

Schadstoffverhalten und Lastgrenze der vorgemischten Dieselerbrennung

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Maximilian Patrick Brauer

geb. am 10.06.1976 in Berlin

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke

Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher

Promotionskolloquium am 30.09.2010

VORWORT

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Versuchsingenieur in der Dieselmotoren Vorentwicklung der Ingenieurgesellschaft Auto und Verkehr GmbH (IAV GmbH).

Für die Übernahme des Referats und die kompetente fachliche Unterstützung bei der Umsetzung der Doktorarbeit möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Tschöke bedanken. Gleichmaßen gilt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher, der das Koreferat übernommen hat und mich zur Studienzeit durch seine hervorragenden Lehrveranstaltungen in den Fächern Motorprozesstechnik und Gasturbinen fachlich sehr geprägt hat.

Bei meinen Kollegen und Vorgesetzten möchte ich mich für die Möglichkeit bedanken, parallel zur Projektarbeit eine Dissertation verfasst haben zu können. Mein besonderer Dank richtet sich dabei zunächst an Ralf Buchwald und Oliver Maiwald für die Einführung in das wissenschaftliche Arbeiten. Gerhard Buschmann, Jörn Kahrstedt, Oliver Predelli, Ansgar Sommer, André Blechstein, Efstratios Mylidakis und Jens Ritter möchte ich an dieser Stelle für ihr Vertrauen und für die finanzielle Unterstützung bei den Versuchen danken. Ein besonders großes Dankeschön richtet sich an Thomas Schneider, Alexander Rempel, Marcel Pannwitz, Hein Beier, Uwe Kulk und Axel Seiffert für die tatkräftige Unterstützung bei der Durchführung der Versuche und für die zahlreichen inhaltlichen Diskussionen. Für das sorgfältige Korrekturlesen der Arbeit möchte ich Stephanie Voigt, Mike Kliche, Thorsten Seglitz und René Berndt danken.

Zu guter Letzt danke ich meiner Frau Sabrina für ihre Geduld und ihre Unterstützung.

ABSTRACT

This thesis is a contribution in research on partially premixed Diesel combustion. The first part of this work relates to the physical fundamentals of hydrocarbon combustion. Here the focus is on fuel chemistry, engine ignition delay and combustion propagation mechanisms in SI and CI engines. In addition, this first part offers a summary of the key findings in literature and of a number of pre-tests conducted in the course of this work. The aim is to divide the different approaches for the so called Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) process into three main categories and to elaborate the advantages and disadvantages of each. As a result, the PCCI process with the fuel mixing interval centred near TDC is found to be the most favourable approach.

The objective in the second part is to identify precisely the engine operating conditions under which a soot- and NO_x -free PCCI-combustion can be attained. Tests were conducted on a passenger car type single cylinder engine with common-rail direct fuel injection. The parameters investigated are air/fuel ratio, boost pressure, EGR-rate, intake temperature and injection pressure. The complex interaction between ignition delay, heat-release characteristics and emission formation is analysed in detail and the findings, especially with regard to soot emission, are compared with the fundamentals from reaction kinetics. A special aspect of the applied methodology is a modified zero-dimensional pressure analysis, which is used to calculate the adiabatic flame temperature for fictitious flame zones. The observation of local flame conditions with respect to stoichiometry and temperature leads to a better understanding of the effects regarding soot- and NO_x -emissions from the PCCI-combustion. The end of the second part is dedicated to the precise definition of the combustion parameters that lead to an optimized PCCI operation. The identification of these optimal parameters is carried out with the assistance of an empirical model. The illustration of the results is done with the air/fuel ratio and the peak value of the mean gas temperature as input parameters (3D illustration in the $\lambda_{\text{Global}}\text{-}T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -plane)

In the third part, the knowledge about the optimal PCCI process is used to transfer the PCCI operation with zero soot and NO_x to higher engine loads. Using the empirical model for the ignition delay of Diesel fuel, it is demonstrated that the potential to increase the engine load in PCCI operation can be calculated with the means of zero-dimensional engine simulation. The validation of these findings is done via engine tests comprising a reduction of the engine compression ratio and a reduction of the fuel ignitability.

Subject of the fourth part is an assessment of the PCCI-combustion by a direct comparison to the results obtained through conventional Diesel combustion. To do so, a simple arithmetic test is applied, in which the competing combustion strategies are assumed to run in stationary mode at $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ und $\text{IMEP}_{\text{HP}} = 8.3 \text{ bar}$ powering a combustion engine from a serial hybrid powertrain. With the boundary condition of a comparable engine noise it is shown that in case of the PCCI-strategy the HC- and CO-requirements of the European EURO 6 legislation can only be met with an intensive HC- and CO-aftertreatment (HC: 215% and CO: 490% of the requirement). With respect to soot and NO_x though, the PCCI-strategy bears the potential to comply with the EURO 6 legislation without an additional effort in the aftertreatment.

KURZFASSUNG

Die vorliegende Arbeit leistet einen Beitrag zum Wissen über die teilhomogene Dieselerbrennung. Im ersten Teil der Arbeit sind die physikalischen Grundlagen für die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen zusammengetragen. Der Fokus liegt dabei auf der Beschreibung der Kraftstoffchemie, des motorischen Zündverzugs und der unterschiedlichen Verbrennungsfortschrittsmechanismen in Diesel- und Ottomotoren. Des Weiteren werden Vorarbeiten zur teilhomogenen Dieselerbrennung sowohl aus der Literatur als auch aus eigenen Untersuchungen zusammengefasst. Hierbei werden die verschiedenen Ansätze für das sogenannte Premixed Charge Compression Ignition (PCCI) Brennverfahren in drei Kategorien eingeteilt und die jeweiligen Vor- und Nachteile der Verfahren näher beleuchtet. Als bester Ansatz wird dabei das PCCI-Verfahren mit der Gemischbildung nahe ZOT herausgearbeitet.

Im zweiten Teil der Arbeit werden die Grenzen des ruß- und NO_x -freien PCCI-Betriebs genau ermittelt. Hierfür werden an einem Pkw-Einzyliermotor mit Common-Rail-Direkteinspritzung Untersuchungen zu den Parametern Verbrennungsluftverhältnis, Ladedruck, Abgasrückführerate, Ansaugtemperatur und Einspritzdruck durchgeführt. Die Zusammenhänge bezüglich Zündverzug, Wärmefreisetzung und Schadstoffentstehung werden dabei umfassend analysiert und mit dem reaktionskinetischen Grundlagenwissen insbesondere zur Rußbildung verglichen. Eine Besonderheit stellt die verwendete erweiterte nulldimensionale Druckverlaufsanalyse dar. Bei der Erweiterung handelt es sich um die Berechnung der adiabaten Flammentemperatur in fiktiven Teilbereichen der Verbrennungszone. Die hierdurch ermöglichte Betrachtung der lokalen Flammzustände bezüglich Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis verbessert das Verständnis der Phänomene der Ruß- und NO_x -Emission beim PCCI-Brennverfahren. Am Ende des zweiten Teils werden die Parameter, die zu einem optimalen PCCI-Betrieb führen, genau definiert. Die Veranschaulichung dieser optimalen PCCI-Prozessführung erfolgt mit einem empirischen Modell, dessen Ergebnisse über die Parameter globales Verbrennungsluftverhältnis und Maximalwert der Massenmitteltemperatur ($\lambda_{\text{Global}} \cdot T_{\text{Max},1\text{-Zone-Ebene}}$) dargestellt werden.

Im dritten Teil wird das Wissen über die optimale PCCI-Prozessführung genutzt, um den ruß- und NO_x -freien Betrieb auch bei höherer Motorlast umzusetzen. Unter Verwendung des Zündverzugsmodells für Dieselerkraftstoff wird gezeigt, dass das Potential zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze mit Hilfe der nulldimensionalen Motorprozesssimulation berechnet werden kann. Für den praktischen Nachweis werden Motorversuche zum einen mit abgesenktem Verdichtungsverhältnis und zum anderen mit abgesenkter Kraftstoffzündwilligkeit durchgeführt.

Im vierten Teil wird eine Bewertung des PCCI-Brennverfahrens durch eine Gegenüberstellung mit dem konventionellen Dieselerbetrieb vorgenommen. Hierfür wird ein Rechenbeispiel erstellt, bei dem die beiden konkurrierenden Brennverfahren im Verbrennungsmotor eines seriellen Hybridantriebsstrangs im Einpunktbetrieb bei $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ und $p_{\text{mi,HD}} = 8.3 \text{ bar}$ betrieben werden. Bei einer Abstimmung der beiden Brennverfahren mit gleichem Verbrennungsgeräusch zeigt sich, dass die EURO 6-Grenzwerte für HC und CO beim PCCI-Verfahren nur mit einer intensiven HC- und CO-Abgasnachbehandlung erfüllt werden können (HC: 215% und CO: 490% des Grenzwerts). Hinsichtlich der Schadstoffe NO_x und Ruß birgt das Brennverfahren jedoch das Potential, ohne eine Abgasnachbehandlung auszukommen.

ABBILDUNGSVERZEICHNIS	I
FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN	V
1 EINLEITUNG	1
2 STAND DER TECHNIK	3
2.1 Gesetzgebung und Entwicklungsziele	3
2.2 Grundlagen des konventionellen Dieselmotors	5
2.2.1 Dieseldieselkraftstoff	5
2.2.2 Zündverzögerung und Reaktionskinetik	7
2.2.3 Verbrennungsablauf im DI-Dieselmotor	15
2.2.4 Schadstoffentstehung	19
2.3 Vorversuche zur PCCI-Verbrennung im Dieselmotor	25
2.3.1 Motivation bei der Homogenisierung des Gemisches	25
2.3.2 Lastbereich des rußfreien Betriebs	30
2.3.3 Homogenisierungsstrategien	33
3 ZIELSETZUNG	39
4 VERSUCHSAUFBAU UND METHODIK	41
4.1 Versuchsaufbau	41
4.2 Methodik	44
4.2.1 Druckverlaufsanalyse und Hochdruckprozessrechnung mit Einzonenmodellierung	44
4.2.2 Berechnung der adiabaten Flammentemperatur	45
4.2.3 Festlegung motorischer Parameter	54
4.2.4 Modellbildung mit Hilfe der Model Based Calibration Toolbox von Matlab	59
5 VERSUCHSERGEBNISSE	61
5.1 Einflüsse auf die Schadstoffemission bei PCCI	61
5.1.1 Zusammenhang zwischen NO_x und lokaler Flammentemperatur	63
5.1.2 Zusammenhang zwischen Ruß, HC, CO und den Parametern λ_{Global} und $T_{\text{Max,1-Zone}}$	65
5.1.3 Ursachen der geringen Rußemission bei PCCI	67
5.1.4 Einfluss des Einspritzdrucks	73
5.1.5 Einfluss der Ansaugtemperatur	77
5.1.6 Gegenüberstellung der Aussagekraft von Massenmitteltemperatur und adiabater Flammentemperatur	81

5.2	PCCI-Lastgrenze bei Dieselkraftstoff und $\varepsilon = 15.8$	83
5.3	Modellierung des Betriebsverhaltens in der $\lambda_{\text{Global}}\text{-}T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Ebene.....	88
5.4	Zündverzugsmodell für Dieselkraftstoff.....	97
5.5	Anhebung der Lastgrenze durch Absenkung des Verdichtungsverhältnisses	103
	5.5.1 Simulation	103
	5.5.2 Messungen	109
5.6	Anhebung der Lastgrenze durch Absenkung der Cetanzahl.....	114
5.7	Nachteile im PCCI-Betrieb unterhalb der Lastgrenze	119
5.8	Bewertung von PCCI für die Anwendung im Pkw	122
	5.8.1 Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und CO-/HC-Emission.....	122
	5.8.2 Gedankenexperiment stationärer PCCI-Betrieb in seriellm Hybrid	127
6	ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK	133
	LITERATURVERZEICHNIS	137
	ANHANG	147

ABBILDUNGSVERZEICHNIS

Abb. 1 Abgasgrenzwerte für Diesel-Pkw und leichte Nfz in Europa (Fahrzeuge bis 3,5 t) und den USA (Fahrzeuge bis 8500 lbs).....3

Abb. 2 Entwicklung der CO₂-Selbstverpflichtung und Gesetzgebung [60].....4

Abb. 3 Molekülgrößen und -strukturen in einer Dieselmotorkraftstoffprobe [57].....5

Abb. 4 Verteilung der n-Paraffine im Gaschromatogramm von Dieselmotorkraftstoff [57]6

Abb. 5 Charakterisierung des Selbstzündungs- und Klopfverhaltens technisch relevanter Kraftstoffe [105].....7

Abb. 6 Verschiedene Entflammungsgebiete von Kohlenwasserstoffen (links), mehrstufiger Entflammungsprozess (rechts) [85]8

Abb. 7 Zweistufige Niedertemperatur-Selbstzündung im Stoßwellenrohr 60% iso-Oktan mit 40% n-Heptan, $\lambda = 1$, $p = 40$ bar, $T = 780$ K [17].....10

Abb. 8 Kraftstoffeinfluss auf die Zündverzugszeit τ_{DDT} [17]; Szenarien für die Zündbedingungen bei Otto- und Dieselmotoren.....11

Abb. 9 Druckabhängigkeit des Zündverzugs von DME im mittleren Temperaturbereich [17]14

Abb. 10 Modell zur Veranschaulichung der Verbrennung in DI-Dieselmotoren [20]16

Abb. 11 Dominante Einflüsse auf die Verbrennungsgeschwindigkeit beim konventionellen Otto- und Dieselmotoren (abgewandelt aus [47]).....18

Abb. 12 Schematische Darstellung des Ablaufs von Mischung und Reaktion zur Vermeidung hoher NO-Bildung [101]20

Abb. 13 Ruß- und NO_x-Bildung in Abhängigkeit von T und $\phi = 1 / \lambda$ [1]22

Abb. 14 Gemessene Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffstrahls in einem Lkw-DI-Dieselmotor [20]23

Abb. 15 Einfluss der Voreinspritzung auf den Frequenzverlauf des Verbrennungsdrucksignals eines Dieselmotors [92].....25

Abb. 16 Variation des Verbrennungsschwerpunkts: Verbesserung des Ruß-NO_x-Zielkonflikts bei Verzicht auf die Voreinspritzungen (VE).....27

Abb. 17 Verzicht auf die Voreinspritzungen: Abnahme der Rußemission und Verlängerung des Zündverzugs im Vergleich zum Verbrennungsprozess mit Voreinspritzungen (vollständige Legende s. **Abb. 16**).....28

Abb. 18 Absenkung der maximalen Verbrennungsumsatzrate bei PCCI durch Anhebung der AGR-Rate (vollständige Legende s. **Abb. 16**)29

