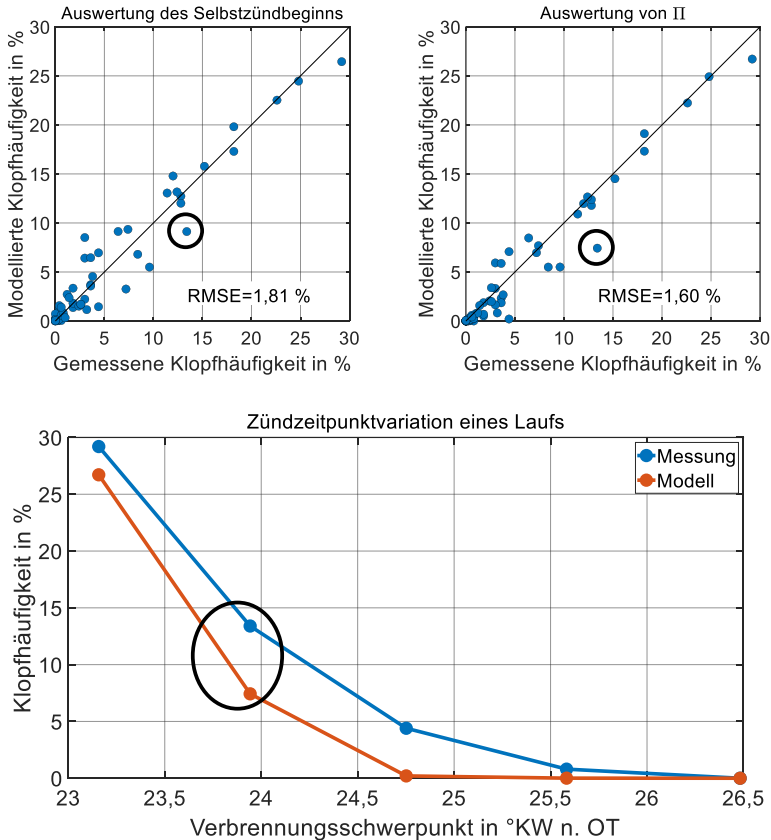


Abbildung 7.2: Validierung des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopffähigkeit

Nichtsdestotrotz müssen an dieser Stelle noch die getroffenen Annahmen dieser Modellierung erklärt werden. Um Unklarheiten auszuschließen, muss zunächst erwähnt werden, dass in diesem Ansatz die Arbeitsspiele anhand ihres Selbstzündbeginns (bzw. Wert des Parameters Π) in klopfend und nicht-klopfend kategorisiert werden. Dies ist eine vereinfachte Annahme, obwohl der Autor weiß, dass dies nicht den realen Gegebenheiten entspricht - da eine frühe Selbstzündung nicht zwangsläufig zu Klopfereignissen führt und umgekehrt Klopfen auch bei Arbeitsspielen mit einer späteren Selbstzündung auftreten kann. Somit entsprechen nicht alle von dem Drei-Parameter-Ansatz als klopfend

kategorisierten Arbeitsspiele auch den in der Realität klopfenden Arbeitsspielen, aber für den entwickelten Ansatz ist ebendiese Annahme zielführend. Darüber hinaus entspricht auch die angenommene Form einer Normalverteilung des Selbstzündbeginns (Schritt 4) nicht exakt dessen realer Verteilung. Dennoch kann die Klopfhäufigkeit mithilfe des Drei-Parameter-Ansatzes und diesen getroffenen vereinfachten Annahmen genau modelliert werden.

Ausblick

Wie bereits erklärt, werden die hier verwendeten Parameter AI_{limit} , AI_{mean} und σ_{AI} anhand der Messdaten der Einzelarbeitsspiele bestimmt. Dies ermöglicht natürlich keine prädiktive Modellierung der Klopfhäufigkeit, da für deren Berechnung die entsprechenden Messdaten vorliegen müssen. Für eine tatsächliche prädiktive Modellierung der Klopfhäufigkeit wird also zunächst eine **prädiktive Modellierung** der AI_{limit} , AI_{mean} und σ_{AI} benötigt - bzw. analog für den Parameter Π . In dieser Arbeit wird die entwickelte Methode „lediglich“ vorgestellt und validiert, wobei gezeigt wird, dass die Klopfhäufigkeit mithilfe des Ansatzes **prinzipiell** genau modelliert werden kann. Der gezeigte Drei-Parameter-Ansatz wurde bereits in weiteren Arbeiten anderer Autoren aufgegriffen. In seinen Arbeiten untersucht Fajt [15–18] die Möglichkeit der prädiktiven Anwendung dieses Ansatzes mit dem Ziel einen prädiktiven Klopfregler basierend auf der prädiktiven Klopfhäufigkeit für den Einsatz in einem Serienmotor zu entwickeln. Dort zeigt sich, dass dadurch bis zu 1 % Kraftstoff bzw. CO₂ eingespart werden könnte [18].

7.2 Klopfintensität

In diesem Abschnitt werden Ansätze vorgestellt, die in ihrer Grundidee als möglicher Ausgangspunkt einer Modellierung der Klopfintensität herangezogen werden können, jedoch noch **weitere Forschungsarbeit benötigen**. Da der Fokus dieser Arbeit auf der „digitalen“ Bestimmung der Klopfgrenze liegt und die Modellierung „analoger“ Klopfereigenschaften⁴⁸ der planmäßige Schwerpunkt weiterer Forschungsarbeiten ist (z. B. im FVV-Projekt „EKIM“⁴⁹), beschränkt sich dieser Abschnitt auf die Vorstellung der Grundidee möglicher Ansätze.

⁴⁸Explizite Werte der Klopfhäufigkeit und Klopfintensität.

⁴⁹EKIM - Engine Knock Model for Future Fuels.

Anhand der Klopfhäufigkeit

Definitionsgemäß besteht zwischen der Klopfhäufigkeit und der Klopfintensität ein Zusammenhang, da ein Arbeitsspiel anhand seiner Klopfintensität als *klopfend* oder *nicht-klopfend* definiert wird. Daher ist die Idee des naheliegenden Ansatzes, dass ebendieser Zusammenhang modelliert werden könnte. Abbildung 7.3 zeigt ebendiesen Zusammenhang für 1038 Betriebspunkte, der auf Seite 139 aufgeführten variierten Betriebsbedingungen. Jeder einzelne Datenpunkt entspricht einem gemessenen Betriebspunkt mit seiner Klopfhäufigkeit. Die y-Werte repräsentieren den arithmetischen Mittelwert der Klopfintensität der jeweils 500 Einzelarbeitsspiele des entsprechenden Betriebspunktes. Um eine Vergleichbarkeit der unterschiedlichen Betriebspunkte zu gewährleisten, wird hierfür die normiert Klopfintensität KPP_{norm} verwendet.

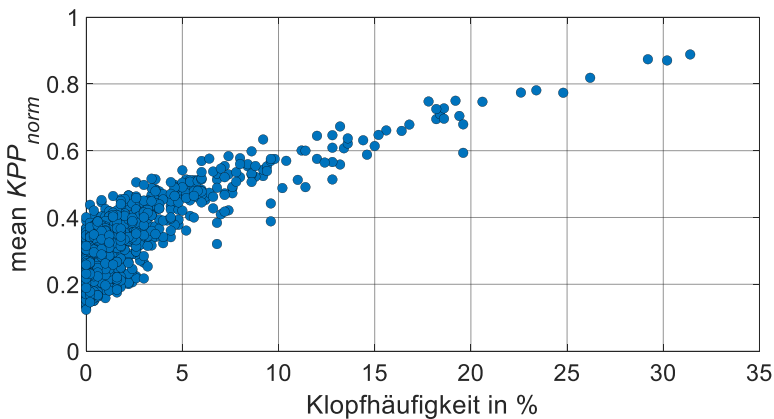


Abbildung 7.3: Zusammenhang Klopfhäufigkeit und Klopfintensität der mittleren Arbeitsspiele

Der erwartete definitionsgemäße Zusammenhang der beiden Größen ist deutlich in Abbildung 7.3 zu erkennen. Auf Grundlage dessen könnte nun die mittlere Klopfintensität ausgehend von einer prädiktiven Modellierung der Klopfhäufigkeit modelliert werden. Auch wenn dieser Zusammenhang deutlich erkennbar ist, wird hier auf dessen explizite Formulierung bewusst verzichtet. Vor allem für die Betrachtung synthetischer Kraftstoffe könnte dieser Zusammenhang wesentlich anders aussehen als hier dargestellt.

Weitere Ansätze

Wie in Abschnitt 5.3 dargestellt, basiert der Parameter Π_0 auf einer Dimensionsanalyse von Kleinschmidt [23], bei der die Zusammenhänge der Parameter ausgearbeitet wurden, welche die Intensität der Druckschwingungen infolge einer Selbstzündung beeinflussen. Daher könnten der Parameter Π_{SZ} sowie dessen vereinfachte Form Π_0 oder sogar der Parameter Π Rückschlüsse auf die Klopfintensität erlauben. Zusätzlich zu diesen theoretischen Überlegungen zeigt sich in Abbildung 5.8, dass der Wert von Π für frühere Schwerepunktlagen ansteigt. Frühere Schwerepunktlagen wiederum bewirken für gewöhnlich neben einer höheren Klopfhäufigkeit auch stärkere Klopfereignisse und somit größere mittlere Klopfintensitäten.

Eine weitere Ansatzmöglichkeit wäre eine Modellierung der Klopfintensität anhand der Parameter des Detonations-Diagramms von Bradley [24, 85, 95], welches die auftretende Selbstzündung in verschiedene Regime der Klopfintensität einteilt. Die Schwierigkeit dieses möglichen Ansatzes besteht momentan unter anderem darin, die Parameter des Detonations-Diagramms in 0D/1D-Simulationen verlässlich zu bestimmen [18].

8 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde die Klopfmodellierung in 0D/1D-Simulationen analysiert, welche aus zwei konsekutiven Modellen besteht. So wurde zunächst das erste Modell - das Selbstzündmodell - tiefgehend analysiert. Der untersuchte Ansatz bestimmt mithilfe vereinfacht berechneter Zündverzugszeiten zwei Livengood-Wu Integrale, um die zweistufige Selbstzündung von Benzin modellieren zu können. Zusätzlich zur phänomenologischen Berechnung der Zündverzugszeiten nach Fandakov [26] wurde deren Berechnung anhand eines künstlichen neuronalen Netzes vorgestellt, welche an sich eine potenziell hohe Genauigkeit zeigt, in ihrer untersuchten Form jedoch ausbaufähig ist und daher nicht weiter verwendet wird. Der phänomenologische Ansatz wurde zwar von Fandakov [26] anhand eines detaillierten Reaktionsmechanismus validiert, jedoch kann die Unsicherheit und Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten des detaillierten Reaktionsmechanismus selbst als nicht unwesentlich bezeichnet werden. Daher erweitert diese Arbeit die Validierung des untersuchten Selbstzündmodells, indem die vorhergesagten Selbstzündbeginne mit den tatsächlichen Klopfbeginn der Messdaten verglichen wurden. Da folglich zunächst die Klopfbeginne der Messdaten bestimmt werden mussten, wurde in dieser Arbeit eine automatisierte Methode vorgestellt, mit welcher der Klopfbeginn eines Einzelarbeitsspiels anhand dessen bandpassgefilterten indizierten Zylinderdruckverlauf zuverlässig und genau bestimmt werden kann.