Abb. 19 Verbrennungsschwerpunktvariation bei verschiedenen Lasten mit und ohne Voreinspritzungen31

Abb. 20 Lastgrenze des rußfreien Betriebs für einen typischen Pkw-Dieselmotor in Relation zum NEFZ-Betriebsbereich eines Mittelklassefahrzeugs (Schwungmasse 4000 lbs; 2.2l-R4-DI-Dieselmotor)32

Abb. 21 Kategorisierung unterschiedlicher Homogenisierungsansätze.....33

Abb. 22 Einordnung der in **Abb. 16** gezeigten Ergebnisse für die teilhomogene Verbrennung in Bezug auf die Effekte der frühen und späten Homogenisierung35

Abb. 23	Phasenlage von $\varphi_{MVI, \tau_{HTO}}$ bei minimalem Zündverzug (vollst. Legende s. Abb. 22)	36
Abb. 24	Form und Abmessungen der Kolbenmulden	42
Abb. 25	Beispiel für den Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses und der Massenmitteltemperatur gemäß der Druckverlaufsanalyse mit Einzonenmodell.....	46
Abb. 26	Entstehungsbedingungen von Rußpartikeln und Stickoxiden	47
Abb. 27	Berechnung der lokal möglichen adiabaten Flammentemperaturen.....	48
Abb. 28	Modellierung der Zusammensetzung im chemischen Gleichgewicht.....	50
Abb. 29	Vergleich der berechneten adiabaten Flammentemperaturen	51
Abb. 30	Abschätzung der erreichbaren Flammentemperaturen mit der erweiterten Druckverlaufsanalyse.....	53
Abb. 31	Unterschied zwischen λ_M und λ_{Global} (links) und prozentualer Fehler von λ_{Global} bei einem Restgasanteil von 8% (rechts).....	56
Abb. 32	Bestimmung von Parametern aus Nadelhubsignal und Druckverlaufsanalyse.....	57
Abb. 33	Detektion des Brennbeginns bei Brennverlauf mit kalter Flamme.....	58
Abb. 34	Annäherung an die NO_x - und rußpartikelfreie Verbrennung.....	61
Abb. 35	Injektornadelhub- und Brennverläufe jedes zweiten Lastpunkts aus Abb. 34	62
Abb. 36	Gute Korrelation zwischen der NO_x -Emission und der adiabaten Flammentemperatur $T_{Lokal, T-Max, \lambda = 1}$	63
Abb. 37	Korrelation der NO_x -Emission mit $T_{Lokal, T-Max, \lambda = 1}$ - Darstellung im $\lambda_{Lokal}-T_{Lokal}$ -Plot in Anlehnung an [1].....	65
Abb. 38	Einfluss von λ_{Global} und $T_{Max, 1-Zone}$ auf die Schadstoffemission (Legende s. Abb. 34)	66
Abb. 39	Zündverzug und weitere Kennwerte aus der Druckverlaufsanalyse	68
Abb. 40	Druckverlaufsanalyse für die Betriebspunkte aus Abb. 39 mit $\lambda_{Global} = 1.00$	69
Abb. 41	Verläufe der adiabaten Flammentemperaturen für die Betriebspunkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$ aus Abb. 39	71
Abb. 42	Konkurrierende Hypothesen zur rußfreien PCCI-Verbrennung.....	73
Abb. 43	Geringer Einfluss des Einspritzdrucks auf NO_x , Ruß und Verbrennungsgeräusch bei PCCI.....	74
Abb. 44	Geringer Einfluss des Einspritzdrucks auf den Brennverlauf bei PCCI.....	75
Abb. 45	Starke Auswirkung des Einspritzdrucks auf die Rußemission und das Verbrennungsgeräusch bei konventioneller Dieselerbrennung	76
Abb. 46	Starke Temperatursensitivität der Rußemission bei PCCI	78
Abb. 47	Einfluss der Ansaugtemperatur auf den Zündverzug und die Wärmefreisetzung	79
Abb. 48	Vergleich von $Q_{Vormisch}$ und $\eta_{u, norm}$ zur Bewertung der Brennverlaufsunterschiede.....	80
Abb. 49	Bereiche der adiabaten Flammentemperaturen für die Punkte der Ansaugtemperaturvariation mit $\lambda_{Global} = 1.00$ bzw. $p_{mi, HD} = 5.0$ bar.....	81
Abb. 50	Versuch der Lastanhebung im PCCI-Betrieb - Einfluss der Aufladung auf den Zündverzug und die Rußemission	84

Abb. 51	Während des Zündverzugs herrschende Prozessbedingungen (gemittelt im Zeitintervall von τ_{HTO})	85
Abb. 52	Versuch der Lastanhebung im PCCI-Betrieb - Druckverlaufsanalyse für die Punkte mit $p_{mi,HD} = 4.0$ bar, $p_{mi,HD} = 7.5$ bar und $p_{mi,HD} = 9.5$ bar aus Abb. 50	86
Abb. 53	Normierte Brennverläufe der Punkte mit $p_{mi,HD}$ 4.0 bar, 7.5 bar und 9.5 bar	87
Abb. 54	Adiabte Flammentemperaturverläufe für die drei Betriebspunkte der Lastvariation mit $\lambda_{Global} = 1.65$ und $AGR = 50\%$ - Bestätigung der Zündverzugshypothese	87
Abb. 55	Modell des Motorbetriebsverhaltens: Eingangs- und Ausgangsparameter	88
Abb. 56	Streuplot der 373 Messpunkte in der λ_{Global} - $T_{max,1-Zone}$ -Ebene	89
Abb. 57	Modellergebnisse für AGR und $p_{mi,HD}$	91
Abb. 58	Modellergebnisse für NO_x und $\chi_{O_2,ES}$	92
Abb. 59	Kombinationen von λ_{Global} , $T_{Max,1-Zone}$, AGR -Rate und $\chi_{O_2,ES}$ für den NO_x -freien Betrieb	93
Abb. 60	Modellergebnisse für die CO - und HC -Emission	94
Abb. 61	Modellergebnisse für die Rußemission, den absoluten Zündverzug τ_{HTO} und den relativen Zündverzug RZV	95
Abb. 62	Zielbereiche des Ruß- und NO_x -freien Motorbetriebs bei unterschiedlichen Ladedrücken	96
Abb. 63	Ein- und Ausgangsparameter des Zündverzugsmodells	98
Abb. 64	Ergebnisse des Zündverzugsmodells	99
Abb. 65	Validierung des Zündverzugsmodells bezüglich des Einflüsse von T_m, τ_{HTO} und $\chi_{O_2,ES}$...	101
Abb. 66	Validierung des Zündverzugsmodells bezüglich der Einflüsse von T_m, τ_{HTO} und p_m, τ_{HTO}	102
Abb. 67	Darstellung des Brennraumdrucks über der Massenmitteltemperatur (Messungen)	104
Abb. 68	Simulationsergebnis für zwei fiktive PCCI-Verbrennungsfälle mit $\varepsilon = 13.0$ und $\varepsilon = 10.0$ im Vergleich zu $\varepsilon = 15.8$	105
Abb. 69	Abschätzung des erforderlichen absoluten Zündverzugs τ_{HTO} bei steigender Einspritzmenge und $RZV = 180\%$	107
Abb. 70	Darstellung des Zylinderdrucks über der Massenmitteltemperatur für die Verbrennungsfälle mit $\varepsilon = 15.8$ (Messung), $\varepsilon = 13.0$ (Simulation) und $\varepsilon = 10.0$ (Simulation)	108
Abb. 71	Messungen zur Annäherung an die Lastgrenze bei $\varepsilon = 13.3$	110
Abb. 72	Lastanhebungsversuch bei $\varepsilon = 15.8$ und PCCI-Lastgrenze bei $\varepsilon = 13.3$ u. $\varepsilon = 10.4$	111
Abb. 73	Absenkung des Verdichtungsverhältnisses: Zündverzugsbestimmende Prozessbedingungen	112
Abb. 74	Absenkung des Verdichtungsverhältnisses: Validierung des Zündverzugsmodells.....	112
Abb. 75	Druckverlaufsanalyse für die PCCI-Lastgrenzen bei $\varepsilon = 15.8$, $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$	113
Abb. 76	PCCI-Lastgrenzen für vier Mischungen aus Diesel- und Benzinkraftstoff.....	115

Abb. 77	Anhebung der PCCI-Lastgrenze durch Absenkung der Kraftstoffzündwilligkeit: Zündverzugsbestimmende Prozessbedingungen.....	116
Abb. 78	Vergleich der erzielbaren Zündverzüge (Modell) und PCCI-Lastgrenzen (Messung) der beiden Kraftstoffe B0 und B100.....	117
Abb. 79	Druckverlaufsanalyse für die PCCI-Lastgrenzen der Kraftstoffmischungen B0, B50, B75 und B100	118
Abb. 80	Nachteile im Betrieb unterhalb der PCCI-Lastgrenzen (Ausnahme $\varepsilon = 15.8/B0$): Zusammenhang zwischen Zündverzug und HC-, CO-Emission	120
Abb. 81	Druckverlaufsanalyse für die Betriebspunkte mit AGR = 0% aus Abb. 80	121
Abb. 82	Vergleich Lastanhebungsversuch mit Dieselmotorkraftstoff und PCCI-Lastgrenzen	123
Abb. 84	Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und Kraftstoffumsetzungsgrad bei PCCI.....	125
Abb. 85	Vergleich zwischen PCCI-Betrieb, konventioneller dieselmotorischer Abstimmung und Abstimmung ohne VE bei $\varphi_{QB=50\%} = 376 \text{ °KW}$	127
Abb. 86	Abgasgesetzgebung und Ergebnis des Gedankenexperiments.....	130
Abb. 87	Zusammensetzungsvektor und Schema von Motor und Gaswechselleitungen.....	149
Abb. 88	Vereinfachter Ansatz zur Modellierung des Restgasgehalts	152
Abb. 89	Vereinfachter Zusammensetzungvektor und Motorschema	153
Abb. 90	Validierung der Hochdruckprozesssimulation.....	155

FORMELZEICHEN UND ABKÜRZUNGEN

Lateinische Formelzeichen	Einheit	Erklärung
AGR	%	Abgasrückführtrate basierend auf einem Modell für die Motorfüllung
AGR _{CO2}	%	Abgasrückführtrate basierend auf der Messung der CO ₂ -Gehalte
CZ	-	Cetanzahl
dQ _B /dφ	kJ/(°KW m ³)	Brennverlauf (bezogen auf das Motorhubvolumen)
H _u	MJ / kg	Heizwert
K _p	°C	Siedepunkt (Kochpunkt) eines Reinstoffs bei Umgebungsdruck
LA	-	Luftaufwand
MOZ	-	Motor Oktanzahl
n	-	Polytrophenexponent
n _M	min ⁻¹	Motordrehzahl
NH	μm	Hub der Einspritzdüsenadel
p	bar	Druck (hier Druck im Stosswellenrohr)
p ₂	bar	Saugrohrdruck
p _{m,τ_{HTO}}	bar	Mittelwert des Zylinderdrucks im Zeitintervall von τ _{HTO}
p _{mi,HD}	bar	Indizierter Mitteldruck der Hochdruckschleife
p _{Rail}	bar	Einspritzdruck gemessen in der Kraftstoffsammelleiste
p _{ZOT}	bar	Verdichtungsenddruck bei ZOT
Q _B	J	Durchbrennfunktion
Q _{B,Vormisch}	J	Während der Vormischverbrennung umgesetzte Energiemenge
Q _{Waage=100%}	J	Pro Arbeitstakt eingebrachte Energiemenge laut Kraftstoffwaage
ROZ	-	Research Oktanzahl
T	K	Temperatur (hier Gemischtemperatur im Stosswellenrohr)
T ₂	°C	Saugrohrtemperatur
T _{5%, T_{50%, T_{90%}}}	°C	Temperaturen bei denen 5%, 50% bzw. 90% eines Stoffgemischs bei Umgebungsdruck verdampft sind
T _{m,τ_{HTO}}	K	Mittelwert der Massenmitteltemperatur im Zeitintervall von τ _{HTO}
T _{Max,1-Zone}	K	Maximalwert der Massenmitteltemperatur
T _{ZOT}	°C	Verdichtungsendtemperatur bei ZOT

Griechische Formelzeichen	Einheit	Erklärung
$\chi_{O_2,ES}$	mol/mol	Sauerstoffmolenbruch im Ansauggas bei „Einlass Schließt“
ε	m^3/m^3	Geometrisches Verdichtungsverhältnis
Φ_{Lokal}	kg/kg	Lokales Kraftstoff/Luft-Verhältnis $\Phi_{Lokal} = 1 / \lambda_{Lokal}$
η_u	J/J	Kraftstoffumsetzungsgrad
$\varphi_{EB,HE}$	°KW	Beginn der Haupteinspritzung
φ_{MVI}	°KW	Mittelpunkt des Vormischintervalls: Kurbelwinkelstellung, an der 50% der Zündverzugszeit τ_{HTO} verstrichen ist
$\varphi_{QB=50\%}$	°KW	Verbrennungsschwerpunkt; Zeitpunkt bzw. Kurbelwinkelstellung, an der 50% der Verbrennungswärme freigesetzt ist
$\varphi_{QB=95\%}$	°KW	Zeitpunkt bzw. Kurbelwinkelstellung, an der 95% der Verbrennungswärme freigesetzt ist
$\varphi_{Start,HTO}$	°KW	Beginn der Hochtemperaturoxidation
$\varphi_{T-Max-1-Zone}$	°KW	Kurbelwinkelstellung zum Zeitpunkt der maximalen Massenmitteltemperatur
κ	-	Isentropenexponent
λ	kg/kg	Verbrennungsluftverhältnis (hier im Stoßwellenrohr)
λ_{Global}	kg/kg	Globales Verbrennungsluftverhältnis unter Berücksichtigung des Sauerstoffgehalts aus der Frischluftmasse und der AGR
λ_{Lokal}	kg/kg	Lokales Verbrennungsluftverhältnis
τ_1	ms	Zündverzugszeit bis zum Beginn der kalten Flamme
$\tau_{1st\ kernel}$	ms	Zündverzugszeit bis zur Beobachtung erster Flammenkerne (Stoßwellenrohr)
τ_2	ms	Zündverzugszeit vom Beginn der kalten Flamme bis zum Beginn der blauen Flamme
τ_3	ms	Zündverzugszeit vom Beginn der blauen Flamme bis zum Beginn der Hochtemperaturoxidation
τ_{Chem}	ms	Chemischer Zündverzug $\tau_{Chem} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$
τ_{DDT}	ms	Zündverzugszeit bis zum Umschlagen in die detonative Verbrennung (Stoßwellenrohr) $\tau_{DDT} \approx \tau_{Chem} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$
τ_{HTO}	ms	In dieser Arbeit verwendeter motorischer Zündverzug: Zeit vom Einspritzbeginn bis zum Beginn der Hochtemperaturoxidation
τ_{Mot}	ms	Motorischer Zündverzug
τ_{Phys}	ms	Physikalischer Zündverzug
ξ	kg/kg	Brennstoffanteil am Gemisch. Es gilt: $\xi = 1 / (1+\lambda)$

Abkürzung	Erklärung
ACEA	Französisch: Association des Constructeurs Européens d'Automobiles Deutsch: Dachverband der europäischen Automobilhersteller
AGR	Abgasrückführung
AGR-Rate	Abgasrückführrate
Ar	Argon
ASI	Englisch: After Start of Injection; Deutsch: Zeit nach dem Einspritzbeginn
CAI	Controlled Auto Ignition
CH ₃ •	Methylradikal
C ₂ H ₂	Ethin
C ₂ H ₅ •	Ethylradikal
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DI	Englisch: Direct Injection
DME	Dimethylether
EURO 1 bis EURO 6	Zertifizierungsstufen der europäischen Abgasgesetzgebung
FTP75	Federal Test Procedure 75
FSN	Englisch: Filter Smoke Number; Deutsch: Schwärzungszahl
H ₂ O	Wasser
HC	Sammelbegriff für diverse Kohlenwasserstoffe
HCLI	Homogeneous Charge Late Injection
LEV	Low Emission Vehicle
N ₂ bzw. N	Molekularer bzw. atomarer Stickstoff
MTZ	Motortechnische Zeitschrift
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeug
NO	Stickstoffmonoxid
NO _x	Sammelbegriff für die Stickoxide NO, NO ₂ und N ₂ O
NTC	Englisch: Negative temperature coefficient; Deutsch: Negativer Temperatur Koeffizient
O ₂ bzw. O	Molekularer bzw. atomarer Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
PAH	Polycyclic Aromatic Hydrocarbons
PAK	Polyzyklische Aromatische Kohlenwasserstoffe (Rußvorläufer)
PCCI	Premixed Charge Compression Ignition
Pkw	Personenkraftwagen
SCR	Englisch: Selective Catalytic Reduktion
Tier2Bin5	Zertifizierungsstufe der US-amerikanische Abgasgesetzgebung
US06	United States 06
ZOT	Zündungstakt Oberer Totpunkt

1 EINLEITUNG

Die Brennverfahren von konventionellen Diesel- und Ottomotoren weisen jeweils gewisse Vor- und Nachteile auf. Die Kompressionszündung des heterogenen, mageren Gemischs im Dieselmotor ermöglicht eine drosselfreie Laststeuerung (Qualitätsregelung) und damit sehr gute Teillastwirkungsgrade. Die Zündgrenzen des homogenen Gemischs im Ottomotor lassen keine für die Steuerung der Motorlast ausreichende Abmagerung zu und erfordern die für den Wirkungsgrad nachteilige Drosselung der Zylinderladung (Quantitätsregelung) [93]. Der entscheidende Nachteil des konventionellen Dieselmotors liegt in der Diffusionsverbrennung des heterogenen Gemischs. Diese Art der Verbrennung bedingt eine höhere Partikelemission als die Verbrennung homogener Gemische im Ottomotor [76] [94].

Die Vorentwicklung konzentriert sich seit einiger Zeit auf alternative Brennverfahren, bei denen die jeweils vorteilhaften Merkmale der beiden konventionellen Verfahren kombiniert zur Anwendung kommen sollen [16] [79] [92]. Bei DI-Ottomotoren wird zur drosselfreien Laststeuerung z.B. an dem Prinzip der Schichtladung gearbeitet. Die Schichtladung und die Fremdzündung von Ottokraftstoff erfordern eine sehr gute Beherrschung der Gemischbildung, weshalb sich die Anwendung dieses Verfahrens in einem großen Kennfeldbereich als schwierig erweist. Darüber hinaus erfordert der Sauerstoffüberschuss im Schichtbetrieb eine aufwendige NO_x -Abgasnachbehandlung. Durch Einleitung einer Selbstzündung kann das Problem der geringen AGR-Verträglichkeit im Otto-Schichtladebetrieb umgangen und das Durchbrennverhalten verbessert werden. Die Kombination aus Ottokraftstoff und ottomotortypischem Verdichtungsverhältnis erfordert zusätzliche Maßnahmen, um die Entflammung magerer Gemische beim sogenannten „Controlled Auto Ignition (CAI)“ Brennverfahren zu bewerkstelligen. Schwerpunkt bei der Entwicklung von CAI-Brennverfahren ist die Erweiterung des Betriebsbereichs zwischen den Grenzen der klopfenden Verbrennung und der Verbrennung mit Aussetzern [3] [95] [96] [108].

Bei Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung wird zur Senkung der Partikelrohemission eine bessere Homogenisierung des Dieselkraftstoff-Luft-Gemischs angestrebt. Beim Übergang von der heterogenen Sprayverbrennung zum sogenannten „Premixed Charge Compression Ignition (PCCI)“ bzw. „Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI)“ Brennverfahren kann der Zielkonflikt zwischen der NO_x - und der Rußemission entschärft werden, so dass Motorabstimmungen mit sehr geringer NO_x - und Rußemission möglich sind. Aufgrund des zündwilligen Kraftstoffs und der hohen Verdichtungsverhältnisse ist die PCCI-Verbrennung bei konventioneller Motorkonfiguration nur bei sehr geringer Motorlast realisierbar [6] [19]. Gegenüber dem dieselmotorischen Betrieb führen PCCI-Betriebsstrategien zu einer deutlich erhöhten Emission von Kohlenmonoxid (CO) und Kohlenwasserstoffen (HC) [18]. Wie beim CAI-Brennverfahren erweist sich die Kontrolle des Verbrennungsablaufs als schwierig [67]. Prinzipbedingt kann dieser kaum noch durch den Einspritzverlauf, sondern viel mehr durch den thermodynamischen Zustand des Arbeitsgases im Zeitintervall der Gemischbildung gesteuert werden. Vor allem aber erschwert die Vormischung die Realisierung eines moderaten Verbrennungsgeräuschs [73].

Die vorliegende Arbeit soll einen Beitrag zum besseren Verständnis von PCCI-Brennverfahren leisten. Der Fokus liegt dabei auf der wissenschaftlichen Analyse des Verhaltens des Zündverzugs und der Schadstoffemission beim Übergang von der heterogenen zur homogenen Dieselverbrennung.

2 STAND DER TECHNIK

2.1 Gesetzgebung und Entwicklungsziele

Die Europäische Abgasgesetzgebung wurde vom Inkrafttreten der EURO 1 Norm im Jahr 1992 bis zum Inkrafttreten der EURO 5 Norm im Jahr 2008 drastisch verschärft. In den USA ist im Jahr 2007 die Tier2/LEV2 Gesetzgebung rechtswirksam geworden. Diese schreibt vor, dass die Zertifizierungsstufe Tier2Bin5 als Flottenmittelwert von den pro Jahr in den USA verkauften Fahrzeugen (Diesel- und Otto-Pkw bis 8500 lbs) eines Herstellers erreicht werden muss. **Abb. 1** zeigt einen Vergleich der aus heutiger Sicht relevanten Grenzwerte der europäischen und der US-amerikanischen Abgasgesetzgebung [54] [55] [59] [62].

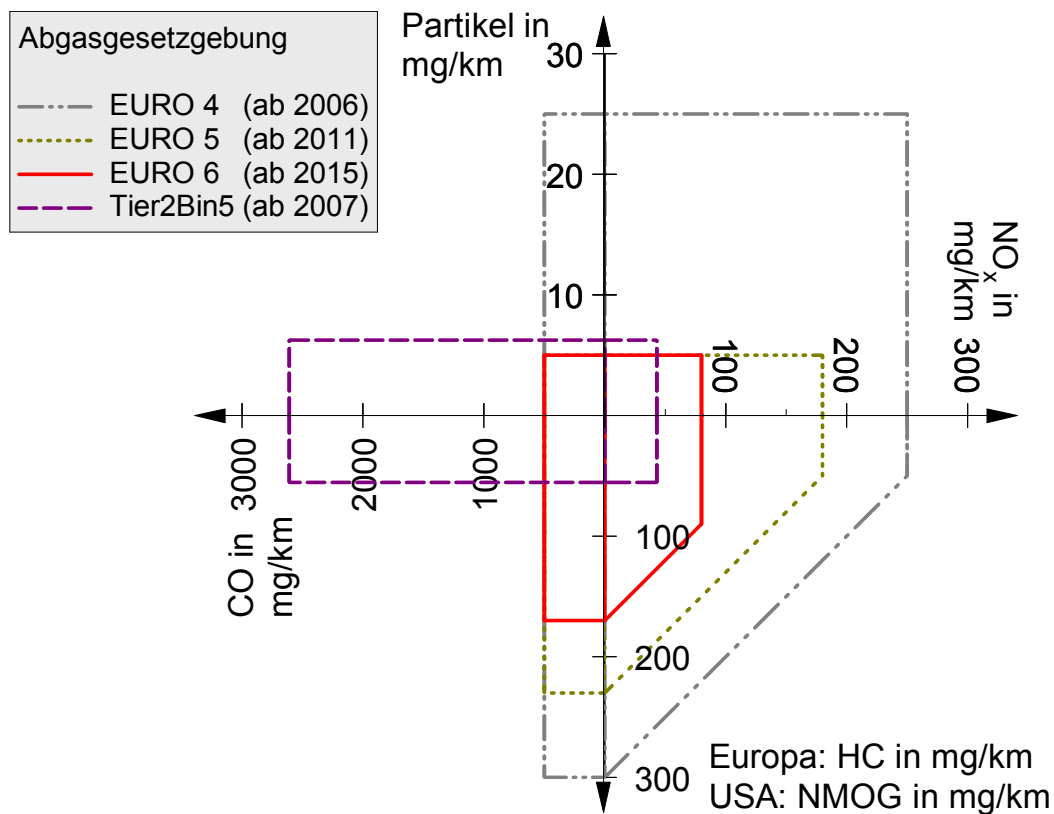


Abb. 1 Abgasgrenzwerte für Diesel-Pkw und leichte Nfz in Europa (Fahrzeuge bis 3,5 t) und den USA (Fahrzeuge bis 8500 lbs)

Bei der US-amerikanischen Abgasgesetzgebung ist zu beachten, dass die zu Grunde liegenden Fahrzyklen US06 und FTP75 stärker von Beschleunigungsphasen geprägt sind als der in Europa zu absolvierende neue europäische Fahrzyklus (NEFZ). Insofern ist im Fall der US-Abgasgesetzgebung die Einhaltung gleicher streckenbezogener Absolutwerte schwieriger [37].

Bei der Erfüllung der Abgasgesetzgebung kommt das von der europäischen Kommission beschlossene Gesetz zur Reduzierung des CO₂-Ausstoßes erschwerend hinzu. Nach mehrfacher Anpassung der Selbstverpflichtungsziele des Dachverbands der europäischen Automobilhersteller (ACEA) wurde dieses Gesetz im Jahr 2007 wie folgt beschlossen (s. **Abb. 2**):

1. Die auf dem europäischen Markt vertretenen Automobilhersteller müssen bis zum Jahr 2015 den Richtwert von 130 g/km für die CO₂-Emission ihrer Neuwagenflotte erreichen.
2. Die Regelung tritt bereits ab dem Jahr 2012 in Kraft. Ab dann muss ein festgelegter Prozentsatz der jährlich verkauften Fahrzeugflotte eines Herstellers einen vom Gesetzgeber für den jeweiligen Hersteller vorgeschriebenen Zielwert erfüllen. Der vorgeschriebene Prozentsatz steigt bis zum Jahr 2015.
3. Die 130 g/km sind insofern als Richtwert zu verstehen, als dass jeder Hersteller in Abhängigkeit des mittleren Fahrzeuggewichts und des derzeitigen Standes der CO₂-Emission seiner Flotte einen abgestimmten Zielwert zu erfüllen hat.
4. CO₂-Innovationen in der Fahrzeugtechnologie können einem Hersteller mit bis zu 7 g/km CO₂ angerechnet werden.
5. Beim Überschreiten der für die Hersteller gesetzten Zielwerte sind Strafzahlungen in der Größenordnung von 95 € je g/km CO₂ zu entrichten.
6. Für das Jahr 2020 wird ein Zielwert von 95 g/km angestrebt. Der endgültige Beschluss hierüber wird in Abhängigkeit von derzeit laufenden Machbarkeitsstudien gefällt.

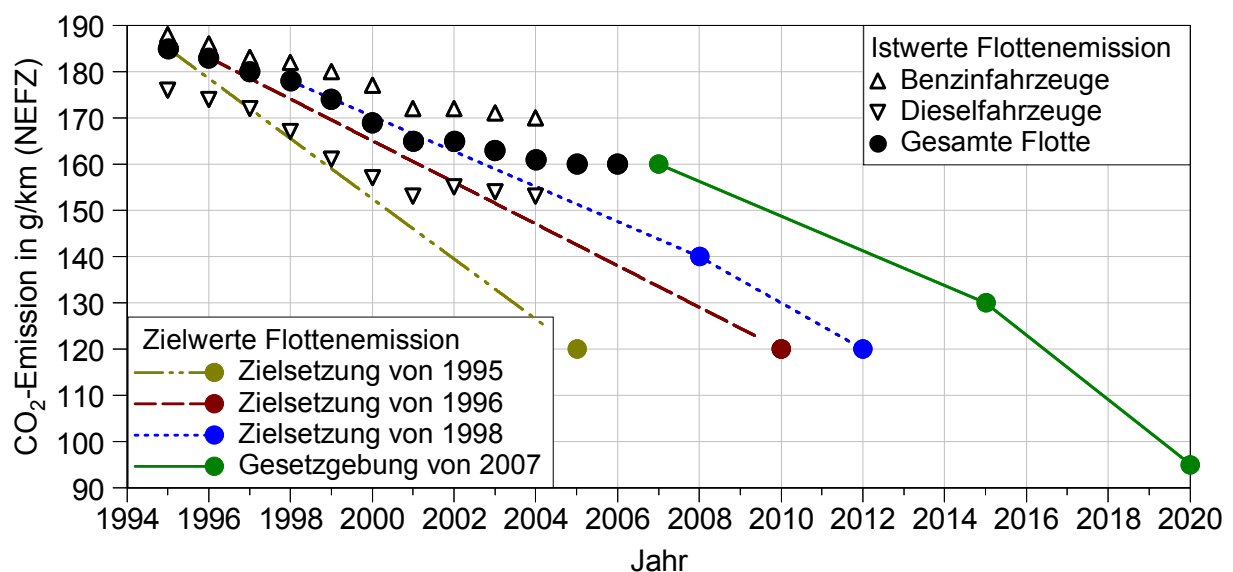


Abb. 2 Entwicklung der CO₂-Selbstverpflichtung und Gesetzgebung [61]

Das Erfüllen der oben genannten CO₂-Gesetzgebung ist insofern eine ingenieurtechnische Herausforderung, als dass derzeit auch Abgasnachbehandlungssysteme wie Partikelfilter und NO_x-Speicherkatalysatoren zu einer Erhöhung des Kraftstoffverbrauchs führen. Bei beladenen Partikelfiltern resultiert diese aus der Erhöhung des Abgasgedrucks. Darüber hinaus erfordert die Regeneration von Partikelfiltern und NO_x-Speicherkatalysatoren bzw. das Aufheizen von SCR-Systemen einen Kraftstoffumsatz, der nicht in Form von Antriebsenergie genutzt werden kann. Mit Blick auf die Kosten und Konvertierungsraten von Abgasnachbehandlungssystemen wird ersichtlich, dass alle innermotorischen Maßnahmen zur Entschärfung des NO_x/Partikel-Zielkonfliktes untersucht und ausgenutzt werden sollten [68] [81] [38].