Unter Verwendung der bestimmten, tatsächlichen Klopfbeginne der Messdaten wurde das Selbstzündmodell anhand ebendiesen valide analysiert. Dabei zeigte sich, dass das Selbstzündmodell ohne Kalibrierung deutlich erkennbare Ungenauigkeiten in der Vorhersage des Selbstzündbeginns aufweist. Um zu analysieren, ob diese Ungenauigkeiten infolge des Selbstzündmodells selbst oder infolge Ungenauigkeiten und Unsicherheiten des Modell-Inputs hervorgerufen werden, wurde eine aufwändige Kalibrierung des Selbstzündmodells durchgeführt. Infolge dieser Kalibrierung wird die Temperatur der unverbrannten Zone innerhalb des Selbstzündmodells angepasst, was hauptsächlich eine Korrektur der berechneten Zündverzugszeiten innerhalb deren Unsicherheit bewirkt und zusätzlich mögliche Temperatur-Hotspots am Ort

der Selbstzündung berücksichtigt. Die Kalibrierung wurde so abgestimmt, dass die vorhergesagten Selbstzündbeginne von 14 Betriebspunkten der „grundlegenden Variationen“ der Betriebsbedingungen sehr gut mit deren tatsächlichen Klopfbeginn übereinstimmen. Nur dank dieser Kalibrierung war eine valide Analyse und möglicherweise Weiterentwicklung des Selbstzündmodells an sich möglich, wofür anschließend fast 20 000 klopfende Einzelarbeitsspiele aus 230 Betriebspunkten untersucht wurden. Bei dieser Validierung zeigte sich, dass das Selbstzündmodell - dank Kalibrierung - die Selbstzündung mit einer mittleren Abweichung von 1,91 °KW genau vorhersagen und die unterschiedlichen Einflüsse der vielzählig variierten Betriebsbedingungen auf das Selbstzündverhalten gut abdecken kann.

Nachdem das Selbstzündmodell valide analysiert wurde, konnte der zweite Teil des Klopfmodells - das Klopfkriterium - valide untersucht werden. Zunächst wurden bisher vorhandene Klopfkriterien analysiert, wobei sich zeigte, dass sowohl eine Klopfbewertung bei konstantem Massenumsatz als auch das Grenzschicht-Klopfkriterium ungenügend sind und hier viel Verbesserungspotenzial besteht. So können die vorhandenen Klopfkriterien - trotz perfekter iterativer Kalibrierung - die Schwerpunktage an der Klopfgrenze für die Vielzahl an untersuchten Betriebsbedingungen mit einer mittleren Abweichung von 5,91 bzw. 5,20 °KW nur ungenau vorhersagen. Neben dieser großen quantitativen Abweichung von der tatsächlichen gemessenen Schwerpunktage an der Klopfgrenze ist vor allem der qualitative Fehler von großer Bedeutung. Diesbezüglich zeigte sich eine deutliche Abhängigkeit des Fehlers von der tatsächlichen Schwerpunktage an der Klopfgrenze, wobei dieser Trend bedeutet, dass die vorhandenen Klopfkriterien wichtige Einflüsse der Betriebsbedingungen auf die Klopfgrenze nicht berücksichtigen können und somit nur sehr eingeschränkt für Konzeptstudien geeignet sind. Da ebensolche Konzeptstudien jedoch besonders wichtig für die Weiterentwicklung der Fahrzeugantriebe und einem letztlich möglichst umweltfreundlichen Verkehrssektor sind, besteht eine große Notwendigkeit der Verbesserung des Klopfkriteriums.

Die Untersuchungen zeigten, dass der Zustand der Vorreaktionen bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ einen großen Einfluss auf das Klopfverhalten hat. Auch wenn dies als naheliegend erscheint, da ebendiese Vorreaktionen im unverbrannten Gemisch letztlich zu dessen Selbstzündung führen, wurde dieser Zusammenhang erstmals vom Autor entdeckt. So lassen sich anhand dieses Parameters $I_{k,SOC}$ viele wichtige Einflüsse der Betriebsbedingungen auf das Klopfverhalten berücksichtigen, wodurch $I_{k,SOC}$ schließlich für die beiden entwickelten Klopfkriterien von großer Bedeutung ist.

Das erste dieser Klopfkriterien wird als Pi-Kriterium oder auch als Hess-Kriterium bezeichnet. Für die Bewertung der auftretenden Selbstzündung wird der Parameter Π in Abhängigkeit von $I_{k,SOC}$ betrachtet, wobei der Parameter Π als Indikator für die Stärke der Druckschwingungen infolge der Selbstzündung betrachtet werden kann und sich nach mehreren Schritten aus einer Dimensionsanalyse Kleinschmidts [23] ableitet. Weiterhin konnte auch ein Zusammenhang zwischen dem Selbstzündbeginn und dem Vorreaktionszustand $I_{k,SOC}$ ausgearbeitet werden, auf dem das zweite entwickelte Klopfkriterium, das sogenannte CA-Kriterium, basiert. Beide neu entwickelten Klopfkriterien sind unabhängig voneinander als unterschiedliche Varianten anwendbar und aufgrund ihrer Ähnlichkeit analog in ihrer Anwendung. Zuerst muss das jeweils gewählte Klopfkriterium kalibriert werden, wofür die Messdaten lediglich zweier Betriebspunkte an der Klopfgrenze benötigt werden, anhand derer man eine lineare oder logarithmische Regressionskurve des Zusammenhangs von Π bzw. des Selbstzündbeginns und $I_{k,SOC}$ bildet.

Bei der Validierung der entwickelten Klopfkriterien zeigte sich, dass diese jeweils eine sehr deutliche Verbesserung im Vergleich zu den bisher vorhandenen Klopfkriterien darstellen. So liegt die mittlere Abweichung der modellierten Klopfgrenze beim Pi-Kriterium bei lediglich 1,25 °KW - was vier- bis fünfmal genauer ist als bei den bisher vorhandenen Klopfkriterien. Darüber hinaus ist der erwähnte Trend des Fehlers in Abhängigkeit der tatsächlichen Schwerpunktlage an der Klopfgrenze - der in den vorhandenen Klopfkriterien deutlich erkennbar ist - beim Pi-Kriterium nicht mehr vorhanden. Dies beweist, dass das Pi-Kriterium die Einflüsse aller untersuchten variierenden Betriebsbedingungen auf die Klopfgrenze sehr gut abdeckt. Das zweite entwickelte Klopfkriterium, das CA-Kriterium, ist zwar nicht ganz so genau wie das Pi-Kriterium, dennoch ist es mit einer mittleren Abweichung von 1,87 °KW und einem nur geringen Trend des Fehlers über der Schwerpunktlage noch immer etwa dreimal genauer als die bisher vorhandenen Klopfkriterien. Aufgrund der höheren Genauigkeit und der zugrundeliegenden Gleichung zur Berechnung von Π , wurde das Pi-Kriterium als Klopfkriterium empfohlen und noch detaillierter untersucht.

Bei den weiteren Untersuchungen des Pi-Kriteriums wurden zunächst die unterschiedlichen Variationen der Betriebsbedingungen einzeln dargestellt, wobei deutlich wurde, dass das Pi-Kriterium das Verhalten der Klopfgrenze sehr gut modelliert. Dies gilt selbst für Variationen der Gemischzusammensetzung (Verbrennungsluftverhältnis und externe AGR), obwohl solche Messdaten nicht bei der Entwicklung der Klopfkriterien berücksichtigt wurden. Abschließend wurden „reale“, industriennahe Anwendungsfälle nachgestellt, denn die

meisten Arbeiten zeigen nur das bestmögliche Potenzial, aber nicht das reale Potenzial - jedoch ist ebendieses wichtig für die praktische Anwendung. Bei diesen Untersuchungen zeigte sich, dass das Klopfmodell unter Verwendung des Pi-Kriteriums die Klopfgrenze, unabhängig von deren genauer Definition, sehr genau vorhersagen kann. Außerdem wurden die Auswirkungen einer absichtlichen Fehlkalibrierung des Selbstzündmodells und des Klopfkriteriums untersucht - denn in der „realen“, industrienahen Anwendung kann in der Regel keine perfekte Kalibrierung gewährleistet werden, weshalb eine gewisse Fehlertoleranz gegenüber einer möglicherweise schlechten Kalibrierung sehr wichtig ist. Hierbei zeigte sich, dass selbst mit absichtlicher, deutlich schlechter Kalibrierung des Pi-Kriteriums die Klopfgrenze mit 2,00 °KW noch immer etwa 2,5- bis dreimal so genau vorhergesagt wird wie von den perfekt kalibrierten bisher vorhandenen Klopfkriterien. Diese Fehlertoleranz und hohe Genauigkeit ist sehr wertvoll, weil dies bedeutet, dass notfalls - wenn keine Messdaten vorhanden sind - auch auf Erfahrungswerte für die Kalibrierung des Klopfkriteriums zurückgegriffen werden kann und die Klopfgrenze dennoch potenziell genau vorhergesagt werden kann. Somit eignet sich das Pi-Kriterium auch sehr gut für Konzeptstudien und kann daher einen wichtigen Teil zur Verbesserung der Motorentwicklung anhand 0D/1D-Simulationen beitragen. Darüber hinaus wurde in dieser Arbeit noch ein Ansatz zur Modellierung der Klopfhäufigkeit eines Betriebspunktes vorgestellt, der bereits in weiterführenden Forschungsarbeiten aufgegriffen wurde [15–18]. Die zuvor erwähnten Klopfkriterien bestimmen, ob ein Betriebspunkt dessen Klopfgrenze überschritten hat oder nicht und liefern somit einen „digitalen“ Output. Im Gegensatz dazu bietet der Drei-Parameter-Ansatz zur Modellierung der Klopfhäufigkeit einen „analogen“ Output, indem er explizite Werte der Klopfhäufigkeit ausgibt. Dieser Ansatz wurde anhand einer Druckverlaufsanalyse der Messdaten entwickelt und validiert, wobei sich gezeigt hat, dass er die Klopfhäufigkeit prinzipiell genau modellieren kann. Abschließend wurden Ansätze vorgestellt, die als möglicher Ausgangspunkt einer Modellierung der Klopfintensität herangezogen werden können. Dies kann vor allem im Hinblick auf synthetische Kraftstoffe von zunehmender Bedeutung sein, was bereits Teil der Forschung ist (FVV-Projekt „EKIM“).

Der Autor sieht das größte Verbesserungspotenzial der 0D/1D-Klopfmodellierung nun in der Selbstzündmodellierung. Dies zeigt sich unter anderem daran, dass die Schwerpunktfrage dank der neuen Klopfkriterien nun genauer vorhergesagt werden kann, als der Selbstzündbeginn - obwohl die Modellierung der Schwer-

punktlage auf der Selbstzündmodellierung aufbaut. Der größte Schwachpunkt ist, dass das Selbstzündmodell eine sehr aufwändige Kalibrierung benötigt, um die Selbstzündbeginne optimal modellieren zu können. Da diese Kalibrierung hauptsächlich die berechneten Zündverzugszeiten im Bereich ihrer Unsicherheit und Ungenauigkeit korrigiert, könnte deren genauere Berechnung zu einer höheren Genauigkeit des Selbstzündmodells führen. Dies hätte den ebenfalls signifikanten Zusatzeffekt, dass die durchaus aufwändige Kalibrierung des Selbstzündmodells an Wichtigkeit verlieren würde, was neben der erhöhten Genauigkeit eine deutlich einfachere und schnellere sowie robustere und weniger fehleranfällige Anwendung des Klopfmodells ermöglichen würde.

Die entwickelten Klopfkriterien wurden anhand einer Vielzahl an variierten Betriebsbedingungen validiert, wozu auch vier verschiedene Benzin-Kraftstoffe gehörten. Dennoch ist gerade im Hinblick auf zukünftige Entwicklungen in der Motorenentwicklung interessant, ob die Genauigkeit auch bei synthetischen Kraftstoffen ähnlich hoch ist. Daher soll einer der Forschungsaspekte des FVV-Projekts „EKIM“ darin liegen, das Klopfmodell in der Anwendung von synthetischen Kraftstoffen zu testen und gegebenenfalls weiterzuentwickeln. Dort wird sich anhand von Wasserstoff, Methan und Ammoniak zeigen, ob beim Pi-Kriterium kraftstoffspezifische Größen in Π aufgenommen werden müssen, ob ein kraftstoffspezifischer Offset von Π genügt oder ob Π in seiner hier gezeigten Form bereits ausreichend genaue Ergebnisse liefert.

Mithilfe des Drei-Parameter-Ansatzes kann die Klopfhäufigkeit eines Betriebspunktes potenziell modelliert werden. Jedoch wurde in dieser Arbeit lediglich gezeigt, dass dies funktioniert, sofern Messdaten vorliegen, weshalb der hier gezeigte Ansatz nicht prädiktiv ist. Fajt [18] griff diesen Ansatz bereits auf und untersucht Möglichkeiten zur prädiktiven Anwendung dieses Ansatzes mit dem Ziel eines prädiktiven Klopfreglers für Serienmotoren. Weiterhin kann dieser Ansatz, neben den aufgeführten Ansätzen einer möglichen Modellierung der Klopfintensität, ebenfalls im FVV-Projekt „EKIM“ aufgegriffen und weiterentwickelt werden.