Im Folgenden werden die innermotorischen Vorgänge im Dieselmotor genauer beschrieben. Dabei liegt der Fokus auf den Wirkzusammenhängen bei der Schadstoffentstehung im konventionellen Dieselmotorenverfahren mit Direkteinspritzung¹.

2.2 Grundlagen des konventionellen Dieselmotorenverfahrens

2.2.1 Dieselmotorenkraftstoff

Dieselmotorenkraftstoff wird durch Erdölraffination (fraktionierte Destillation) und anschließendes Cracking (Umwandlung von Kohlenwasserstoffen mit hoher C-Zahl in Kohlenwasserstoffe mit niedriger C-Zahl) gewonnen. Dieselmotorenkraftstoff ist daher eine Mischung von Kohlenwasserstoffen stark unterschiedlicher Molekülgröße und -struktur (**Abb. 3**).

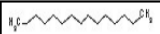





Molekülstrukturen		Molekülgrößen	Beispiele		
Dieselmotorenkraftstoff	n-Alkane	12 %	C-Zahl 10 ... 22	 n-Pentadekan	
	iso-Alkane	26 %	C-Zahl 10 ... 22	 Iso-Hexadekan	
	cyclo-Alkane	35 %	1-ring Cyclo-Alkane	14 %	 Cyclo-Hexan
			2-ring Cyclo-Alkane	10 %	...
			3-ring Cyclo-Alkane	6 %	...
			4-ring Cyclo-Alkane	5 %	...
	Aromaten	26 %	1-ring Aromaten	15 %	 Benzol
			2-ring Aromaten	7 %	 Naphthalin
			3-ring Aromaten	2 %	 Phenanthren
			Poly-Aromaten	2 %	...

Abb. 3 Molekülgrößen und -strukturen in einer Dieselmotorenkraftstoffprobe [58]

¹ Da in Diesel-Pkw aktuell nur das konventionelle Dieselmotorenverfahren mit Direkteinspritzung zur Anwendung kommt, wird im Folgenden auf die Erläuterung „mit Direkteinspritzung“ verzichtet.

Das in **Abb. 4** dargestellte Gaschromatogramm zeigt, dass die Kettenlängen der in typischem Dieseldieselkraftstoff enthaltenen n-Alkane zwischen n-C₉ (n-Heptan, leichtflüchtige Substanz) und n-C₂₄ (Paraffinwachs bzw. Bitumen, wachsartige Substanz) liegen. Die mittlere Anzahl der C-Atome aller Moleküle im Dieseldieselkraftstoff rangiert je nach Qualität von C₁₄ (leichtes Kerosin) bis C₁₈ (schweres Heizöl).

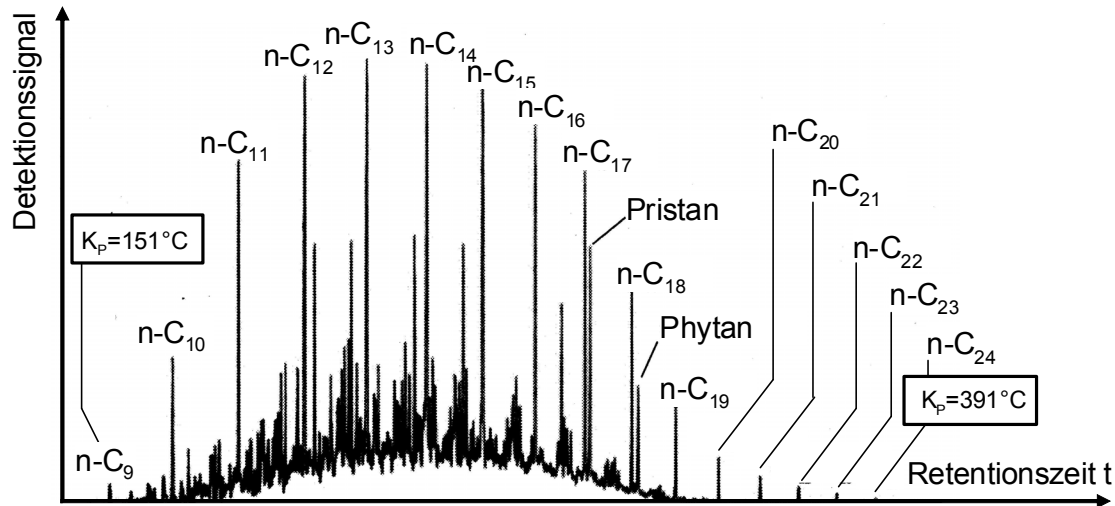


Abb. 4 Verteilung der n-Paraffine im Gaschromatogramm von Dieseldieselkraftstoff [58]

Um ein Gefühl für die physikalischen und chemischen Eigenschaften von Dieseldieselkraftstoff zu bekommen, ist eine Orientierung an der Molekülgröße von n-Alkanen mit ähnlichen Eigenschaften hilfreich. **Tabelle 1** zeigt eine Übersicht über die verbrennungsrelevanten Parameter von Benzin- und Dieseldieselkraftstoff.

Tabelle 1 Vergleich der Eigenschaften typischer Benzin- und Dieseldieselkraftstoffe mit denen ausgewählter n-Alkane

	Super Benzin 95	n-Alkan Vergleich	Diesel „Plus“ Winterqualität	n-Alkan Vergleich
CZ	(10 ≤ CZ ≤ 15)	≈ C ₄ H ₁₀	51	≈ C ₆ H ₁₄
ROZ	95		(10 ≤ ROZ ≤ 30)	
Molmasse [g/mol]	99	≈ C ₇ H ₁₆	190	≈ C ₁₃ H ₂₈
Ersatzformel	C _{7.05} H _{13.4} O _{0.06}	≈ C ₇ H ₁₆	C _{13.6} H _{26.4}	≈ C ₁₃ H ₂₈
T _{Siede, 50%} [°C]	105	≈ C ₇ H ₁₆	260	≈ C ₁₄ H ₃₀
Dichte 15°C [g/cm ³]	0.730	≈ C ₁₀ H ₂₂	0.835	> C ₃₀ H ₆₂
H/C [mol/mol]	1.90	< C _∞ H _{2(∞+1)}	1.94	< C _∞ H _{2(∞+1)}
Heizwert H _u [MJ/kg]	43	< C _∞ H _{2(∞+1)}	43	< C _∞ H _{2(∞+1)}

Neben den Verbrennungsparametern führt die Tabelle n-Alkane auf, die dem Realkraftstoff in Bezug auf die jeweilige physikalische oder chemische Eigenschaft am ähnlichsten sind. An europäischen Tankstellen erhältlicher Dieselmotorkraftstoff weist eine Cetanzahl von ungefähr CZ = 53 auf. Wenn die Cetanzahl als Indikator genommen wird, lässt sich die Zündneigung von Dieselmotorkraftstoff mit der von n-Hexan (C_6H_{14}) vergleichen. Das Verdampfungsverhalten hingegen entspricht näherungsweise dem von n-Tetradekan ($C_{14}H_{30}$). Der Grund für die unterschiedlichen Kettenlängen der vergleichbaren n-Alkane liegt in den aromatischen Bestandteilen des Dieselmotorkraftstoffs, die eine hohe Stabilität und damit eine geringere Neigung zur Selbstzündung aufweisen. **Abb. 5** veranschaulicht, wie die Zündeigenschaften von Benzin- und Dieselmotorkraftstoffen mit Hilfe der Referenzkraftstoffe Iso-Oktan und n-Heptan bzw. α -Methylnaphthalin und Cetan quantifiziert werden.

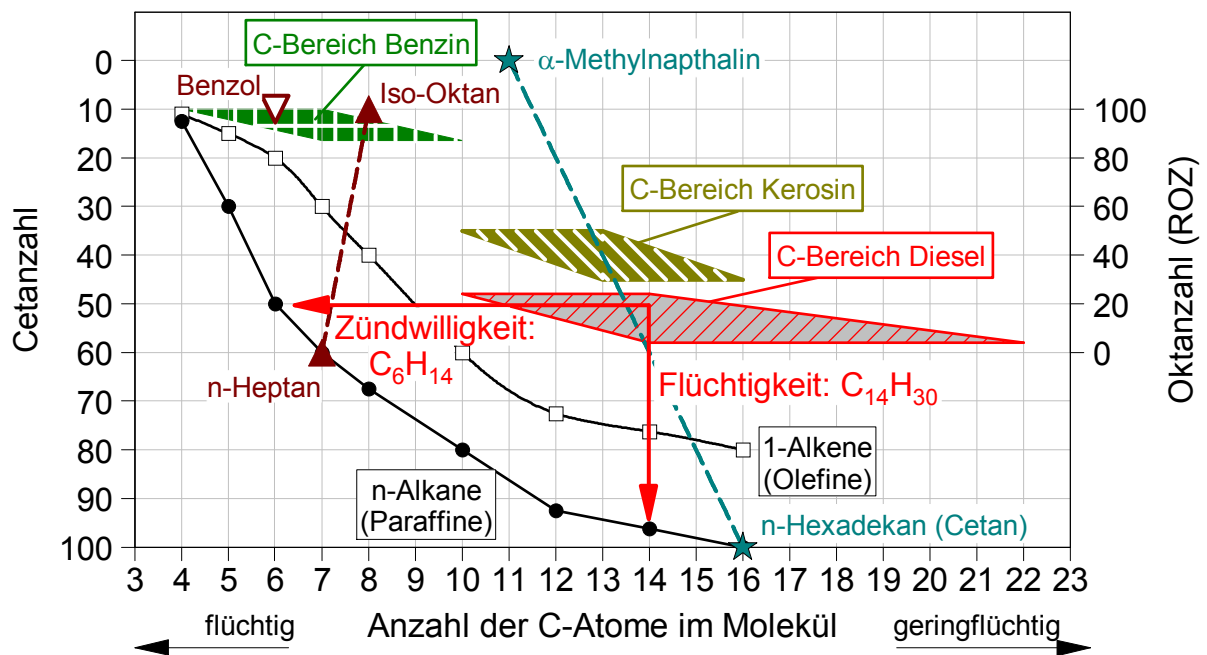


Abb. 5 Charakterisierung des Selbstzündungs- und Klopfverhaltens technischer Kraftstoffe [105]

2.2.2 Zündverzug und Reaktionskinetik

Die Verbrennung im Dieselmotor ist eine turbulente, nicht vorgemischte Tröpfchenverbrennung. Im Gegensatz zu der nahezu homogenen, gasförmigen Vormischung der Edukte in der Versuchseinrichtung von Stoßwellenrohren liegt im Dieselmotor im Anschluss an die Einspritzung eines Kraftstoffquantums zunächst kein zündfähiges Gemisch vor. Dies liegt zum einen an der noch nicht ausreichend vollzogenen Vermischung von Kraftstoffdampf und Frischgas und zum anderen an der für die Zündung noch zu geringen Temperatur des Gemischs. Die Vermischung der Edukte erfordert den Ablauf molekularer Transportprozesse (Diffusion) und makroskopischer Transportprozesse (Turbulenz). Die Erwärmung des Gemischs aus Kraftstoff und Frischladung erfolgt entsprechend durch Wärmeleitung und Konvektion.

Beim Zündprozess im Dieselmotor wird der Begriff des motorischen Zündverzugs verwendet. Dieser ist durch die Zeitspanne zwischen dem Beginn der Einspritzung und dem Beginn der Wärmefreisetzung definiert. Neben dem chemischen Zündverzug berücksichtigt der motorische Zündverzug auch den für die Aufbereitung des Gemischs erforderlichen physikalischen Zündverzug. Dieser beschreibt die Zeitspanne zwischen dem Einspritzbeginn und dem Beginn der ersten chemischen Reaktion im Gemisch.

$$\tau_{\text{Motor}} = \tau_{\text{Phys}} + \tau_{\text{Chem}} \quad (\text{Gl. 1})$$

Bisher gibt es noch kein empirisches oder physikalisch-chemisches Modell, das in der Lage ist, den motorischen Zündverzug verschiedener Motoren in variablen Betriebszuständen abzubilden. Die Modelle sind stets auf eine vorherige Kalibrierung der Modellparameter angewiesen, um quantitativ korrekte Ergebnisse zu liefern. Die Messung und Modellierung von motorischen Zündverzügen bei Teillastbedingungen heutiger DI-Dieselmotoren ist daher weiterhin ein wichtiges Thema.

Die Modellierung des chemischen Zündverzugs ist Gegenstand der Reaktionskinetik. Im folgenden Abschnitt wird das in der Literatur verfügbare Wissen über den chemischen Zündverzug und die verschiedenen Verbrennungsarten zusammengefasst.

EINTEILUNG IN HOCH- UND NIEDERTEMPERATUR-ENTFLAMMUNG

Die Oxidation höherer Kohlenwasserstoffe (d.h. von Kohlenwasserstoffen mit hoher C-Zahl) läuft in mehreren Reaktionsschritten unter Bildung zahlreicher aktiver Zwischenprodukte (Radikale) ab. Die Identifizierung dieser Zusammenhänge ist immer noch Gegenstand der Forschung und beruht auf der Erfassung der lokalen Spezieskonzentrationen mittels gekühlter Flammensonden oder auf laseroptischen Messverfahren. Da die Kettenreaktionen in Abhängigkeit der Temperatur und des Drucks einen unterschiedlichen Charakter haben (verzweigt oder degenerativ), ist eine Einteilung in verschiedene Entflammungsbereiche, wie sie **Abb. 6** links zeigt, sinnvoll [86].

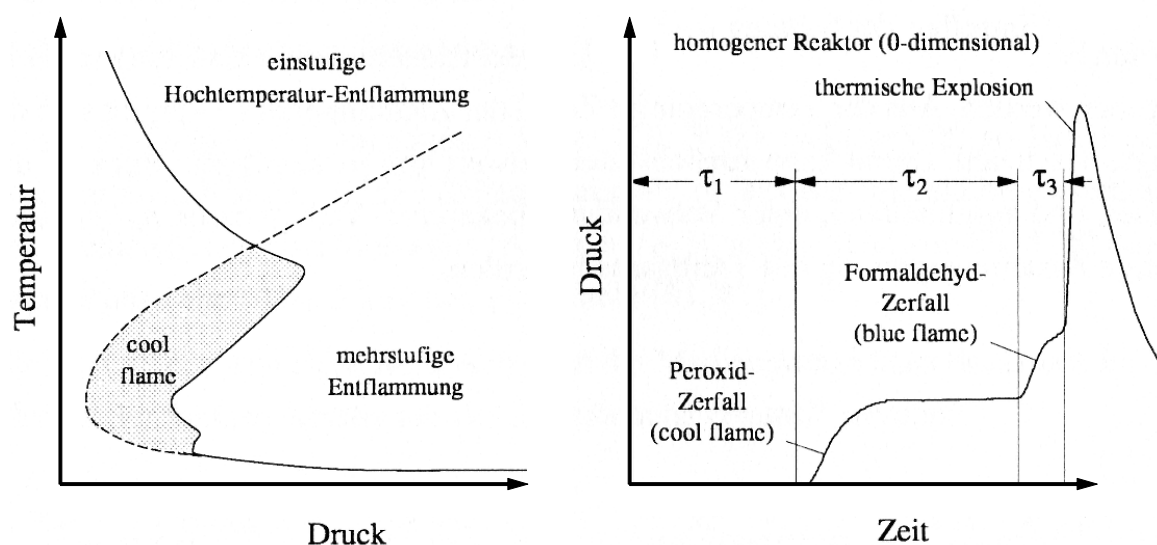


Abb. 6 Verschiedene Entflammungsgebiete von Kohlenwasserstoffen (links), mehrstufiger Entflammungsprozess (rechts) [86]

Bei hohen Temperaturen (Richtwert: $T > 1100 \text{ K}$) kommt es zu einem einstufigen Entflammungsvorgang, bei dem das Kraftstoffmolekül unter Bildung von Alkenen in immer kleinere Alkylradikale zerfällt (β -Zerfall). Das Reaktionsschema der schließlich übrig bleibenden, kleinsten Alkylradikale $\text{C}_2\text{H}_5^\bullet$ und CH_3^\bullet ist für den gesamten Vorgang der Hochtemperaturoxidation geschwindigkeitsbestimmend, so dass dieser weitgehend unabhängig von der Struktur des Kohlenwasserstoffs abläuft [85] [101]. Der immer auftretende, aber im Fall hoher Temperaturen geschwindigkeitsbestimmende Schritt im Oxidationsmechanismus, ist die Oxidation von CO zu CO_2 . Dies ist der Grund für die starke Ähnlichkeit der Verbrennung aller Alkane und Alkene, insbesondere bei hohen Temperaturen. Hiermit hängt auch die Vielstofffähigkeit des konventionellen Dieselmotors zusammen.

Bei niedrigeren Temperaturen (Richtwert: $T < 1100 \text{ K}$) verläuft der Oxidationsvorgang in mehreren Stufen über eine sogenannte degenerative Kettenverzweigung ab. Die Kohlenwasserstoffe mit hoher C-Zahl werden zunächst zu relativ stabilen Zwischenprodukten mit niedrigerer C-Zahl (z.B. zu Alkylperoxid-Radikalen) oxidiert. Erst wenn deren Konzentration einen kritischen Wert erreicht hat, beginnt ihr Zerfall (in **Abb. 6** rechts: nach der Zeitspanne τ_1). Da der Zerfall der Alkylperoxid-Radikale exotherm verläuft und er durch die entstehenden Radikale und die Wärmefreisetzung noch beschleunigt wird, entwickelt er sich schlagartig. Dieser Verbrennungsvorgang wird aufgrund des niedrigen Temperaturbereichs, in dem er abläuft, als kalte Flamme bezeichnet (engl. cool flame). In der kalten Flamme können bis zu 15% der gesamten chemischen Energie des Systems umgesetzt werden [86].

ABLÄUFE BEI DER KALTEN UND DER BLAUEN FLAMME

Die kritische Konzentration, ab der die Alkylperoxid-Radikale zerfallen, nimmt mit fallender Temperatur zu. Daher nimmt die Zeitdauer bis zum Beginn der kalten Flamme (Zündverzug τ_1), ebenso wie die Intensität der kalten Flamme bei niedrigen Prozesstemperaturen zu. In der kalten Flamme entstehen große Mengen an relativ stabilem Formaldehyd und an freien Radikalen, welche die Oxidation der Kohlenwasserstoffe weiter vorantreiben.

Nach der Zeitspanne τ_2 kommt es zu einer weiteren exothermen Kettenreaktion, in der eine große Menge an Kohlenmonoxid produziert wird und das aktivierte, blau strahlende Formaldehyd zerfällt. In Experimenten ist die sehr kurze Phase der blauen Flamme schlecht zu erfassen, so dass der Niedertemperatur-Entflammungsvorgang oft als ein einstufiger Prozess dargestellt wird, in dem τ_2 und τ_3 zusammengefasst werden.

Bei mittleren Temperaturen, d.h. bei einer Erhöhung der Temperatur aus dem Niedertemperaturbereich heraus, verringert sich die kritische Konzentration der Peroxide. Die Zeit bis zum Auftreten der kalten Flamme wird dadurch kürzer und ihre Intensität geringer. Aufgrund des geringeren, aus der kalten Flamme resultierenden Radikalniveaus steigt die Zeit τ_2 in dieser Situation an. Damit kann es zu einem Ansteigen des gesamten chemischen Zündverzugs $\tau_{\text{Chem}} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$ mit steigender Temperatur kommen, was als „negative temperature coefficient (NTC)“ bezeichnet wird. Aus der Literatur geht hervor, dass geringverzweigte höhere Kohlenwasserstoffe stets ein mehrstufiges Entflammungsverhalten aufweisen, während nur einige von ihnen ein deutlich ausgeprägtes NTC-Verhalten besitzen [101] [12] [17].

BESTIMMUNG VON ZÜNDVERZUGSZEITEN

Die perfekte Homogenisierung der Gemischzusammensetzung und der Gemischtemperatur, sowie die perfekte Reinheit bezüglich katalytisch oder inhibierend wirkender Fremdkörper im Reaktionsvolumen (idealer homogener Reaktor) wird selbst in speziell dafür entwickelten Stoßwellenrohren nicht erreicht [17]. Aus diesem Grund stellt sich der Verbrennungsablauf bei allen technisch realisierten Verbrennungssystemen in einer von der in **Abb. 6** gezeigten, idealisierten mehrstufigen Entflammung abweichenden Form dar. Aufgrund heterogener Versuchsrandbedingungen kommt es praktisch immer zur Ausbildung von lokalen Flammenkernen. Beim Durchlaufen der Phase der kalten Flamme sind diese aufgrund der globalen Messverfahren (Druck, Bandenstrahlung des CH-Radikals) nur schwer örtlich nachweisbar. Im Stadium der thermischen Explosion können die Flammenkerne jedoch mit relativ einfachen optischen Verfahren (z.B. Schlierenmesstechnik) lokalisiert werden. Die Reaktion an den lokalen Flammenkernen führt in Abhängigkeit des Kraftstoffs und des Zustands benachbarter Gemischbereiche zu einem unterschiedlich langen deflagrativen² Verbrennungsfortschritt. Im Anschluss an die deflagrative Phase folgt die detonative³ Umsetzung des noch unverbrannten Gemischs. Daher wird die Klopfestigkeit von Kohlenwasserstoffen in Stoßwellenrohren anhand der Dauer und Intensität der deflagrativen Phase definiert, auch wenn die Detonation (das Klopfen) im Anschluss nicht ausbleibt.

Einen realen Entflammungsvorgang von n-Heptan, wie er im Rahmen von Stoßwellenrohruntersuchungen gemessen wurde, zeigt **Abb. 7** [17].

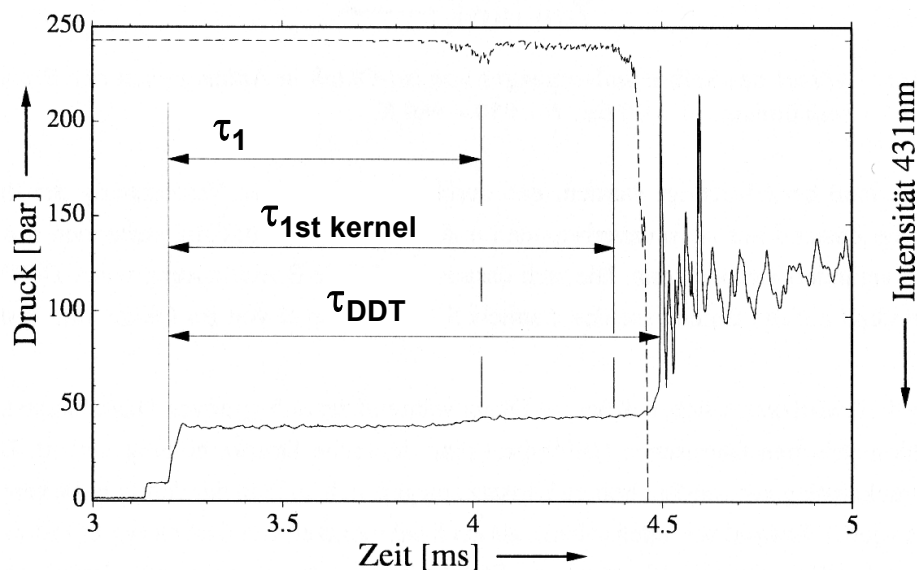


Abb. 7 Zweistufige Niedertemperatur-Selbstzündung im Stoßwellenrohr 60% iso-Oktan mit 40% n-Heptan, $\lambda = 1$, $p = 40$ bar, $T = 780$ K [17]

² Deflagration: langsame „Verpuffungsverbrennung“, mit molekularem Transport als geschwindigkeitsbestimmendem Prozess bei der Flammenausbreitung

³ Detonation: schlagartige, druckwelleninduzierte Zündung und Verbrennung

Darin ist τ_1 die Zeit bis zur Wärmefreisetzung durch die kalte Flamme (gemessen anhand der CH-Bandenstrahlung bei 431 nm, gestrichelte Kurve), $\tau_{1st\ kernel}$ die Zeit bis zum Auftreten einer ersten thermischen Explosion an einem Flammenkern und τ_{DDT} die Zeit bis zum Umschlagen von der Deflagration in die Detonation.

Im Vergleich zu den in **Abb. 6** rechts markierten Zündverzügen (idealer homogener Reaktor) gilt, dass τ_1 auch im Stoßwellenrohr die Zündverzugszeit bis zum Beginn der kalten Flamme angibt, während die Zündverzugszeit τ_{DDT} näherungsweise äquivalent zum gesamten chemischen Zündverzug ist ($\tau_{Chem} \approx \tau_{DDT} = \tau_1 + \tau_2 + \tau_3$). Die Zündverzugszeit $\tau_{1st\ kernel}$ ist als Kraftstoffeigenschaft von geringerer Relevanz, da sie mehr als die anderen Zündverzugszeiten (τ_1, τ_{DDT}) von der örtlichen Ungleichverteilung der Zündbedingungen im Versuchsaufbau abhängt.

EINORDNUNG DER PROZESSFÜHRUNG IN OTTO- UND DIESELMOTOREN

Zur Einordnung der Motorauslegung und Kraftstoffwahl in Otto- und Dieselmotoren zeigt **Abb. 8** Zündverzugsmessungen aus Stoßwellenrohruntersuchungen für iso-Oktan / n-Heptan-Mischungen und für den Diesel-Modellkraftstoff Dimethylether [17]. Die linke Seite von **Abb. 8** zeigt die Zündverzüge in einer logarithmischen Darstellung über der reziproken Mischungstemperatur (Arrhenius-Darstellung). Der Sinn dieser Darstellung liegt in der Möglichkeit, aus der Steigung des logarithmierten Verlaufs des Zündverzugs die Aktivierungsenergie der Reaktion abzuleiten. Für eine Bewertung aus motortechnischer Sicht sind dieselben Zündverzugsdaten auf der rechten Seite von **Abb. 8** linear dargestellt.

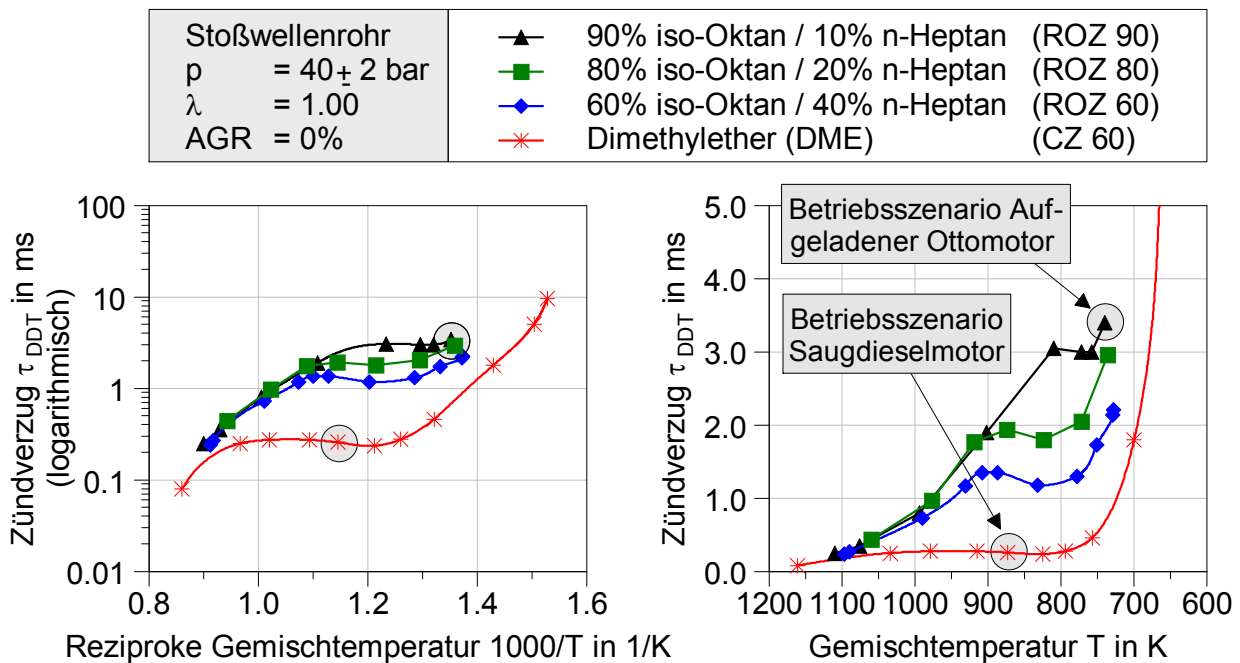


Abb. 8 Kraftstoffeinfluss auf die Zündverzugszeit τ_{DDT} [17]; Szenarien für die Zündbedingungen bei Otto- und Dieselmotoren

Neben dem grundsätzlichen Trend zu längeren Zündverzügen bei höherer Oktanzahl erkennt man das NTC-Verhalten im Temperaturbereich zwischen 750 K und 950 K. Das NTC-Verhalten erstreckt sich bei höherer Oktanzahl über einen kleineren Temperaturbereich und tritt tendenziell bei niedrigeren Temperaturen auf [47].