Somit lässt sich festhalten, dass diese Arbeit auch als mögliche Basis für neue „analoge“ Klopfmodelle dienen kann, bei denen neben der Bestimmung der Klopfgrenze möglicherweise auch noch explizite Werte der Klopfhäufigkeit oder -intensität ausgegeben werden könnten. Solche Modelle könnten sowohl die Motorenentwicklung in 0D/1D-Simulationen weiter verbessern als auch als Grundlage für mögliche prädiktive Klopfregler in Serienmotoren dienen. Letztere könnten im Vergleich zu den momentan reaktiven Klopfreglern dabei

helfen, sowohl Kraftstoff als auch CO₂-Emissionen einzusparen.

Neben solchen möglichen zukünftigen Anwendungen, gibt es aber auch schon direkte Anwendungen. So verbessert das entwickelte Klopfmodell den Stand der Forschung sehr deutlich, ermöglicht valide simulative Konzeptstudien und legt dadurch die simulative Grundlage einer erfolgreichen Weiterentwicklung von Fahrzeugantrieben. Daher wird das Klopfmodell bereits heute im UserCylinder® von unterschiedlichen Herstellern für die Motorenentwicklung verwendet und hilft auf diese Weise die Treibhausgasemissionen des Verkehrssektors weiter zu senken.

Literatur

- [1] U. Kramer u. a. *FVV Fuel Study IVb - Transformation of European mobility to the GHG-neutral post-fossil age*. Final Report H1313. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V, 2022.
- [2] U. Kramer u. a. *Future Fuels: FVV Fuels Study IV*. Final Report 1269. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V, 2021.
- [3] U. Kramer u. a. “Klimaneutrales Fahren in 2050: Optionen zur vollständigen Defossilisierung des Transportsektors. Betrachtungen auf Basis der "FVV-Kraftstoffstudie 2018"”. In: *40. Internationales Wiener Motorensymposium 15.-17.Mai 2019*. Düsseldorf: VDI Verlag, 2019, S. II–143. DOI: 10.51202/9783186811127-II-143.
- [4] S. Adelung u. a. *NAMOSYN - Nachhaltige Mobilität durch synthetische Kraftstoffe*. Abschlussbericht. DECHEMA Gesellschaft für Chemische Technik und Biotechnologie e.V, 2022.
- [5] T. Bierkandt, M. Severin, S. Ehrenberger und M. Köhler. *Kurzstudie: Klimaneutrale synthetische Kraftstoffe im Verkehr*. 2018.
- [6] B. Bäuerle. “Untersuchung der zeitlichen Entwicklung von Klopfzentren im Endgas eines Zweitakt-Ottomotors mittels zweidimensionaler laserinduzierter Fluoreszenz von Formaldehyd”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2001. DOI: 10.18419/opus-1531.
- [7] J. B. Heywood. *Internal combustion engine fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. ISBN: 978-0070286375.
- [8] J. Fitton und R. Nates. “Knock Erosion in Spark-Ignition Engines”. In: *SAE Technical Paper Series 962102* (1996). DOI: 10.4271/962102.
- [9] B. Grandin und I. Denbratt. “The Effect of Knock on Heat Transfer in SI Engines”. In: *SAE Technical Paper Series 2002-01-0238* (2002). DOI: 10.4271/2002-01-0238.

- [10] Y. Harigaya, F. Toda, S. Ohyagi und H. Tsuji. “Surface Temperature and Wall Heat Flux in a Spark-Ignition Engine Under Knocking and Non-Knocking Conditions”. In: *SAE Technical Paper Series 891795* (1989). DOI: 10.4271/891795.
- [11] J.-H. Lu u. a. “Effect of Knock on Time-Resolved Engine Heat Transfer”. In: *SAE Technical Paper Series 890158* (1989). DOI: 10.4271/890158.
- [12] R. R. Maly, R. Klein, N. Peters und G. König. “Theoretical and Experimental Investigation of Knock Induced Surface Destruction”. In: *SAE Technical Paper Series 900025* (1990). DOI: 10.4271/900025.
- [13] E. Ollivier, J. Bellettre, M. Tazerout und G. C. Roy. “Detection of knock occurrence in a gas SI engine from a heat transfer analysis”. In: *Energy Conversion and Management* 47.7-8 (2006), S. 879–893. DOI: 10.1016/j.enconman.2005.06.019.
- [14] M. Syrimis und D. N. Assanis. “Piston Heat Transfer Measurements Under Varying Knock Intensity in a Spark-Ignition Engine”. In: *SAE Technical Paper Series 971667* (1997). DOI: 10.4271/971667.
- [15] M. Blomberg, N. Fajt und L. Leyens. *Fast Knocking Prediction for Gasoline Engines*. Final Report 1370. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V., 2022.
- [16] N. Fajt, M. Grill, M. Bargende und A. Kulzer. “Knock Frequency-Based Knock Control”. In: *SAE Technical Paper Series 2022-01-5043* (2022). DOI: 10.4271/2022-01-5043.
- [17] N. Fajt, M. Grill und M. Bargende. “Knock Probability Prediction and its Potential for a Knock Control Application”. In: *International Conference on Ignition Systems for Gasoline Engines - International Conference on Knocking in Gasoline Engines*. Expert Verlag, 2022, S. 537–554.
- [18] N. Fajt. “Investigation of cyclic combustion variability & development of a predictive knock controller”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2022. DOI: 10.18419/opus-12475.
- [19] M. Holmes, D. A. R. W. Willcocks und B. J. Bridgens. “Adaptive Ignition and Knock Control”. In: *SAE Technical Paper Series 885065* (2002). DOI: 10.4271/885065.

- [20] U. Kiencke und L. Nielsen. *Automotive control systems*. Berlin: Springer, 2005. DOI: 10.1007/b137654.
- [21] K. Reif. *Ottomotor-Management im Überblick*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2015. DOI: 10.1007/978-3-658-09524-6.
- [22] X. Zhen u. a. “The engine knock analysis - An overview”. In: *Applied Energy* 92 (2012), S. 628–636. DOI: 10.1016/j.apenergy.2011.11.079.
- [23] W. Kleinschmidt. “Selbstzündung im Klopfgrenzbereich von Serienmotoren”. In: *Klopfregelung für Ottomotoren II*. Expert Verlag, 2006. ISBN: 9783816926740.
- [24] D. Bradley, C. Morley, X. J. Gu und D. R. Emerson. “Amplified Pressure Waves During Autoignition: Relevance to CAI Engines”. In: *SAE Technical Paper Series 2002-01-2868* (2002). DOI: 10.4271/2002-01-2868.
- [25] M. Grill, D. Rether und M. T. Keskin. *FKFS UserCylinder®*. URL: <https://www.usercylinder.com>.
- [26] A. Fandakov. *A Phenomenological Knock Model for the Development of Future Engine Concepts*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2019. DOI: 10.1007/978-3-658-24875-8.
- [27] R. Pischinger. *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Dritte Auflage. Vienna: Springer Vienna, 2009. DOI: 10.1007/978-3-211-99277-7.
- [28] M. Grill und M. Bargende. “The Development of an Highly Modular Designed Zero-Dimensional Engine Process Calculation Code”. In: *SAE International Journal of Engines* 3.1 (2010), S. 1–11. DOI: 10.4271/2010-01-0149.
- [29] M. Bargende. “Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren”. Dissertation. TH Darmstadt, 1991.
- [30] G. Woschni. “A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine”. In: *SAE Transactions* 76 (1967), S. 3065–3083. ISSN: 0096736X.

- [31] N. C. Blizard und J. C. Keck. “Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines”. In: *1974 Automotive Engineering Congress and Exposition*. 1974. DOI: 10.4271/740191.
- [32] R. J. Tabaczynski, C. R. Ferguson und K. Radhakrishnan. “A Turbulent Entrainment Model for Spark-Ignition Engine Combustion”. In: *SAE Technical Paper 770647* (1977). DOI: 10.4271/770647.
- [33] M. Grill. “Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2006.
- [34] M. Grill, T. Billinger und M. Bargende. “Quasi-Dimensional Modeling of Spark Ignition Engine Combustion with Variable Valve Train”. In: *SAE Technical Paper Series 2006-01-1107* (2006). DOI: 10.4271/2006-01-1107.
- [35] M. T. Keskin. *Modell zur Vorhersage der Brennrate in der Betriebsart kontrollierte Benzinselbstzündung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2016. DOI: 10.1007/978-3-658-15065-5.
- [36] M. Wenig. “Simulation der ottomotorischen Zyklenschwankungen”. Dissertation. Universität Stuttgart, 2013. DOI: 10.18419/opus-4561.
- [37] J. C. Livengood und P. C. Wu. “Correlation of autoignition phenomena in internal combustion engines and rapid compression machines”. In: *Symposium (International) on Combustion* 5.1 (1955), S. 347–356. DOI: 10.1016/S0082-0784(55)80047-1.
- [38] A. Fandakov, M. Grill, M. Bargende und A. Casal Kulzer. “Investigation of thermodynamic and chemical influences on knock for the working process calculation”. In: *17. Internationales Stuttgarter Symposium. Proceedings*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2017, S. 107–122. DOI: 10.1007/978-3-658-16988-6_13.
- [39] A. Fandakov, M. Grill, M. Bargende und A. C. Kulzer. “A Two-Stage Knock Model for the Development of Future SI Engine Concepts”. In: *SAE Technical Paper Series 2018-01-0855* (2018). DOI: 10.4271/2018-01-0855.
- [40] S. Tanaka. “Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives”. In: *Combustion and Flame* 132.1-2 (2003), S. 219–239. DOI: 10.1016/S0010-2180(02)00457-1.

- [41] W. Jost. “Knock reaction”. In: *Symposium (International) on Combustion* 9.1 (1963), S. 1013–1022. DOI: [10.1016/S0082-0784\(63\)80107-1](https://doi.org/10.1016/S0082-0784(63)80107-1).
- [42] A. D. B. Yates und C. L. Viljoen. “An Improved Empirical Model for Describing Auto-ignition”. In: *SAE Technical Paper Series 2008-01-1629* (2008). DOI: [10.4271/2008-01-1629](https://doi.org/10.4271/2008-01-1629).
- [43] J. J. Hernández, M. Lapuerta und J. Sanz-Argent. “Autoignition prediction capability of the Livengood-Wu correlation applied to fuels of commercial interest”. In: *International Journal of Engine Research* 15.7 (2014), S. 817–829. DOI: [10.1177/1468087414521614](https://doi.org/10.1177/1468087414521614).
- [44] J. Pan, P. Zhao, C. K. Law und H. Wei. “A predictive Livengood-Wu correlation for two-stage ignition”. In: *International Journal of Engine Research* 17.8 (2016), S. 825–835. DOI: [10.1177/1468087415619516](https://doi.org/10.1177/1468087415619516).
- [45] J. Pan u. a. “The role of low temperature chemistry in combustion mode development under elevated pressures”. In: *Combustion and Flame* 174.8 (2016), S. 179–193. DOI: [10.1016/j.combustflame.2016.09.012](https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2016.09.012).
- [46] L. Cai u. a. *Knock with EGR at full load: investigation and modeling of the influence of EGR on engine knock*. Final Report 1144. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V., 2017.
- [47] A. Fandakov, M. Grill, M. Bargende und A. C. Kulzer. “Two-Stage Ignition Occurrence in the End Gas and Modeling Its Influence on Engine Knock”. In: *SAE International Journal of Engines* 10.4 (2017), S. 2109–2128. DOI: [10.4271/2017-24-0001](https://doi.org/10.4271/2017-24-0001).
- [48] S. Schnaubelt. “Numerische Analyse des Selbstzündverhaltens einzelner Brennstofftropfen”. Dissertation. Universität Bremen, 2005. ISBN: 978-3-18-352806-6.
- [49] H. Song und H. H. Song. “Knock Prediction of Two-Stage Ignition Fuels with Modified Livengood-Wu Integration Model by Cool Flame Elimination Method”. In: *SAE Technical Paper Series 2016-01-2294* (2016). DOI: [10.4271/2016-01-2294](https://doi.org/10.4271/2016-01-2294).
- [50] L. Cai und H. G. Pitsch. “Optimized chemical mechanism for combustion of gasoline surrogate fuels”. In: *Combustion and Flame* 162.5 (2015), S. 1623–1637. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.11.018>.