Mit Hilfe eines Rechenbeispiels kann gezeigt werden, wie die Verbrennungseinleitung bei den konventionellen Brennverfahren in Form der Fremdzündung (Ottomotor) oder Selbstzündung (Dieselmotor) durch eine gezielte Kombination von Motorauslegung und Kraftstoff gewährleistet bzw. erreicht werden kann. **Tabelle 2** stellt zu diesem Zweck die Zündbedingungen eines fiktiven, aufgeladenen Ottomotors gegenüber denen eines fiktiven Saugdieselmotors dar. Dabei wurden die Zündbedingungen T_{ZOT} und p_{ZOT} näherungsweise anhand der Isentropengleichungen berechnet [76] und der resultierende Zündverzug τ_{DDT} anhand von **Abb. 8** abgeschätzt.

Tabelle 2 Rechenbeispiel für die Zündbedingungen bei Otto- und Dieselmotoren

	T_2 [K]	p_2 [bar]	ε [-]	κ [-]	T_{ZOT} [K]	p_{ZOT} [bar]	τ_{DDT} [ms]
Aufgeladener Ottomotor	333	1.800	10.0	1.35	745	40	3.5
Saugdiesel	333	1.000	15.5	1.35	870	40	0.2

Aufgrund der Randbedingungen in **Abb. 8** wurde der Aufladegrad des Ottomotors genau wie das Verdichtungsverhältnis des Dieselmotors zu Gunsten eines Verdichtungsendrucks bei Schlepptrieb von 40 bar eingestellt. Der dafür notwendige hohe Aufladegrad des Ottomotors und das geringe Verdichtungsverhältnis des Dieselmotors stellen keine idealen, aber dennoch realistische Bedingungen dar. Anhand dieser Betriebsbedingungen kann die Robustheit der beiden Verfahren dargestellt werden, da es sich für das jeweilige Verfahren um relativ kritische Zündbedingungen handelt (Überverdichtung Ottomotor, Unterverdichtung Dieselmotor).

Mit der Annahme, dass der Ottomotor aus dem Rechenbeispiel (s. **Tabelle 2**) mit einem Kraftstoff der Oktanzahl $ROZ = 90$ und der Dieselmotor mit DME betrieben wird, können aus **Abb. 8** die Größenordnungen der zu erwartenden Zündverzüge abgelesen werden (graue Kreise):

- Wie erwartet führt der klopfste Kraftstoff bei ottomotorischen Randbedingungen zu einem langen chemischen Zündverzug von $\tau_{DDT} \approx 3.5$ ms, so dass ein ungestörtes Durchbrennen der fremdgezündeten Flammenfront möglich ist.
- Bei der um ca. 125 K höheren Verdichtungsendtemperatur des fiktiven Dieselmotors führt der zündwillige Kraftstoff DME zu einem chemischen Zündverzug von lediglich $\tau_{DDT} \approx 0.2$ ms. Diese Größenordnung passt wiederum zum Funktionsprinzip des konventionellen Dieselmotors mit Direkteinjektion, bei dem eine Vormischung des Kraftstoffs vor allem aus akustischen Gründen nicht erwünscht ist.

ARRHENIUSANSATZ UND EINFLUSS DER TEMPERATUR AUF DEN CHEMISCHEN ZÜNDVERZUG

Der Temperatureinfluss auf den chemischen Zündverzug wird mathematisch üblicherweise mit Hilfe des Arrheniusansatzes formuliert. Der Arrheniusansatz beschreibt die Temperaturabhängigkeit des Geschwindigkeitskoeffizienten k chemischer Reaktionen vom Typ:

$$d[A]/dt = -k [A]^a \quad (\text{Gl. 2})$$

Darin ist A die Spezieskonzentration, $d[A]/dt$ die Reaktionsrate und a die Reaktionsordnung. Der Arrheniusansatz für den Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizienten k lautet:

$$k = 1/\tau_{\text{chem}} = c_1 \cdot e^{-E_a / (R_m \cdot T)} \quad (\text{Gl. 3})$$

Darin wiederum ist c_1 ein präexponentieller Faktor, E_a die Aktivierungsenergie, R_m die allgemeine Gaskonstante, T die Temperatur und τ_{chem} der chemische Zündverzug. Zur Modellierung der Einflüsse des Drucks, der Spezieskonzentration und der Speziesarten enthält die Literatur zahlreiche Versuche, den Arrheniusansatz aus **(Gl. 2)** zu erweitern [77].

EINFLUSS DES DRUCKS AUF DEN CHEMISCHEN ZÜNDVERZUG

Der Druckeinfluss auf den Zündverzug wird im Arrheniusansatz meistens in Form eines präexponentiellen Faktors der Form p^{-n} abgebildet:

$$\tau_{\text{chem}} = c_2 \cdot p^{-n} \cdot e^{E_a / (R_m \cdot T)} \quad (\text{Gl. 4})$$

Wie in **(Gl. 4)** dargestellt, wird dabei der allgemeine präexponentielle Faktor c_1 aus **(Gl. 3)** in die zwei Faktoren c_2 und p^{-n} unterteilt. Für diese gilt $c_2 \cdot p^{-n} = 1 / c_1$. Der Wert des Exponenten n des präexponentiellen Faktors p^{-n} wurde in verschiedenen Untersuchungen ermittelt. Eine Übersicht der gefundenen Werte zeigt **Tabelle 3**.

Tabelle 3 Exponent n des präexponentiellen Faktors zur Berücksichtigung des Druckeinflusses auf den chemischen Zündverzug [77]

	n [-]
Tsao	1.0000
Wolfer	1.1900
Barba	1.4779
Sitkei	1.8000
Stiesch	2.0000
Spadaccini und TeVelde	2.0000

Die Spanne der bei der Modellierung des Zündverzugs bis zur thermischen Explosion τ_{Chem} ermittelten Werte deutet darauf hin, dass der Ansatz mit einem präexponentiellen Faktor nicht geeignet ist, den Druckeinfluss in unterschiedlichen Temperaturbereichen und bei unterschiedlichen Arbeitsgaszusammensetzungen abzubilden [107]. Eine andere Begründung könnte der Einfluss der unterschiedlichen physikalischen Randbedingungen der Versuche sein (Einspritzdruck, Brennraumform etc.).

Abb. 9 zeigt Messwerte für die starke Druckabhängigkeit des Zündverzugs von DME im relevanten mittleren Temperaturbereich. Wie das linke Diagramm andeutet, sind im Betrieb von Dieselmotoren mit höherer Verdichtung als $\varepsilon = 15.5$ bzw. höherem Ladedruck als $p_2 = 1.000$ bar wesentlich kürzere chemische Zündverzüge zu erwarten. Der starke Druckeinfluss auf die Zündverzugszeit wird reaktionskinetisch mit der bei höheren Druckverhältnissen steigenden Radikalkonzentration erklärt.

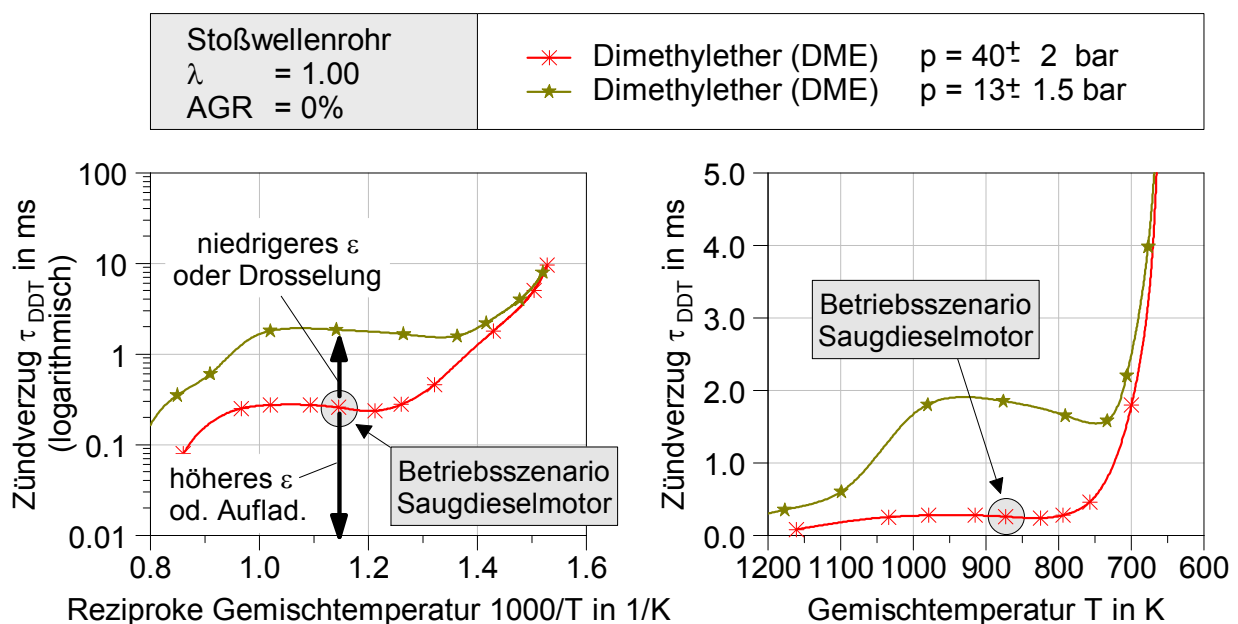


Abb. 9 Druckabhängigkeit des Zündverzugs von DME im mittleren Temperaturbereich [17]

EINFLUSS DES VERBRENNUNGSLUFTVERHÄLTNISSSES UND DER SAUERSTOFFKONZENTRATION AUF DEN CHEMISCHEN ZÜNDVERZUG

Die wesentlichen Erkenntnisse zum Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses auf den Zündverzug und den Übergang von der deflagrativen zur detonativen Verbrennungsphase sind im Folgenden kurz zusammengefasst [17]:

- Die Zündverzugszeit τ_{DDT} hängt im Hochtemperaturbereich ($T > 1100$ K) weniger stark vom Verbrennungsluftverhältnis ab als im mittleren Temperaturbereich ($1100 \text{ K} > T > 850$ K) und im Niedertemperaturbereich ($850 \text{ K} > T$).
- Im Hochtemperaturbereich führen fette Gemische zu geringeren Zündverzugszeiten als magere Gemische. Analog zum Einfluss des Systemdrucks wird

dieser Effekt mit der bei fetten Gemischen höheren Radikalkonzentration begründet.

- Der Einfluss des Verbrennungsluftverhältnisses kehrt sich im mittleren Temperaturbereich um, so dass fettere Gemische längere Zündverzüge aufweisen.
- Der deflagrative Verbrennungsfortschritt wird bei stöchiometrischen Gemischen durch die höhere adiabate Flammentemperatur und die dadurch bedingte höhere Flammengeschwindigkeit unterstützt.
- Im Niedertemperaturbereich führen die verhältnismäßig langen Zündverzüge und der durch die kalte Flamme beschleunigte molekulare Transport zu einer Homogenisierung des Gemischzustands im Reaktionsvolumen. Aufgrund dessen ist die Intensität der sich anschließenden Detonation meistens hoch.
- Im Niedertemperaturbereich ist ein schnelles Umschlagen von der deflagrativen zur detonativen Phase zu beobachten (insbesondere bei hohen Drücken). Der Grund hierfür liegt in der in diesem Temperaturbereich geringeren Sensibilität des Zündverzugs gegenüber der Temperatur, d.h. $(d\tau_{\text{Chem}}/dT)_{p,\lambda}$ ist klein. Dieser Effekt erschwert den deflagrativen Verbrennungsfortschritt.
- Geringere Sauerstoffkonzentrationen im Arbeitsgas (AGR) verlängern den Zündverzug durch eine Verlängerung des Niedertemperatur-Entflammungsvorgangs, d.h. τ_1 bleibt konstant während die Zeitspanne von $\tau_2 + \tau_3$ zunimmt (s. **Abb. 6** und **Abb. 35**) [109].

2.2.3 Verbrennungsablauf im DI-Dieselmotor

Ein detailliertes Modell der Verbrennung im DI-Dieselmotor wurde in [20] erarbeitet. Das Verbrennungsmodell basiert auf Erkenntnissen aus einer Reihe von optischen Untersuchungen, die an einem Transparentmotor durchgeführt wurden. Die keulenförmigen Gebilde in **Abb. 10** veranschaulichen das in [20] erarbeitete Modell der Verbrennung am Einspritzstrahl eines DI-Dieselmotors.

Im Anschluss an die Selbstzündung werden im Dieselmotor die unverbrauchten Edukte durch Diffusion und turbulenten Transport in die Verbrennungszone geführt, wodurch die Verbrennung im Idealfall bis zur vollständigen Umsetzung des eingespritzten Kraftstoffs aufrechterhalten wird. Der turbulente Transport wird beim DI-Dieselmotor vor allem durch die Scherströmung am Einspritzstrahl, aber auch durch die Bewegung der Frischladung (Drall, Quetschströmung, Tumble) bewirkt.

Im Diagramm oben links in **Abb. 10** sind der Hubverlauf der Einspritzdüsenadel und der Heizverlauf (engl. AHRR: Apparent Heat Release Rate) zu sehen. Rechts im Bild ist für unterschiedliche Kurbelwinkel nach dem Nadelöffnen („ASI“: After Start of Injection) die Ausbreitung des Einspritzstrahls und der Flammenkeule dargestellt. Unten links sind die Temperaturen und die chemischen Spezies für den quasi-stationären Verbrennungszustand ab ca. 10° KW nach dem Einspritzbeginn ortsaufgelöst dargestellt.