- [51] G. A. Weisser. “Modelling of combustion and nitric oxide formation for medium-speed DI diesel engines: A comparative evaluation of zero- and three-dimensional approaches”. Dissertation. ETH Zürich, 2001. DOI: [10.3929/ethz-a-004317089](https://doi.org/10.3929/ethz-a-004317089).
- [52] M. Hess, M. Grill, M. Bargende und A. Kulzer. “Knock Model Covering Thermodynamic and Chemical Influences on the Two-Stage Auto-Ignition of Gasoline Fuels”. In: *SAE Technical Paper Series 2021-01-0381* (2021). DOI: [10.4271/2021-01-0381](https://doi.org/10.4271/2021-01-0381).
- [53] S. M. Burke u. a. “An experimental and modeling study of propene oxidation. Part 2: Ignition delay time and flame speed measurements”. In: *Combustion and Flame* 162.2 (2015), S. 296–314. DOI: [10.1016/j.combustflame.2014.07.032](https://doi.org/10.1016/j.combustflame.2014.07.032).
- [54] R. K. Barton, S. S. Lestz und L. C. Duke. “Knock Intensity as a Function of Engine Rate of Pressure Change”. In: *SAE Technical Paper Series 700061* (1970). DOI: [10.4271/700061](https://doi.org/10.4271/700061).
- [55] V. Arrigoni, G. Cornetti, B. Gaetani und P. Ghezzi. “Quantitative Systems for Measuring Knock”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 186.1 (1972), S. 575–583. DOI: [10.1177/002034837218600137](https://doi.org/10.1177/002034837218600137).
- [56] W. R. Leppard. “Individual-Cylinder Knock Occurrence and Intensity in Multicylinder Engines”. In: *SAE Technical Paper Series 820074* (1982). DOI: [10.4271/820074](https://doi.org/10.4271/820074).
- [57] G. Benson, E. A. Fletcher, T. E. Murphy und H. C. Scherrer. “Knock (Detonation) Control by Engine Combustion Chamber Shape”. In: *SAE Technical Paper Series 830509* (1983). DOI: [10.4271/830509](https://doi.org/10.4271/830509).
- [58] W. Lee und H. J. Schaefer. “Analysis of Local Pressures, Surface Temperatures and Engine Damages under Knock Conditions”. In: *SAE Technical Paper Series 830508* (1983). DOI: [10.4271/830508](https://doi.org/10.4271/830508).
- [59] N. Adolph. “Messung des Klopfens an Ottomotoren”. Dissertation. RWTH Aachen, 1984.
- [60] J. Klimstra. “The Knock Severity Index - A Proposal for a Knock Classification Method”. In: *SAE Technical Paper Series 841335* (1984). DOI: [10.4271/841335](https://doi.org/10.4271/841335).

- [61] C. V. Ferraro, M. Marzano und P. Nuccio. "Knock-Limit Measurement in High-Speed S. I. Engines". In: *SAE Technical Paper Series 850127* (1985). DOI: 10.4271/850127.
- [62] M. D. Checkel und J. D. Dale. "Computerized Knock Detection from Engine Pressure Records". In: *SAE Technical Paper Series 860028* (1986). DOI: 10.4271/860028.
- [63] M. D. Checkel und J. D. Dale. "Testing a Third Derivative Knock Indicator on a Production Engine". In: *SAE Technical Paper Series 861216* (1986). DOI: 10.4271/861216.
- [64] H. Ando, J. Takemura und E. Koujina. "A Knock Anticipating Strategy Basing on the Real-Time Combustion Mode Analysis". In: *SAE Technical Paper Series 890882* (1989). DOI: 10.4271/890882.
- [65] M. D. Checkel und J. D. Dale. "Pressure Trace Knock Measurement in a Current S.I. Production Engine". In: *SAE Technical Paper Series 890243* (1989). DOI: 10.4271/890243.
- [66] K. M. Chun und J. B. Heywood. "Characterization of Knock in a Spark-Ignition Engine". In: *SAE Technical Paper Series 890156* (1989). DOI: 10.4271/890156.
- [67] M. Haghgooei. "Effects of Fuel Octane Number and Inlet Air Temperature on Knock Characteristics of a Single Cylinder Engine". In: *SAE Technical Paper Series 902134* (1990). DOI: 10.4271/902134.
- [68] G. König und C. G. W. Sheppard. "End Gas Autoignition and Knock in a Spark Ignition Engine". In: *SAE Technical Paper Series 902135* (1990). DOI: 10.4271/902135.
- [69] T. H. Valtadoros, V. W. Wong und J. B. Heywood. "Engine Knock Characteristics at the Audible Level". In: *SAE Technical Paper Series 910567* (1991). DOI: 10.4271/910567.
- [70] K. Burgdorf und I. Denbratt. "Comparison of Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods". In: *SAE Technical Paper Series 972932* (1997). DOI: 10.4271/972932.
- [71] M. F. Brunt, C. R. Pond und J. Biundo. "Gasoline Engine Knock Analysis using Cylinder Pressure Data". In: *SAE Technical Paper Series 980896* (1998). DOI: 10.4271/980896.

- [72] K. Burgdorf und J. Chomiak. "A New Knock Form - an Experimental Study". In: *SAE Technical Paper Series 982589* (1998). DOI: 10.4271/982589.
- [73] K. Burgdorf und I. Denbratt. "A Contribution to Knock Statistics". In: *SAE Technical Paper Series 982475* (1998). DOI: 10.4271/982475.
- [74] R. Worret, S. Bernhardt, F. Schwarz und U. Spicher. "Application of Different Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods in Spark Ignition Engines". In: *SAE Technical Paper Series 2002-01-1668* (2002). DOI: 10.4271/2002-01-1668.
- [75] C. Elmqvist u. a. "Optimizing Engine Concepts by Using a Simple Model for Knock Prediction". In: *SAE Technical Paper Series 2003-01-3123* (2003). DOI: 10.4271/2003-01-3123.
- [76] J. Lasocki. "Engine knock detection and evaluation: a review". In: *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* 109.5 (2017), S. 41–50.
- [77] F. Bi u. a. "Knock Detection in Spark Ignition Engines Base on Complementary Ensemble Empirical Mode Decomposition-Hilbert Transform". In: *Shock and Vibration* 2016.2 (2016), S. 1–17. DOI: 10.1155/2016/9507540.
- [78] L. Zhang, P. Shen und F. Bi. "Engine knock detection and intensity evaluation based on sparse maximum correlation kurtosis devonvolution". In: *2020 5th International Conference on Information Science, Computer Technology and Transportation (ISCTT)*. 2020, S. 598–605. DOI: 10.1109/ISCTT51595.2020.00114.
- [79] M. Blomberg u. a. *Basismodell Klopfen und Einflussgrößen - Weiterentwicklung von Klopfmodellen für die 0D/1D-Motorprozessrechnung für aktuelle und zukünftige Anforderungen*. Abschlussbericht 1253. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen (FVV) e.V., 2021.
- [80] S. Cho u. a. "Prediction Modeling and Analysis of Knocking Combustion using an Improved 0D RGF Model and Supervised Deep Learning". In: *Energies* 12.5 (2019), S. 844. DOI: 10.3390/en12050844.
- [81] R. Schießl und U. Maas. "Analysis of endgas temperature fluctuations in an si engine by laser-induced fluorescence". In: *Combustion and Flame* 133.1-2 (2003), S. 19–27. DOI: 10.1016/S0010-2180(02)00538-2.

- [82] R. Schießl, A. Schubert und U. Maas. "Temperature Fluctuations in the Unburned Mixture: Indirect Visualisation Based on LIF and Numerical Simulations". In: *SAE Technical Paper Series 2006-01-3338* (2006). DOI: 10.4271/2006-01-3338.
- [83] M. Kratzsch und M. Günther. *Ottomotorisches Klopfen - Irreguläre Verbrennung*. Expert Verlag, 2011. ISBN: 9783816930471.
- [84] G. König u. a. "Role of Exothermic Centres on Knock Initiation and Knock Damage". In: *SAE Technical Paper Series 902136* (1990). DOI: 10.4271/902136.
- [85] L. Bates, D. Bradley, G. Paczko und N. Peters. "Engine hot spots: Modes of auto-ignition and reaction propagation". In: *Combustion and Flame* 166.4 (2016), S. 80–85. DOI: 10.1016/j.combustflame.2016.01.002.
- [86] D. E. Franzke. "Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung und zur Vorausberechnung der Klopfgrenze". Dissertation. TU München, 1981.
- [87] W. S. Wayne, N. Clark und C. Atkinson. "Numerical Prediction of Knock in a Bi-Fuel Engine". In: *SAE Technical Paper Series 982533* (1998). DOI: 10.4271/982533.
- [88] A. A. Burluka u. a. "The Influence of Simulated Residual and NO Concentrations on Knock Onset for PRFs and Gasolines". In: *SAE Technical Paper Series 2004-01-2998* (2004). DOI: 10.4271/2004-01-2998.
- [89] A. Schmid, M. Grill, H.-J. Berner und M. Bargende. "Ein neuer Ansatz zur Vorhersage des ottomotorischen Klopfens". In: *3. IAV-Tagung Ottomotorisches Klopfen*. 2010, S. 256–277.
- [90] B. Hoepke, S. Jannsen, E. Kasseris und W. K. Cheng. "EGR Effects on Boosted SI Engine Operation and Knock Integral Correlation". In: *SAE International Journal of Engines* 5.2 (2012), S. 547–559. DOI: 10.4271/2012-01-0707.
- [91] L. Chen, T. Li, T. Yin und B. Zheng. "A predictive model for knock onset in spark-ignition engines with cooled EGR". In: *Energy Conversion and Management* 87.2 (2014), S. 946–955. DOI: 10.1016/j.enconman.2014.08.002.

- [92] K. F. H. M. Steurs. “Cycle-resolved analysis and modeling of knock in a homogeneous charge spark ignition engine fueled by ethanol and iso-octane”. Dissertation. ETH Zurich, 2014. DOI: [10.3929/ethz-a-010277838](https://doi.org/10.3929/ethz-a-010277838).
- [93] C. Netzer u. a. “Engine Knock Prediction and Evaluation Based on Detonation Theory Using a Quasi-Dimensional Stochastic Reactor Model”. In: *SAE Technical Paper Series 2017-01-0538* (2017). DOI: [10.4271/2017-01-0538](https://doi.org/10.4271/2017-01-0538).
- [94] C. Netzer. “Simulation and assessment of engine knock events”. Dissertation. BTU Cottbus-Senftenberg, 2019.
- [95] X. J. Gu, D. R. Emerson und D. Bradley. “Modes of reaction front propagation from hot spots”. In: *Combustion and Flame* 133.1-2 (2003), S. 63–74. DOI: [10.1016/S0010-2180\(02\)00541-2](https://doi.org/10.1016/S0010-2180(02)00541-2).
- [96] M. Hess, M. Grill, M. Bargende und A. Kulzer. “New Criteria for 0D/1D Knock Models to Predict the Knock Boundary for Different Gasoline Fuels”. In: *SAE Technical Paper Series 2021-01-0377* (2021). DOI: [10.4271/2021-01-0377](https://doi.org/10.4271/2021-01-0377).
- [97] M. Hess, M. Grill und M. Bargende. “0D/1D Knock Criterion to Predict the Knock Boundary of SI Engines”. In: *International Conference on Ignition Systems for Gasoline Engines - International Conference on Knocking in Gasoline Engines*. Expert Verlag, 2022, S. 377–399. ISBN: 9783816935445.
- [98] M. Hess, M. Grill, M. Bargende und A. C. Kulzer. “Two-Stage 0D/1D Knock Model to Predict the Knock Boundary of SI Engines”. In: *21. Internationales Stuttgarter Symposium*. Bd. II. Proceedings. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021, S. 514–530. DOI: [10.1007/978-3-658-33466-6_37](https://doi.org/10.1007/978-3-658-33466-6_37).
- [99] B. Kröse und P. van der Smagt. *An Introduction to Neural Networks*. 1996.
- [100] M. R. del Aguila u. a. “Neural Networks and Statistics: A Review of the Literature”. In: *Soft Methodology and Random Information Systems*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2004, S. 597–604. DOI: [10.1007/978-3-540-44465-7_74](https://doi.org/10.1007/978-3-540-44465-7_74).

- [101] A. Broatch, C. Guardiola, P. Bares und F. D. Denia. “Determination of the resonance response in an engine cylinder with a bowl-in-piston geometry by the finite element method for inferring the trapped mass”. In: *International Journal of Engine Research* 17.5 (2016), S. 534–542. DOI: 10.1177/1468087415589701.
- [102] M. P. Mally. “Experimentelle und numerische Untersuchung von gekühlter Abgasrückführung an der Vollast eines aufgeladenen Ottomotors”. Dissertation. RWTH Aachen, 2021.
- [103] R. Novella, B. Pla, P. Bares und I. Jiménez. “Acoustic characterization of combustion chambers in reciprocating engines: An application for low knocking cycles recognition”. In: *International Journal of Engine Research* 23.1 (2022), S. 120–131. DOI: 10.1177/1468087420980565.
- [104] C. S. Draper. *The physical effects of detonation in closed cylindrical chamber*. Report No. 493, National Advisory Committee for Aeronautics. Washington, D.C., 1934.
- [105] A. Di Gaeta, V. Giglio, G. Police und N. Rispoli. “Modeling of in-cylinder pressure oscillations under knocking conditions: A general approach based on the damped wave equation”. In: *Fuel* 104 (2013), S. 230–243. DOI: 10.1016/j.fuel.2012.07.066.

Anhang

A1 Zündverzugszeiten anhand eines künstlichen neuronalen Netzes

Berechnung der Modellparameter

Neben der in Abschnitt 3.2 beschriebenen phänomenologischen Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} , können diese auch mithilfe eines künstlichen neuronalen Netzes (ANN, englisch *Artificial neural network*) bestimmt werden. Analog zu dem in Abschnitt 3.2 beschriebenen Vorgehen, werden die drei Modellparameter gemäß Gleichung (3.3) und (3.4) in den zweistufigen Ansatz der Selbstzündberechnung eingesetzt. Die generellen Grundlagen eines solchen künstlichen neuronalen Netzes sind in der entsprechenden Fachliteratur (z. B. [99] und [100]) nachzulesen. Im Folgenden wird die Berechnung der drei Modellparameter anhand des, im Rahmen des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ [79] angewandten, künstlichen neuronalen Netzes verkürzt festgehalten.

Künstliche neuronale Netze setzen sich aus mehreren sukzessiv angeordneten Ebenen zusammen. Diese Ebenen können als Tensoren verstanden werden, wobei in dem verwendeten künstlichen neuronalen Netz jede Ebene einem Spaltenvektor entspricht. Die einzelnen Einträge der Spaltenvektoren werden als Neuronen innerhalb des Netzes bezeichnet, wobei jedes Neuron mit jedem Neuron der vorherigen sowie nachfolgenden Ebene verknüpft ist - wie in Abbildung A1.1 schematisch dargestellt. Um auch nichtlineare Abhängigkeiten zwischen den Ebenen abbilden zu können, erhält jedes Neuron eine nichtlineare Aktivierungsfunktion - in diesem Fall *tanh*. Darüber hinaus erhält jedes Neuron einen festen Wert (*Bias*), der unabhängig von den anderen Werten des Netzes ist, wodurch sich für jedes Neuron eine Abhängigkeit von den Neuronen der vorherigen Ebene und ein fixes Bias ergibt. Schließlich können gemäß der in [79] gezeigten Gleichungen die Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} auf Grundlage des künstlichen neuronalen Netzes berechnet werden. Sie sind gültig

für Drücke zwischen 10 und 100 bar, Temperaturen von 625 bis 1250 K, AGR-Raten bis 40 % und Verbrennungsluftverhältnisse zwischen 0,25 und 4. Der größte Unterschied zwischen den beiden Methoden zur Bestimmung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} liegt darin, dass das künstliche neuronale Netz auf rein mathematischen Regressionsmodellen basiert, wohingegen die zuvor beschriebene phänomenologische Berechnung (Gleichung (3.5) bis (3.11)) auf Grundlage physikalisch basierter Zusammenhänge entwickelt wurde. Dies bedeutet, dass das künstliche neuronale Netz innerhalb des untersuchten Parameterraums eine sinnvolle Interpolation der Modellparameter gewährleistet, jedoch bei einer Extrapolation schnell versagen kann [79]. Im Gegensatz dazu liefert die zuerst gezeigte phänomenologische Berechnung der Modellparameter (Gleichung (3.5) bis (3.11)) bei einer Extrapolation bessere Ergebnisse.

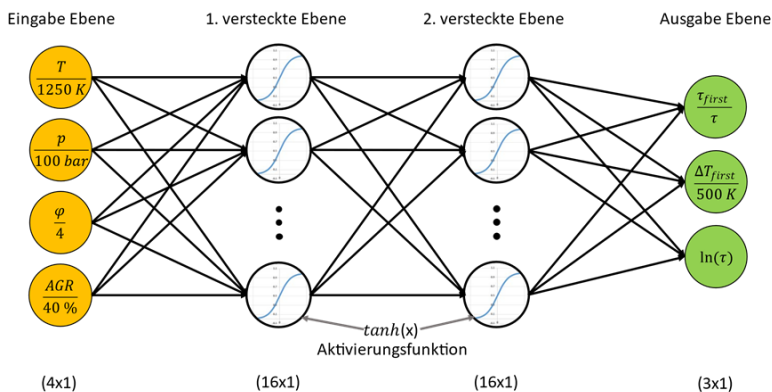


Abbildung A1.1: Schematischer Aufbau des künstlichen neuronalen Netzes zur Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} (Quelle: [79])

Selbstzündmodellierung

Folgend wird die Auswirkung der Art der Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} auf die Vorhersagegüte des Selbstzündmodells untersucht. Für diese Untersuchung ist das Vorgehen analog zu der in Abschnitt 3.4 gezeigten Validierung des Selbstzündmodells, mit dem Unterschied, dass hier die Modellparameter nicht anhand der Gleichungen nach Fandakov, sondern anhand

des gezeigten künstlichen neuronalen Netzes berechnet werden. Davon abgesehen werden dieselben Messdaten untersucht und alle Modelleinstellungen sowie der Modell-Input sind identisch zu der in Abschnitt 3.4 gezeigten Validierung des Selbstzündmodells. Somit werden die Unterschiede der in Abbildung A1.2 präsentierten Ergebnisse (künstliches neuronales Netz) und der Ergebnisse in Abbildung 3.5 (phänomenologischer Ansatz nach Fandakov) lediglich durch die Wahl der Berechnung von τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} hervorgerufen.

Beide Diagramme der Abbildung A1.2 enthalten dieselben Datenpunkte, es sind lediglich unterschiedliche Größen farbig hervorgehoben. Während das linke Diagramm die unterschiedlichen Lasten der Arbeitsspiele hervorhebt, klassifiziert das rechte Diagramm anhand des berechneten Werts von T_{incr} . Anhand des linken Diagramms zeigt sich - vor allem bei den türkisfarbenen Markern bei 16 bar p_{mi} - dass die Vorhersage selbst bei gleicher Last noch von weiteren Randbedingungen wie Drehzahl oder Verdichtungsverhältnis abhängt. Diese weiteren Abhängigkeiten würden sich auch dann zeigen, wenn man die Drehzahl bzw. Verdichtungsverhältnis farbig darstellen würde. Dies ist in Abbildung 3.5 so nicht der Fall, wo zumindest die Selbstzündbeginne der einzelnen Lasten in sich keinen Trend zeigen, sondern „einheitlich“ vorhergesagt werden. Weiterhin zeigt sich im rechten Diagramm, dass die Interpolation des künstlichen neuronalen Netzes zur Berechnung des Modellparameters T_{incr} seine Schwächen hat, da der Temperaturanstieg T_{incr} infolge der Niedertemperaturzündung stets größer als 0 K sein sollte. Infolgedessen wird die in der Realität auftretende Temperaturerhöhung bei der Berechnung der Zündverzugszeiten τ_{high} nicht berücksichtigt, was wiederum zur Folge hat, dass die modellierten Zündverzugszeiten τ_{high} der dargestellten Arbeitsspielen zu hoch sind, wodurch letztlich der Selbstzündbeginn vom Modell als zu spät vorhergesagt wird. Daher kann der Selbstzündbeginn der orangefarbenen Marker vom Selbstzündmodell nicht so gut vorhergesagt werden, wie es notwendig ist.

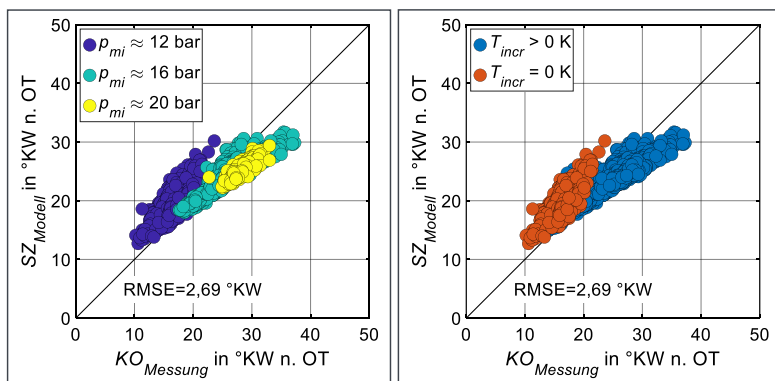


Abbildung A1.2: Vorhergesagter Selbstzündbeginn des nicht kalibrierten Modells mit Zündverzugszeiten des künstlichen neuronalen Netzes im Vergleich zum Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.

Fazit

Dieser Abschnitt ergänzt den Hauptteil, indem er eine weitere Möglichkeit zur Berechnung der Modellparameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} zeigt. Im Hauptteil werden die Modellparameter jedoch stets anhand der phänomenologischen Gleichungen nach Fandakov verwendet. Dies liegt zum einen daran, dass der vom künstlichen neuronalen Netz berechnete Temperaturanstieg T_{incr} infolge der Niedertemperaturzündung nicht immer zuverlässig bestimmt wird und diese Berechnung verbessert werden sollte. Zum anderen weist der Ansatz des künstlichen neuronalen Netzes naturgemäß Schwächen bei der Extrapolation über den, zur Entwicklung der Modellparameter, zugrundeliegenden Parameterraum hinaus auf. Nichtsdestotrotz kann festgehalten werden, dass die verwendete Berechnung anhand des künstlichen neuronalen Netzes [79] ein hohes Potenzial aufweist und zukünftig, sofern die Berechnung des Temperaturanstiegs T_{incr} verbessert wird, erneut evaluiert werden sollte.

A2 Frequenzspektrum und Resonanzfrequenzen des Brennraums

Die in Abschnitt 3.3 vorgestellte Methode zur Bestimmung der Klopfbeginne der Messdaten basiert auf folgenden Auswertungen.