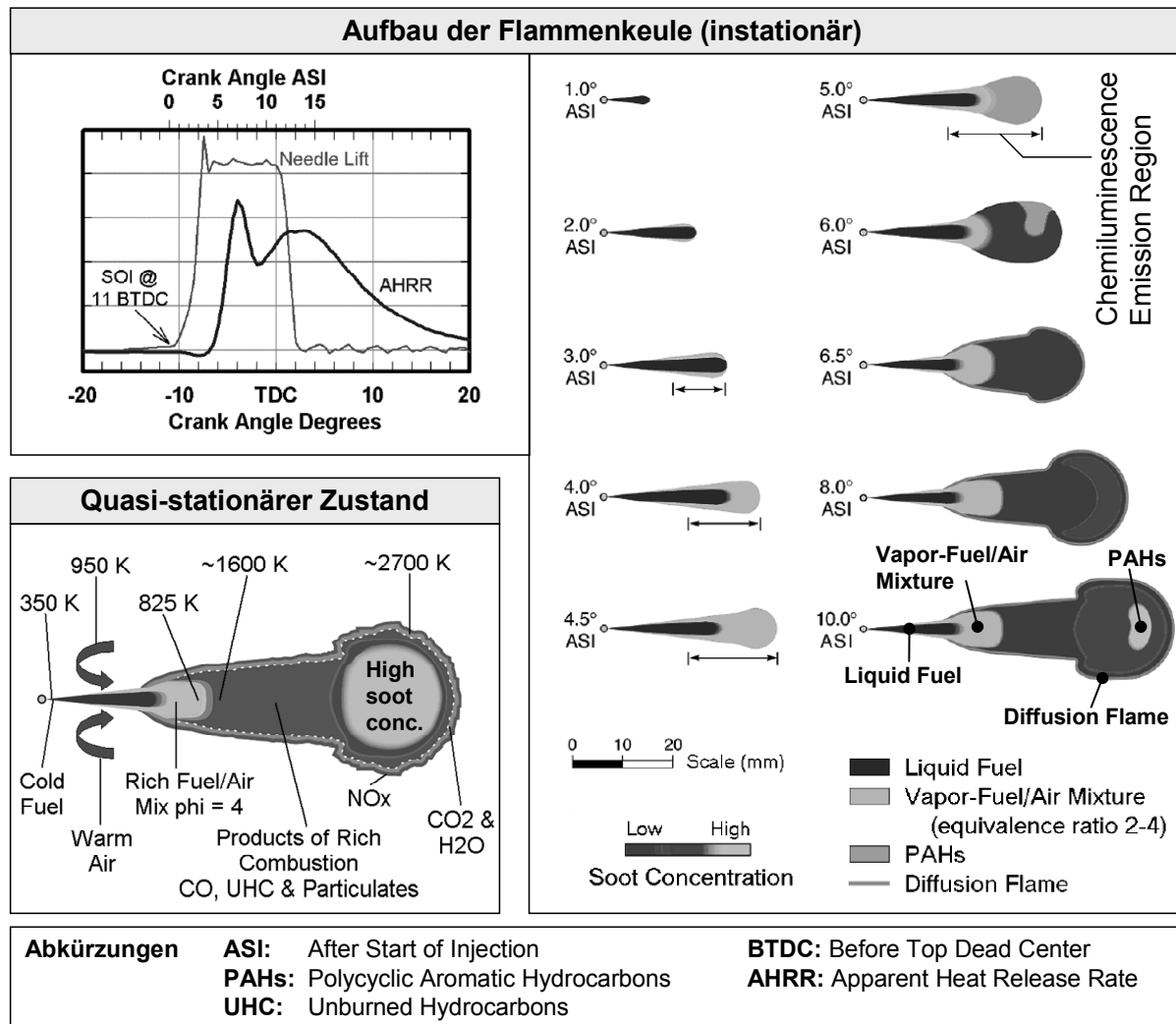


Abb. 10 Modell zur Veranschaulichung der Verbrennung in DI-Dieselmotoren [20]

Die wesentlichen Aussagen des Verbrennungsmodells für den quasi-stationären Zustand sind im Folgenden kurz zusammengefasst [20]:

- Das Verbrennungsluftverhältnis und die Temperatur im Bereich des Einspritzstrahls und der Flammenkeule steigen mit zunehmender Eindringtiefe entlang der Strahlachse sowie mit zunehmender Entfernung von der Strahlachse an. Im düsenahen Bereich sind das Verbrennungsluftverhältnis und die Gemischtemperatur zu gering für eine Entflammung (Flammenabhub).
- Der düsenahen Zone mit flüssigem Kraftstoff folgt eine Zone mit gasförmigem Kraftstoff, in der es nach weiterer Erwärmung bis auf ca. 825 K zu Zerfallsreaktionen und zur Niedertemperaturoxidation kommt. Im Allgemeinen befindet sich der Kraftstoff also bereits vor den ersten chemischen Reaktionen in der Gasphase. Nach dieser ersten Stufe des Verbrennungsprozesses beträgt die Gemischtemperatur ca. 1600 K.

- Als Produkte der Zerfallsreaktionen und der Niedertemperaturoxidation entstehen bei starkem Sauerstoffmangel⁴ ($\lambda \leq 0.3$) kurzkettige Kohlenwasserstoffe (Ethin C_2H_2), während bei höherem Sauerstoffangebot ($\lambda \geq 0.5$) die Reaktionen vollständig bis zur CO-Bildung ablaufen.
- Im Inneren der Flammenkeule steigen die Temperaturen langsam weiter an. Die entstandenen kurzkettigen Kohlenwasserstoffe reagieren unter Sauerstoffabschluss zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK – Rußvorläufer), die in weiterer Folge zu Rußpartikeln koagulieren können.
- Am äußeren Rand der Flammenkeule bildet sich eine dünne Diffusions- und Mischungszone aus. Hier wird der Verbrennungszone Sauerstoff aus der Umgebung zugeführt, wodurch die zweite Stufe des Verbrennungsprozesses ermöglicht wird. Als Folge dieser Hochtemperaturoxidation kommt es zur Bildung von CO_2 und H_2O . Die Verbrennungstemperatur kann in dieser Zone im Betrieb ohne Abgasrückführung (AGR) bis zu 2700 K betragen. Aufgrund der hohen Temperaturen kommt es in der dünnen Diffusionszone zur Bildung von thermischem NO. Demgegenüber wird der Großteil (> 90%) der im Inneren der Flammenkeule gebildeten Rußpartikel in der Diffusionszone oxidiert.

ZEITSKALEN CHEMISCHER UND PHYSIKALISCHER PROZESSE

Der Fortschritt eines Verbrennungsprozesses nach einer lokal erfolgten Fremd- oder Selbstzündung kann durch vier verschiedene Mechanismen erfolgen. Wie in **Abb. 11** dargestellt, sind diese Mechanismen der makroskopische Transport (Turbulenz), die Gasdynamik, die Reaktionskinetik und der molekulare Transport (Diffusion und Wärmeleitung). In motorischen Anwendungen spielen vor Allem die Reaktionskinetik und die Transportprozesse eine wichtige Rolle.

Bei Motoren mit homogenisiertem Gemisch (Ottobrennverfahren und PCCI-Brennverfahren) kommen für das Fortschreiten der Verbrennung nach der ersten Zündung die gasdynamisch induzierte Verbrennungsausbreitung (Detonation, Klopfen), die durch Transportprozesse induzierte Verbrennungsausbreitung (Deflagration) und die durch die örtliche Reaktionskinetik induzierte autonome Selbstzündung (sukzessive Selbstzündung) in Frage. Beim **konventionellen Ottobrennverfahren** liegt ein gering verdünntes, weitgehend homogenes Gemisch vor, dessen druckwelleninduzierte Zündung nur durch die hohe Klopfestigkeit des Kraftstoffs (lange chemische Induktionszeit bei den Bedingungen im Endgas) verhindert wird. Das Fortschreiten der Flammfrontverbrennung (Deflagration) basiert auf dem molekularen Transport (Diffusion und Wärmeleitung), wobei die Oberfläche der Reaktionszone und damit die Brenngeschwindigkeit durch Turbulenz vergrößert wird.

Beim **konventionellen Dieselmotorenverfahren** ist die chemische Induktionszeit des Verbrennungsprozesses sehr gering („gemischt gleich verbrannt“). Die Kontrolle der Wärmefreisetzungsrate kann daher über den Einspritzvorgang, welcher ingenieur-

⁴ In Abb. 10 wird an Stelle des Verbrennungsluftverhältnisses λ das Kraftstoff/Luft-Verhältnis ϕ verwendet (s. englischer Begriff „equivalence ratio“ bzw. die Abkürzung „phi“). Es gilt $\phi = 1 / \lambda$.

technisch gut steuerbar ist, erfolgen. Der Einspritzvorgang gehört in der Darstellung von **Abb. 11** zu der Kategorie der makroskopischen Transportprozesse. In **Abb. 11** ist die Relevanz der vier Verbrennungsfortschrittsmechanismen für die motorischen Brennverfahren eingetragen (Häkchen = relevant, Kreuz = irrelevant). Der dominante Einfluss der ingenieurtechnisch steuerbaren Transportprozesse (Diffusion, Turbulenz, Einspritzvorgang) auf die Brenngeschwindigkeit bei den konventionellen Diesel- und Ottobrennverfahren ist zu erkennen.

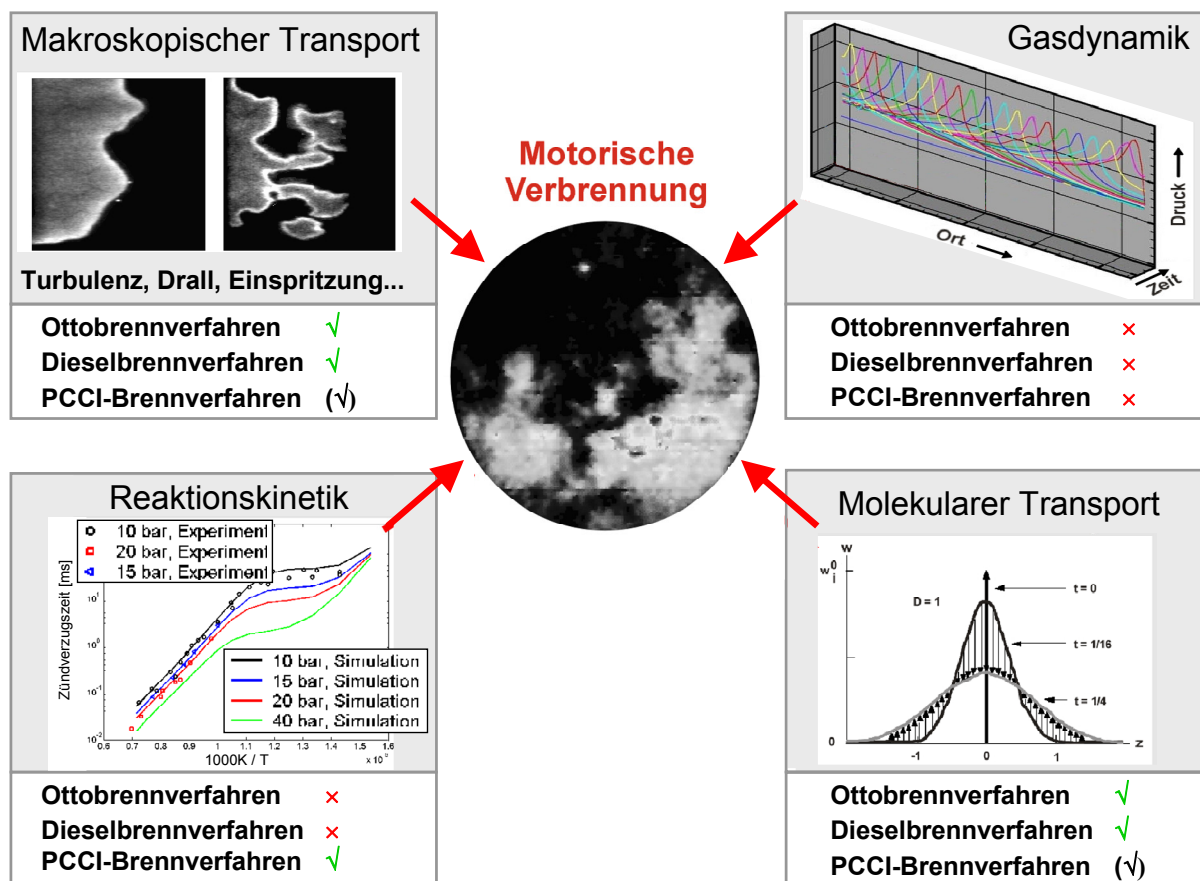


Abb. 11 Dominante Einflüsse auf die Verbrennungsgeschwindigkeit beim konventionellen Otto- und Dieselmotorenverfahren (abgewandelt aus [48])

Zur Vermeidung der druckwelleninduzierten Zündung wird bei Brennverfahren mit homogenisiertem Gemisch und Selbstzündung (**PCCI-Brennverfahren**) eine hohe Ladungsverdünnung angewendet. Diese kann entweder durch ein sehr hohes örtliches Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda > 1.8$ oder bei geringerem Verbrennungsluftverhältnis durch eine hohe AGR-Rate erreicht werden. Bei praktisch relevanten Dieselmotoren-PCCI-Brennverfahren wird zum Erreichen einer niedrigen NO_x -Rohemission eine hohe Ladungsverdünnung durch AGR realisiert. Unter diesen Bedingungen ist die lokale Druckstörung durch den Zündherd nicht ausreichend für eine stoßwelleninduzierte Zündung der benachbarten Gemischbereiche. Der Verbrennungsfortschritt erfolgt bei PCCI-Verfahren durch die sukzessive Selbstzündung nicht zusammenhängender Gemischbereiche.

Makroskopische Mischungsprozesse (Turbulenz) können die Verbrennungsgeschwindigkeit dieser Verfahren durch die Verbesserung der Homogenität im Gemisch erhöhen. Die Zeitdauer der molekularen Transportprozesse (Diffusion und Wärmeleitung) ist im Verhältnis zu den chemischen Zeitskalen aber meist zu lang, so dass diese Vorgänge bei PCCI-Verfahren eine untergeordnete Rolle spielen [48]. Im Gegensatz zu den konventionellen Brennverfahren läuft beim PCCI-Brennverfahren die Reaktionskinetik also in der Zeitskala des Motorprozesses ab und muss als geschwindigkeitsbestimmender Prozess berücksichtigt werden (s. **Abb. 11**).