Die Resonanzfrequenzen des zylindrischen Brennraums werden gewöhnlich (z.B. in [101–103]) nach der Theorie von Draper anhand Gleichung A2.1 berechnet [104]. Die benötigte Schallgeschwindigkeit kann nach Gleichung A2.2 unter Annahme eines Isotropenexponenten $\kappa = 1.25$, einer spezifischen Gaskonstante $R = 291 \frac{\text{kJ}}{\text{kgK}}$ und einer Temperatur von $T = 2400\text{K}$ berechnet werden⁵⁰. Der untersuchte Motor hat einen Zylinderbohrungsdurchmesser von 75 mm. Unter Verwendung der Nullstellen der ersten Ableitung der Bessel-Funktionen $B_{i,j}$, welche nach [105] in Tabelle A2.1 dargestellt werden, kann man nun die Frequenzen $f_{i,j}$ der unterschiedlichen Schwingungsmoden berechnen (Tabelle A2.1).

$$f_{i,j} = \frac{aB_{i,j}}{\pi D} \quad (\text{A2.1})$$

$$a = \sqrt{\kappa RT} \quad (\text{A2.2})$$

Tabelle A2.1: Nullstellen der ersten Ableitung der Bessel-Funktionen $B_{i,j}$ und Resonanzfrequenzen $f_{i,j}$ der Schwingungsmoden

Mode	1, 0	2, 0	0, 1	3, 0
$B_{i,j}$	1,84119	3,05423	3,83171	4,20118
$f_{i,j}$ [Hz]	7301	12111	15195	16660
Mode	4, 0	1, 1	5, 0	6, 0
$B_{i,j}$	5,31755	5,33145	6,41561	7,50126
$f_{i,j}$ [Hz]	21087	21142	25441	29746

⁵⁰Dies entspricht in guter Näherung dem thermodynamischen Zustand im Zylinder zum Zeitpunkt des Spitzendrucks bei 2500 1/min Umdrehungen, 16 bar p_{mi} und 0 % AGR.

Abbildung A2.1 zeigt das Leistungsdichtespektrum des indizierten Zylinderdruckverlaufs exemplarisch für den Betriebspunkt bei 2500 1/min Umdrehungen, 16 bar p_{mi} und 0 % AGR. In diesem Diagramm werden die Leistungsdichtespektren aller 91 klopfenden Arbeitsspiele dieses Betriebspunktes gemittelt. Hieraus wird deutlich, dass die lokalen Maxima nahe der soeben berechneten Resonanzfrequenzen liegen. Auf Basis ebensolcher Untersuchungen des Leistungsdichtespektrums für viele verschiedene Betriebspunkte, sind die Grenzfrequenzen der in Abschnitt 3.3 vorgestellten Methode zur Bestimmung der Klopfbeginne der Messdaten festgelegt.

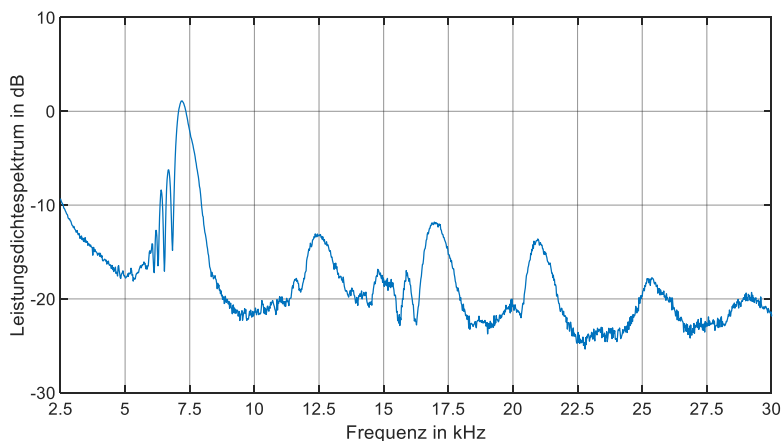


Abbildung A2.1: Gemitteltetes Leistungsdichtespektrum des indizierten Zylinderdruckverlaufs bei 2500 1/min Umdrehungen, 16 bar p_{mi} und 0 % externer AGR

A3 Untersuchung des Hauptgrunds der Kalibrierung durch Temperaturanpassung

Zu Beginn muss an dieser Stelle explizit erwähnt werden, dass der hier durchgeführte Vergleich nicht einem Genauigkeitsvergleich der unterschiedlichen Berechnungen der Zündverzugszeiten dient (phänomenologische Berechnung vs. künstliches neuronales Netz). Der Grund der hier gezeigten Untersuchung ist, den Hauptgrund der Notwendigkeit der Kalibrierung des Selbstzündmodells durch Temperaturanpassung herauszufinden sowie die Methodenwahl der empirischen Bestimmung der verwendeten Temperaturanpassung zu beurteilen. Die hier gezeigte Abbildung A3.1 untersucht klopfende Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“ und zeigt die Selbstzündmodellierung unter Verwendung des künstlichen neuronalen Netzes zur Berechnung von τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} . In Abbildung A3.1 wird der Modell-Input infolge der Temperaturanpassung (s. Abschnitt 3.5) korrigiert. Somit verhält sich Abbildung A3.1 zu Abbildung A1.2 wie Abbildung 3.8 zu Abbildung 3.5.

Die verwendete Temperaturanpassung wurde, wie in Abschnitt 3.5 erwähnt, auf Basis der phänomenologisch berechneten Parameter τ_{low} , T_{incr} und τ_{high} bestimmt. Wie dort bereits erwähnt, können die wesentlichen Unsicherheiten und Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten des detaillierten Reaktionsmechanismus als der Hauptgrund der benötigten Kalibrierung durch Temperaturanpassung bezeichnet werden. Das bedeutet, dass die Temperaturanpassung vielmehr für eine Anpassung der berechneten Zündverzugszeiten innerhalb deren Ungenauigkeit benötigt wird und deutlich weniger für eine Berücksichtigung auftretender physikalischer Phänomene wie Hotspot-Temperaturen. **Falls diese Annahme stimmt, würde dies bedeuten, dass die benötigte Temperaturanpassung zur bestmöglichen Kalibrierung des Selbstzündmodells stark abhängig von der verwendeten Berechnung der Zündverzugszeiten wäre.** Dies wiederum würde bedeuten, dass die Verbesserung zwischen Abbildung A3.1 und Abbildung A1.2 deutlich geringer wäre als die Verbesserung zwischen Abbildung 3.8 und Abbildung 3.5 - denn bei letzterem Fall wurden die phänomenologisch berechneten Zündverzugszeiten verwendet, auf deren Basis die verwendete Temperaturanpassung bestimmt wurde. Daher gilt die **nahezu Verdoppelung der Genauigkeit** der Selbstzündmodellierung zwischen Abbildung 3.8 und Abbildung 3.5 als **Vergleichswert** für den folgenden Vergleich.

Betrachtet man nun Abbildung A3.1 so fällt auf, dass sich die Selbstzündvorhersage im Vergleich zu Abbildung A1.2 sogar verschlechtert hat - von einem

RMSE von 2,69 °KW zu 3,01 °KW. Dies bedeutet, dass für eine optimale Kalibrierung des Selbstzündmodells unter Berechnung der Zündverzugszeiten anhand des künstlichen neuronalen Netzes eine wesentlich andere Temperaturanpassung notwendig wäre. **Darin zeigt sich deutlich, dass die benötigte Temperaturanpassung zur Kalibrierung des Selbstzündmodells stark abhängig von der verwendeten Berechnung der Zündverzugszeiten ist. Somit bestätigt dies die Annahme, dass die wesentlichen Unsicherheiten und Ungenauigkeiten der Zündverzugszeiten des detaillierten Reaktionsmechanismus der Hauptgrund der benötigten Kalibrierung durch Temperaturanpassung sind.** Daher ist die durchgeführte Kalibrierung des Selbstzündmodells (infolge der verwendeten Temperaturanpassung) nicht nur valide sondern sogar unbedingt notwendig für alle nachfolgende Untersuchungen - speziell für Untersuchungen zum Klopfkriterium. Auch die **empirische Bestimmung** der Temperaturanpassung ist die **einzig sinnvolle Wahl**, denn der Hauptgrund der Kalibrierung liegt in der wesentlichen Ungenauigkeit der berechneten Zündverzugszeit (die lediglich abgeschätzt, aber nicht exakt bestimmt werden kann) und weniger in der Berücksichtigung auftretender physikalischer Phänomene wie Hotspot-Temperaturen (die z. B. anhand von CFD-Simulationen bestimmt werden könnten).

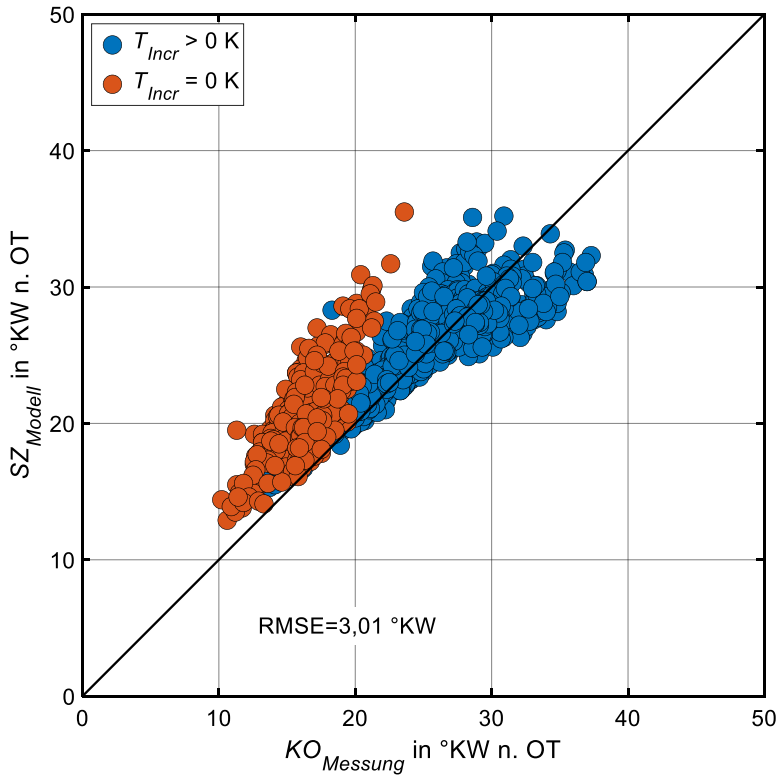


Abbildung A3.1: Vorhergesagter Selbstzündbeginn mit Zündverzugszeiten des künstlichen neuronalen Netzes und angepasstem Modell-Input im Vergleich zum Klopfbeginn der Messdaten. Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.

A4 Vorgehen und Betriebspunkte der Klopfmodellentwicklung und -validierung

Vorgehen der Klopfmodellentwicklung und -validierung

Um Missverständnisse zu vermeiden, wird im Folgenden das grundsätzliche Vorgehen der Klopfmodellentwicklung mit dessen anschließender Validierung festgehalten. Im ersten Teil des Klopfmodells wird die Selbstzündung modelliert, bevor diese anschließend mithilfe des Klopfkriteriums evaluiert wird. Daher ist auch das Vorgehen der Klopfmodellentwicklung analog: Zu Beginn muss das **Selbstzündmodell** entwickelt werden bzw. falls auf einem bereits vorhandenen Selbstzündmodell aufgebaut wird, muss dieses zunächst validiert werden. Für valide Ergebnisse müssen hierfür zwangsläufig gemessene Einzelarbeitsspiele untersucht werden, weil diese im Gegensatz zum mittleren Arbeitsspiel die Informationen des Selbstzündbeginns enthalten. Den genauesten Referenz-Selbstzündbeginn erhält man, indem die Messdaten der Einzelarbeitsspiele untersucht werden. Zwar könnte man das verwendete Selbstzündmodell auch anhand der detaillierten Reaktionskinetik untersuchen, jedoch unterliegt diese selbst große Unsicherheiten und Ungenauigkeiten. Daher enthält ein basierend auf der detaillierten Reaktionskinetik ermittelter Referenz-Selbstzündbeginn diese Ungenauigkeiten, was dazu führt, dass das Selbstzündmodell auf diese Weise nicht verlässlich validiert werden kann. Daher wird für die Selbstzündmodell-Validierung der modellierte Selbstzündbeginn mit dem gemessenen Selbstzündbeginn verglichen werden. Hierfür wird stets eine Druckverlaufsanalyse durchgeführt, damit das Selbstzündmodell möglichst realistische Input-Größen erhält und somit möglichst valide validiert werden kann (Kapitel 3). Am Ende der Entwicklung und Validierung des Selbstzündmodells steht ein kalibriertes Selbstzündmodell, welches die Selbstzündung möglichst genau modellieren kann.

Für die anschließende **Entwicklung des Klopfkriteriums** werden mittlere Arbeitsspiele untersucht. Dies hat ganz einfach den Hintergrund, dass das Klopfkriterium letztlich die mittleren Arbeitsspiele auswertet und beurteilt, ob der Betriebspunkt dieses mittleren Arbeitsspiels an der Klopfgrenze liegt oder nicht. Das mittlere Arbeitsspiel erhält man als arithmetisches Mittel der gemessenen Druckverläufe der Einzelarbeitsspiele. Beim indizierten Einzelarbeitsspiel sieht man sehr deutlich⁵¹, ob und wann ein Klopfereignis auftritt. Im Gegensatz dazu

⁵¹z. B. anhand der Druckschwingungen im Druckverlauf.

ist diese Information im Druckverlauf des mittleren Arbeitsspiel in der Regel nicht mehr vorhanden⁵². Dies hat zur Folge, dass der Selbstzündbeginn des mittleren Arbeitsspiels nicht direkt aus den Messdaten bestimmt werden kann. Daher wird für die Entwicklung des Klopfmodells eine Druckverlaufsanalyse des mittleren Arbeitsspiels durchgeführt und das verwendete Selbstzündmodell bestimmt letztlich den Selbstzündbeginn des mittleren Arbeitsspiels. Anschließend werden meist die Zustandsgrößen zum Zeitpunkt der Selbstzündung analysiert, woraus ein Klopfkriterium entwickelt werden kann, welches die Selbstzündung evaluiert und bestimmt, ob die Klopfgrenze erreicht ist oder nicht. Aus genau diesem Grund ist es daher wichtig, dass im vorherigen Schritt das Selbstzündmodell möglichst genau validiert wurde, weil es schließlich die Randbedingungen der Evaluierung der Selbstzündung (Klopfkriterium) liefert. Die abschließende **Validierung des entwickelten Klopfkriteriums** findet erneut anhand mittlerer Arbeitsspiele statt. Zunächst muss erneut erwähnt werden, was das Ziel des Klopfmodells ist: Die Vorhersage der Klopfgrenze, sodass die Schwerpunktlage bzw. der Zündzeitpunkt so eingeregelt werden kann, dass der untersuchte Betriebspunkt laut Klopfmodell genau an der Klopfgrenze liegt. Daher wird für die Validierung des Klopfkriteriums, im Gegensatz zu dessen Entwicklung, keine Druckverlaufsanalyse durchgeführt, sondern eine Vorwärtsrechnung (*Simulation*). Dies liegt daran, dass bei einer Druckverlaufsanalyse die Schwerpunktlage durch die Messdaten bestimmt ist, das Klopfmodell in seiner prädiktiven Anwendung jedoch genau diese Schwerpunktlage an der Klopfgrenze vorhersagen soll.

- Entwicklung und Validierung des Selbstzündmodells:
 - Einzelarbeitsspiele
 - Druckverlaufsanalyse
- Entwicklung des Klopfkriteriums:
 - Mittlere Arbeitsspiele
 - Druckverlaufsanalyse
- Validierung des Klopfkriteriums:
 - Mittlere Arbeitsspiele
 - Vorwärtsrechnung (*Simulation*)

⁵²Weil die Druckschwingungen im Mittel oft nicht mehr sichtbar sind.

Darüber hinaus muss das **Vorgehen der Validierung** des Klopfkriteriums unbedingt erläutert werden, um auch hier Missverständnisse und mögliche Fehler zu vermeiden. Basierend auf dem bereits kalibrierten, validierten Selbstzündmodell muss auch das Klopfkriterium zunächst kalibriert werden. Hierfür reichen bei den neu entwickelten Klopfkriterien die Messdaten lediglich zweier Betriebspunkte. Diese Betriebspunkte müssen an der definierten Klopfgrenze liegen, denn nur dadurch kann das Klopfkriterium auch auf ebendiese Klopfgrenze kalibriert werden. Im nächsten Schritt findet die eigentliche Validierung statt, wobei es erneut wichtig ist, das Ziel des Klopfmodells hervorzuheben: Die Vorhersage der Klopfgrenze, sodass die Schwerpunktlage bzw. der Zündzeitpunkt so eingeregelt werden kann, dass der untersuchte Betriebspunkt laut Klopfmodell genau an der Klopfgrenze liegt. Hieraus ergibt sich schließlich die **einzig zuverlässige Validierung** des Klopfkriteriums bzw. des gesamten Klopfmodells: **Es muss eine Vorwärtsrechnung (*Simulation*) mehrerer Betriebspunkte durchgeführt werden, woraus sich deren vom Klopfmodell vorhergesagte Schwerpunktlage an der Klopfgrenze ergibt.** Diese vorhergesagte Klopfgrenze wird anschließend mit der tatsächlichen, gemessenen Schwerpunktlage an der Klopfgrenze verglichen, wodurch die Genauigkeit des Klopfmodells bestimmt werden kann. Nur auf diese Art und Weise - nämlich der „**anwendungsgetriebenen**“ Validierung (analog zu seiner späteren Anwendung) - kann letztlich ein Klopfkriterium valide bewertet werden.

Dies muss an dieser Stelle explizit erwähnt werden, um mögliche Fehler in der Bewertung eines Klopfkriteriums zu vermeiden, denn nicht jedem Anwender ist das Vorgehen der Validierung eines Klopfmodells klar. Es ist ein Irrglaube, man könne ein Klopfkriterium analog zu dessen Entwicklung validieren und nicht, wie soeben aufgeführt, analog zu dessen späteren Anwendung. Damit ist gemeint, dass eine solche „entwicklungsgetriebene“ Validierung lediglich beurteilen kann, ob die auftretenden Phänomene gut vom Klopfkriterium beschrieben werden⁵³, jedoch keine valide Beurteilung darüber ermöglicht, wie groß letztlich die Auswirkungen dieser „Phänomen-Beschreibung“ des Klopfkriteriums auf die Genauigkeit der vom Klopfmodell vorhergesagten Klopfgrenze ist⁵⁴.

⁵³Beispielsweise ob in Abbildung 5.3 gemäß Simpel-Klopfkriterium tatsächlich alle Selbstzündungen zu einem ähnlichen Zeitpunkt auftreten. Oder ob die Betriebspunkte in Abbildung 6.2 gut von der Regressionsgerade des Pi-Kriteriums beschrieben werden.

⁵⁴Nichtsdestotrotz kann man auf diese Weise bereits beurteilen, ob das Klopfmodell die Phänomene gut abbildet und somit **tendenziell** die Basis für eine hohe Genauigkeit und breite Anwendbarkeit legt.

Damit ist gemeint, dass die Robustheit⁵⁵ der Genauigkeit der vom Klopfmodell vorhergesagten Klopfgrenze nur anhand einer „anwendungsgetriebenen“ Validierung sichtbar wird. Da eine große Robustheit vor allem in der Anwendung bei „neuen“ Betriebsbedingungen - welche die für die Entwicklung des Klopfkriteriums vorhandene Messdatenbasis übersteigen - von großer Bedeutung ist, **muss eine zuverlässige Validierung eines Klopfkriteriums bei „neuen“ Betriebsbedingungen unbedingt „anwendungsgetrieben“ stattfinden.**

Betriebspunkte der Klopfmodellentwicklung und -validierung

Prinzipiell ist eine große Messdatenbasis sehr wichtig für die Entwicklung und Validierung eines Klopfmodells. Im Folgenden werden die unterschiedlichen Betriebspunkte, die für die jeweiligen Entwicklungen und Validierungen verwendet werden, aufgeführt. Hierbei wird - wie soeben erwähnt - einerseits zwischen Selbstzündmodell und Klopfkriterium unterschieden. Dies liegt daran, dass für die Entwicklung und Validierung des Selbstzündmodells alle klopfenden Einzelarbeitsspiele untersucht werden - also auch die Einzelarbeitsspiele von Betriebspunkten, die nicht an der Klopfgrenze liegen. Im Gegensatz dazu, können beim Klopfkriterium nur die mittleren Arbeitsspiele der Betriebspunkte betrachtet werden, die auch tatsächlich an der Klopfgrenze liegen. Andererseits wird beim Klopfkriterium zwischen Entwicklung und Validierung entschieden. Dies liegt daran, dass für die Entwicklung des Klopfkriteriums alle entsprechenden Messdaten des FVV-Projekts „Basismodell Klopfen und Einflussgrößen“ untersucht werden. Um das Klopfkriterium auch an „neuen“ Betriebspunkten (anhand derer das Klopfkriterium nicht entwickelt wurde) untersuchen zu können, werden hierbei zusätzlich Messdaten des FVV-Projekts „Klopfen bei Vollast-AGR“ untersucht. Dadurch ergeben sich Unterschiede in den untersuchten Betriebspunkten der Validierung des Selbstzündmodells, der Entwicklung des Klopfkriteriums sowie der Validierung des Klopfkriteriums.

⁵⁵Die Robustheit beschreibt, wie stark die Genauigkeit der vorhergesagten Klopfgrenze abnimmt, wenn ein Betriebspunkt z. B. in Abbildung 5.3 oberhalb des vom Simpel-Klopfkriterium definierten Grenzwertes liegt. Oder analog dazu wenn ein Betriebspunkt in Abbildung 6.2 unterhalb der vom Pi-Kriterium definierten Regressionsgeraden liegt.

Die **Validierung des Selbstzündmodells** erfolgt anhand 19 694 klopfenden Arbeitsspielen aus 230 Betriebspunkten, die folgende umfangreiche Variationen der Betriebsbedingungen abdecken:

- vier Benzin-Kraftstoffe:
 - ROZ98 mit ROZ=98,2 und MOZ=88,4
 - ROZ95E10 mit ROZ=96,5 und MOZ=85,2
 - ROZ92E20 mit ROZ=100,7 und MOZ=87,6
 - ROZ92M20 mit ROZ=100,2 und MOZ=87,1
- drei Verdichtungsverhältnisse: 10,76, 10,93 und 11,8
- verschiedene Einspritzstrategien: zentrale DI, seitliche DI, Mehrfacheinspritzung und Saugrohreinspritzung jeweils bei variierenden Einspritzbeginn
- zwei Stellungen der Tumbleklappe
- zwei verschiedene Zylinderköpfe
- sechs Motordrehzahlen: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 und 4000 1/min
- drei Lasten: ca. 12, 16 und 20 bar p_{mi}
- drei Verbrennungsluftverhältnisse λ : 0,85, 1 und 1,15
- acht externe Abgasrückführungsraten: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 und 35 %
- verschiedene interne AGR, erreicht durch variierende Abgasgegendrücke sowie Steuerzeiten des Auslassventils
- drei Kühlmittel- und Öltemperaturen: 75, 90 und 105 °C
- fünf Ansauglufttemperaturen: 25, 35, 45, 55 und 65 °C

Die **Entwicklung des Klopfkriteriums** erfolgt anhand 116 Betriebspunkten an der Klopfgrenze, die folgende umfangreiche Variationen der Betriebsbedingungen abdecken:

- vier Benzin-Kraftstoffe:
 - ROZ98 mit ROZ=98,2 und MOZ=88,4
 - ROZ95E10 mit ROZ=96,5 und MOZ=85,2
 - ROZ92E20 mit ROZ=100,7 und MOZ=87,6
 - ROZ92M20 mit ROZ=100,2 und MOZ=87,1
- zwei Verdichtungsverhältnisse: 10,76 und 11,8
- verschiedene Einspritzstrategien: zentrale DI, seitliche DI, Mehrfacheinspritzung und Saugrohreinspritzung jeweils bei variierenden Einspritzbeginn
- zwei Stellungen der Tumbleklappe
- sechs Motordrehzahlen: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 und 4000 1/min
- drei Lasten: ca. 12, 16 und 20 bar p_{mi}
- drei Kühlmittel- und Öltemperaturen: 75, 90 und 105 °C
- drei Ansauglufttemperaturen: 25, 35, 45 °C
- keine externe Abgasrückführung
- ein Verbrennungsluftverhältnis λ : 1

Die **Validierung des Klopfkriteriums** erfolgt anhand 142 Betriebspunkten an der Klopfgrenze, die folgende umfangreiche Variationen der Betriebsbedingungen abdecken:

- vier Benzin-Kraftstoffe:
 - ROZ98 mit ROZ=98,2 und MOZ=88,4
 - ROZ95E10 mit ROZ=96,5 und MOZ=85,2
 - ROZ92E20 mit ROZ=100,7 und MOZ=87,6
 - ROZ92M20 mit ROZ=100,2 und MOZ=87,1
- drei Verdichtungsverhältnisse: 10,76, 10,93 und 11,8
- verschiedene Einspritzstrategien: zentrale DI, seitliche DI, Mehrfacheinspritzung und Saugrohreinspritzung jeweils bei variierenden Einspritzbeginn
- verschiedene Motorkonfigurationen (Tumbleklappe, Zylinderkopf, Kolbengeometrie)
- sechs Motordrehzahlen: 1500, 2000, 2500, 3000, 3500 und 4000 1/min
- drei Lasten: ca. 12, 16 und 20 bar p_{mi}
- drei Kühlmittel- und Öltemperaturen: 75, 90 und 105 °C
- drei Ansauglufttemperaturen: 25, 35, 45 °C
- acht externe Abgasrückführungsraten: 0, 5, 10, 15, 20, 25, 30 und 35 %
- drei Verbrennungsluftverhältnisse λ : 0,85, 1 und 1

A5 Massenumsatz bei Selbstzündbeginn

Hier werden die Massenumsätze (MFB) bei Klopfbeginn über verschiedene Variationen der Betriebsbedingungen dargestellt. Es werden jeweils die klopfenden Einzelarbeitsspiele untersucht. Deren Klopfbeginn wird gemäß der in Abschnitt 3.3 vorgestellten Methode bestimmt und stammt daher direkt aus dem indizierten Drucksignal der Messdaten. Die Variationen der Betriebsbedingungen und die untersuchten Einzelarbeitsspiele sind identisch zu den in Abbildung 3.8 bis Abbildung 3.11 vorgestellten.

Die Abbildungen zeigen die große Schwankungen des Massenumsatzes bei Selbstzündbeginn. Dieser ist nicht konstant, sondern abhängig von den Randbedingungen - bis hin zum Zündzeitpunkt. Die Werte erstrecken sich von 44 % MFB bis 99 % MFB. Somit sind in der Vielzahl an Variationen der Betriebsbedingungen auch viele ungewöhnlich frühe Klopfbeginne sowie eine sehr große Spanne hinsichtlich des Massenumsatzes enthalten, die von den bisherigen Klopfkriterien (s. Kapitel 4) nicht berücksichtigt werden.

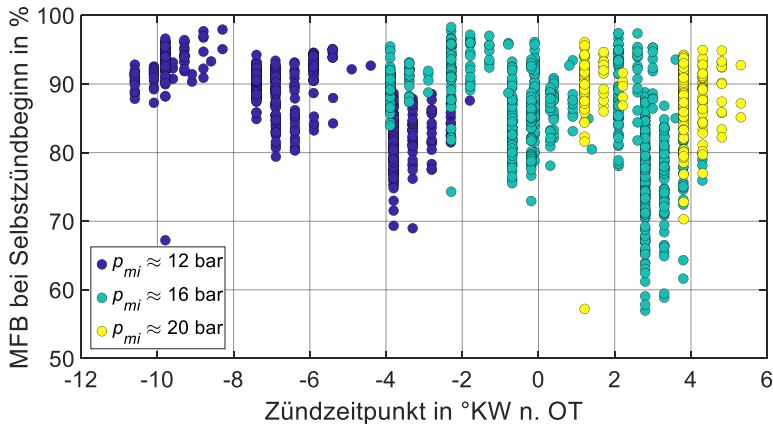


Abbildung A5.1: Massenumsatz (MFB) zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele der „grundlegenden Variationen“.

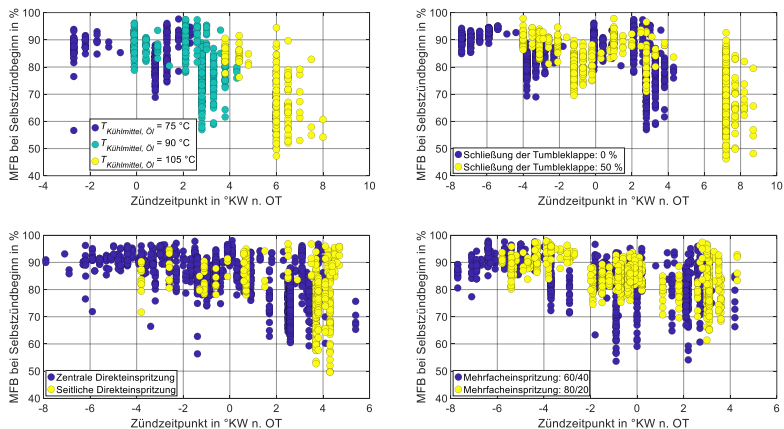


Abbildung A5.2: Massensumme (MFB) zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele von Variationen der Kühlmittel- und Öltemperaturen (oben links), der Tumbleklappenstellung (oben rechts), der Injektorposition (unten links) und der Aufteilung der Mehrfacheinspritzung (unten rechts).

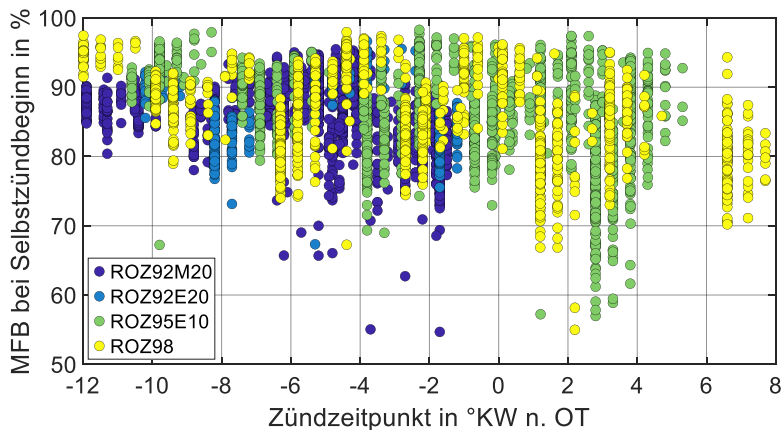


Abbildung A5.3: Massensumme (MFB) zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele unterschiedlicher Kraftstoffe.

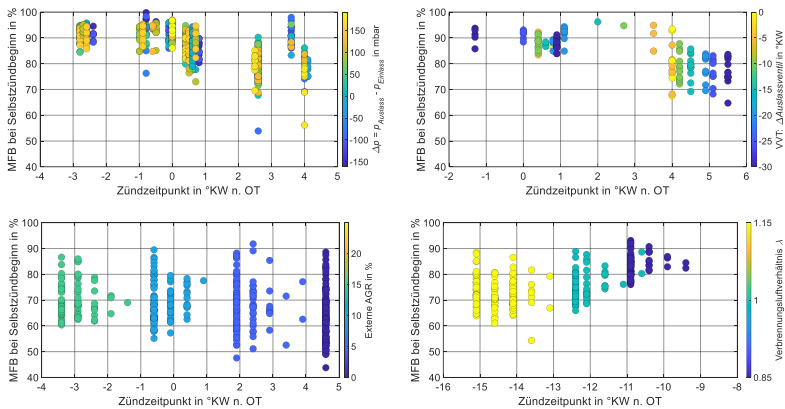


Abbildung A5.4: Massenumsatz (MFB) zum Zeitpunkt des Klopfbeginns der Messdaten. Klopfende Einzelarbeitsspiele unterschiedlicher Gemischzusammensetzungen. Oben: Unterschiedliche interne Abgasrückführungs-raten durch variierende Ventilüberschneidung (links) und variablen Abgasegendruck (rechts). Unten: Unterschiedliche externe Abgasrückführungs-raten (links) und Verbrennungsluftverhältnisse (rechts).

A6 Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn

Abbildung A6.1 zeigt den Wert des Vorreaktionszustands bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze mit den auf Seite 139 genannten variierenden Betriebsbedingungen.

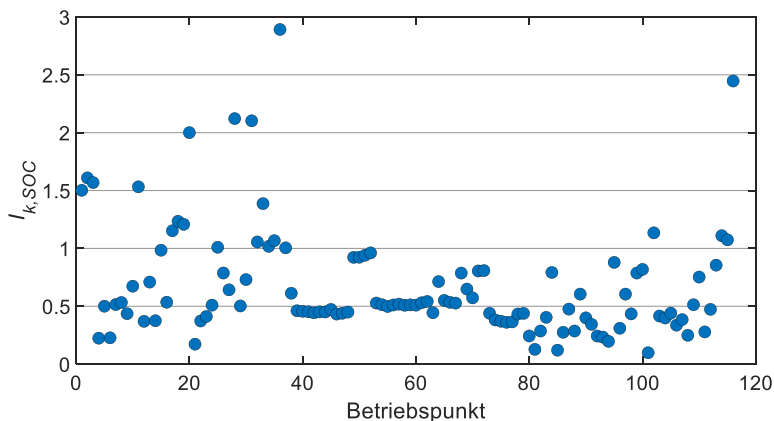


Abbildung A6.1: Vorreaktionszustand bei Verbrennungsbeginn $I_{k,SOC}$ für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

A7 Zustandsgrößen bei Selbstzündbeginn

Abbildung A7.1 zeigt verschiedene Zustandsgrößen des unverbrannten Gemischs zum Zeitpunkt ihrer Selbstzündung für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze mit den auf Seite 139 genannten variierenden Betriebsbedingungen.

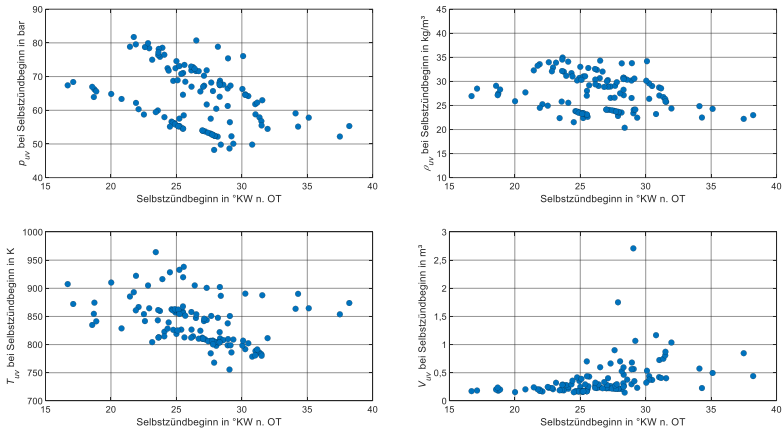


Abbildung A7.1: Zustandsgrößen bei Selbstzündbeginn für 116 Betriebspunkte an der Klopfgrenze

A8 Drei-Parameter-Ansatz mit Auswertung von Π

Abbildung A8.1 zeigt analog zu Abbildung 7.2 die Anwendung des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit unter Auswertung des Parameters Π .

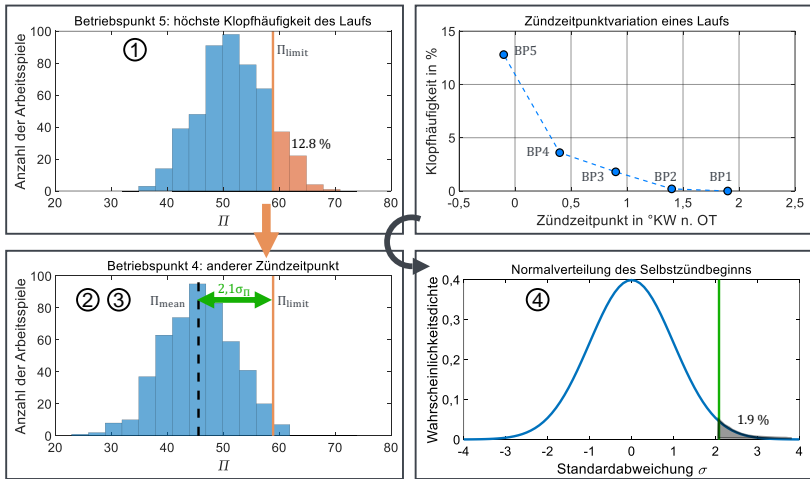


Abbildung A8.1: Vorgehen des Drei-Parameter-Ansatzes zur Modellierung der Klopfhäufigkeit anhand des Parameters Π erklärt