2.2.4 Schadstoffentstehung

STICKOXIDE

Verbrennungsmotoren stoßen vor allem die Stickoxidverbindungen NO und NO₂ aus, die meist unter dem Begriff NO_x zusammengefasst werden. Aus Gründen des chemischen Gleichgewichts besteht das Abgas von Verbrennungsmotoren überwiegend aus NO (ca. 90%), dieses reagiert in der Atmosphäre aber größtenteils weiter zu NO₂ [51] [101].

Für Menschen, Tiere und Pflanzen ist vor allem NO₂ ein Schadstoff. NO₂ bildet beim Zusammentreffen mit Wasser Salpetersäure, welche die Schleimhäute der Atmungsorgane angegreift und zu einer Übersäuerung der Böden führt. Desweiteren führt NO₂ zu photochemischem Smog in der unteren Atmosphärenschicht (Troposphäre). Diese auch als Sommersmog oder oxidierender Smog bezeichnete Luftverschmutzung bezeichnet eine erhöhte Ozonkonzentration in bodennahen Luftschichten. Das Ozon (O₃) wird dabei unter Einwirkung von UV-Strahlung aus NO₂ und O₂ gebildet. Ähnlich wie Salpetersäure führt auch das Oxidationsmittel Ozon zu einer Reizung der Atemwege [60].

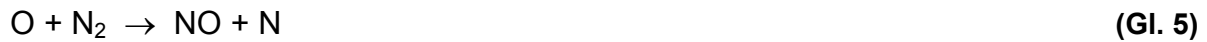
Die Stickoxidverbindung N₂O ist ein Treibhausgas und ein sogenannter Ozonkiller. Aufgrund seines Absorptionsspektrums führt N₂O in der zweiten Atmosphärenschicht (Stratosphäre) zur Klimaerwärmung. Beim Abbau von N₂O in der Stratosphäre entsteht darüber hinaus NO, welches die für die Stratosphäre wichtige Ozonkonzentration vermindert. Als Produkt dieser Reaktion entstehen die Stoffe NO₂ und O₂ [101].

In der Literatur werden vier Mechanismen für die Bildung von NO in Verbrennungsreaktionen aufgeführt [101] [24]. Im Folgenden werden die Merkmale der für die Schadstoffemission von Dieselmotoren besonders relevanten thermischen NO-Bildung kurz zusammengefasst. Die Merkmale der weniger relevanten Mechanismen wie der prompten NO-Bildung, des über N₂O erzeugten NO und der Konversion von Brennstoffstickstoff in NO sind in **ANHANG I** beschrieben.

THERMISCHES NO (ZELDOVICH NO)

Bei Verbrennungstemperaturen oberhalb von 2000 K verfügt ein Teil der Stickstoffmoleküle der Verbrennungsluft über genügend Aktivierungsenergie um die starke Dreifachbindung zwischen den N-Atomen aufzubrechen. Bei einem Stoß mit atoma-

rem Sauerstoff, der bei den Reaktionen in der Flammfront auftritt, kommt es zur NO-Bildung gemäß der geschwindigkeitsbestimmenden ersten Reaktion des Zeldovich Mechanismus (postuliert von Y.A. Zeldovich (1946)) [101] [24]:



Die zweite und dritte Reaktion im Zeldovich-Mechanismus benötigen den in der ersten Reaktion gebildeten atomaren Stickstoff. Sofern der atomare Stickstoff verfügbar ist, laufen die zweite und dritte Reaktion wesentlich schneller ab als die erste Reaktion. Insofern ist die erste Reaktion geschwindigkeitsbestimmend für die NO-Bildung. Für technische Verbrennungsprozesse gibt es drei unterschiedliche Strategien (Kombinationen von chemischen und physikalischen Prozessen), um die für die thermische NO-Bildung erforderlichen hohen Verbrennungstemperaturen zu vermeiden. **Abb. 12** zeigt die Strategien der Inertgasanhebung, der mageren Vormischverbrennung und der gestuften Verbrennung mit schnellem Übergang von fetter zu magerer Verbrennung [101].

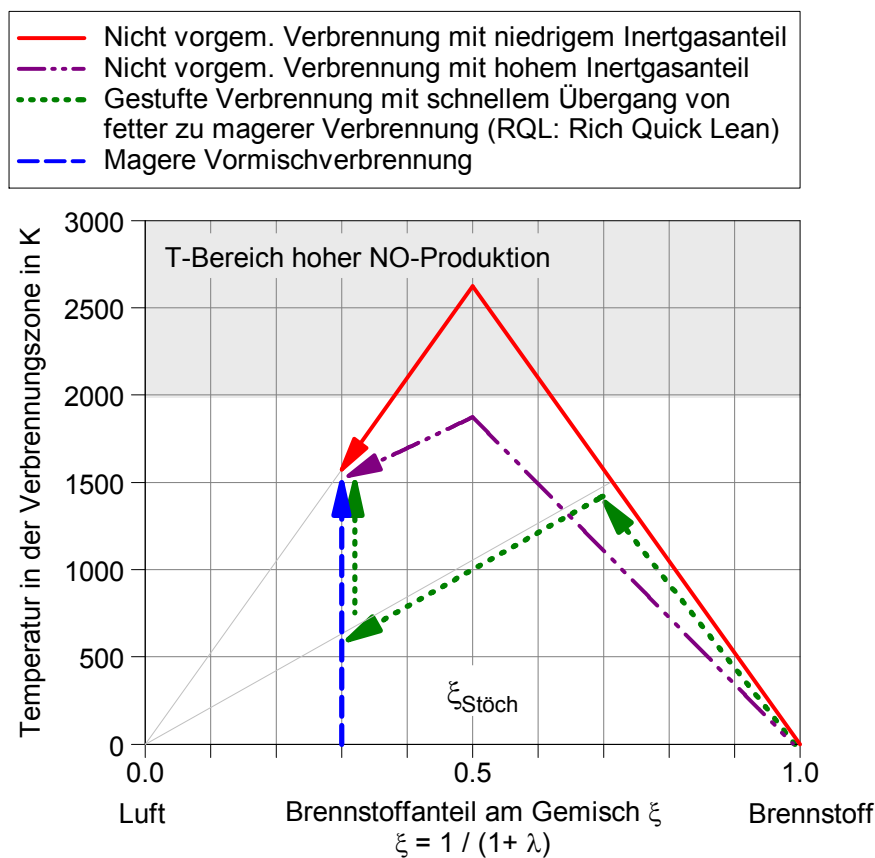


Abb. 12 Schematische Darstellung des Ablaufs von Mischung und Reaktion zur Vermeidung hoher NO-Bildung [101]

RUßPARTIKEL

Ansätze zur umfassenden reaktionskinetischen Modellierung der Rußbildung sind derzeit noch nicht erarbeitet. Die Bedingungen, die zur Rußbildung in unterstöchiometrischen Flammen führen, sind jedoch phänomenologisch erforscht. Die wesentlichen Erkenntnisse hierüber sind im Folgenden zusammengefasst [1] [20] [42] [84] [101]:

- Eine Voraussetzung für die Rußbildung ist die Aromatisierung kurzkettiger Kohlenwasserstoffe wie z.B. C_2H_2 (Ethin) zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK). Die für die Aromatisierung benötigten radikalischen Vorläufer wie C_3H_3 entstehen nur bei Temperaturen oberhalb von 1000 K. Aus diesem Grund kann die Rußbildung bei sehr niedrigen Verbrennungstemperaturen nicht ablaufen. Bei Temperaturen oberhalb von 2000 K kommt es zur Pyrolyse der Rußvorläufer, so dass die Rußbildung bei diesen Temperaturen ebenfalls ausgeschlossen ist. Den Temperaturbereich, in dem die Rußbildung möglich ist, zeigt **Abb. 13** [1].
- Liegt das Gemisch in der Verbrennungszone mit einem O/C-Verhältnis oberhalb von 1.5 vor (bei Dieselkraftstoff entsprechend $\lambda_{\text{Lokal}} \geq 0.50$), werden die Rußvorläufer in dem relevanten Temperaturbereich vollständig zu CO oxidiert und die Rußbildung unterbleibt. Die „Rußausbeute“ nimmt aufgrund dieser Abhängigkeit vom Sauerstoffangebot und der oben erwähnten Temperaturabhängigkeit eine Glockenform ein (s. **Abb. 13**) [1]. Ein Beispiel für das Auftreten von fetten Verbrennungszonen bei heißen Verbrennungstemperaturen ist das Eindringen von unzureichend aufbereiteten Haupteinspritzstrahlen in die Verbrennungszonen von Voreinspritzungen. Dieser Effekt wird als Hauptursache für die erhöhte Rußemission bei der Anwendung von Voreinspritzungen angesehen [91] [99].
- Bei nicht vorgemischten Strahlflammen kann eine Korrelation der Rußbildung mit dem Flammenabhub (Erklärung s. **Abschnitt 2.2.3**) beobachtet werden. Bei einem erhöhten Flammenabhub kommt es durch die längere Mischungsstrecke zu einem höheren Sauerstoffeintrag in die Reaktionszone und damit zu einer geringeren Rußbildung [69].
- Bei der Bildung der Rußvorläufer geht man von der Anlagerung von CH und CH_2 an C_2H_2 aus, wodurch unter anderem der radikalische Vorläufer C_3H_3 gebildet wird. Dieser rekombiniert zu aromatischen Verbindungen wie Naphthalin. Im Anschluss kommt es zum Aromatenwachstum durch Kondensationsprozesse ($d = 0.5$ nm). Die gewachsenen Aromaten dienen fortan als Keime, auf deren Oberfläche die Partikel durch Koagulation bis zu einer Größenordnung von $d = 50$ nm wachsen.
- Frisch gebildeter Ruß weist ein H/C-Verhältnis von ungefähr eins auf. Bei Alterung und Erhitzen erhöht sich der Kohlenstoffanteil und der Ruß wird graphitähnlich mit einem physikalischen Erscheinungsbild kleiner traubenähnlicher Cluster (Spherule).
- Bei der Verbrennung im DI-Dieselmotor kommt es in der sehr heißen Diffusions- und Mischungszone größtenteils zur Oxidation der vorab gebildeten Rußpartikel. Eine erhöhte Rußbildung kann die Folge einer Löschung der Flamme in der heißen aber dünnen Diffusions- und Mischungszone sein.

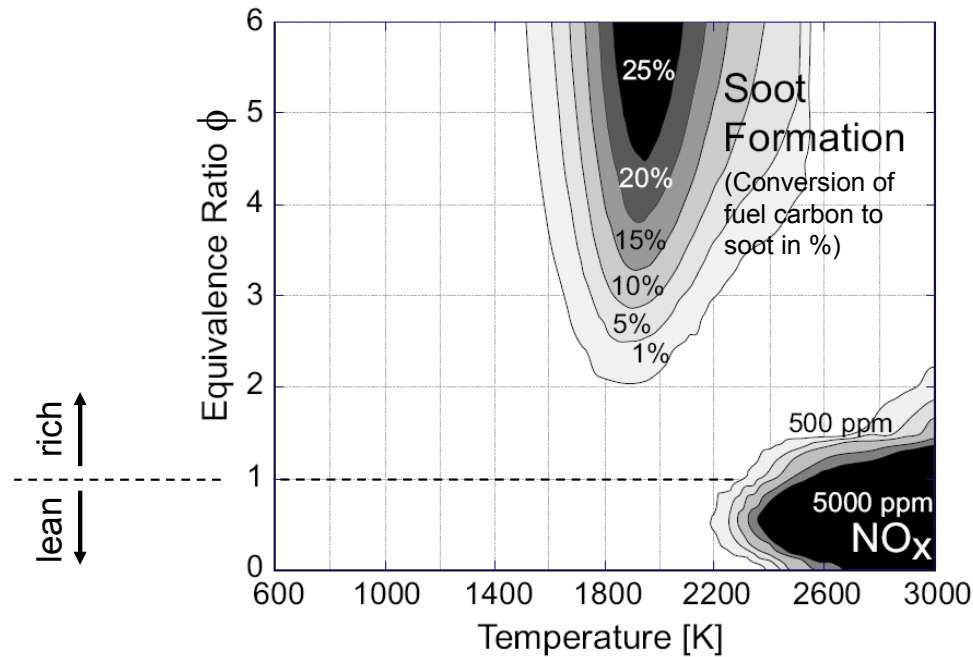


Abb. 13 Ruß- und NO_x -Bildung in Abhängigkeit von T und $\phi = 1 / \lambda$ [1]

KOHLENWASSERSTOFFE UND KOHLENMONOXID

Bei der Emission von Kohlenwasserstoffen (HC) kann nicht in jedem Fall von einer Bildung bzw. einem Bildungsmechanismus gesprochen werden, wohingegen die Emission von Kohlenmonoxid (CO) stets eine chemische Bildungsreaktion voraussetzt. Prinzipiell können vier unterschiedliche Situationen, die zur Emission von HC und CO führen, gedanklich separiert werden, auch wenn letztlich bei jeder eine ungünstige Paarung aus Stöchiometrie, Temperatur und Verweilzeit die wirkliche Ursache für die unvollständige Verbrennung ist. Im Folgenden werden die vier Situationen kurz beschrieben:

1. Globaler Sauerstoffmangel - Unvollständige Reaktion ist unvermeidbar

Bei global unterstöchiometrischer Verbrennung ist die Emission von HC und CO unvermeidbar. Je nachdem, wie fett die Verbrennung und wie hoch die Temperatur ist, kann neben den als Zwischenprodukte gebildeten HC- und CO-Molekülen auch gänzlich nicht zur Reaktion gekommener Kraftstoffdampf emittiert werden. Ein Beispiel für die hier genannte Situation ist die Vollastanreicherung zum Bauteilschutz bei Ottomotoren.

2. Verbleib unterhalb der Entzündungstemperatur – Keine Reaktion bzw. Reaktionsabbruch

Kraftstoff kann in seiner ursprünglichen Zusammensetzung oder als nur teilweise oxidiertes Kohlenwasserstoff emittiert werden, wenn die Zündungstemperatur lokal nicht erreicht wird oder die lokale Temperatur nicht ausreichend hoch für eine schnelle Oxidationsreaktion ist. Ein Beispiel für diese Situation ist die nicht erfolgende bzw. unvollständige Oxidation von Kraftstoff, der an Brennumberflächen kondensiert

ist. Diese Situation wird vielfach als Ursache für die erhöhte HC-Emission bei homogenen Dieselmotoren angesehen [6] [23] [100]. Es wird angenommen, dass die geringe Dichte des Arbeitsgases und die meist auf spätere Einspritzzeitpunkte ausgelegte Kolben-Düsenpaarung zu einem erhöhten Kraftstoffauftrag auf die Quetschfläche des Kolbens und eventuell sogar auf die Fläche der Zylinderlaufbahn führt (**Abb. 14**).

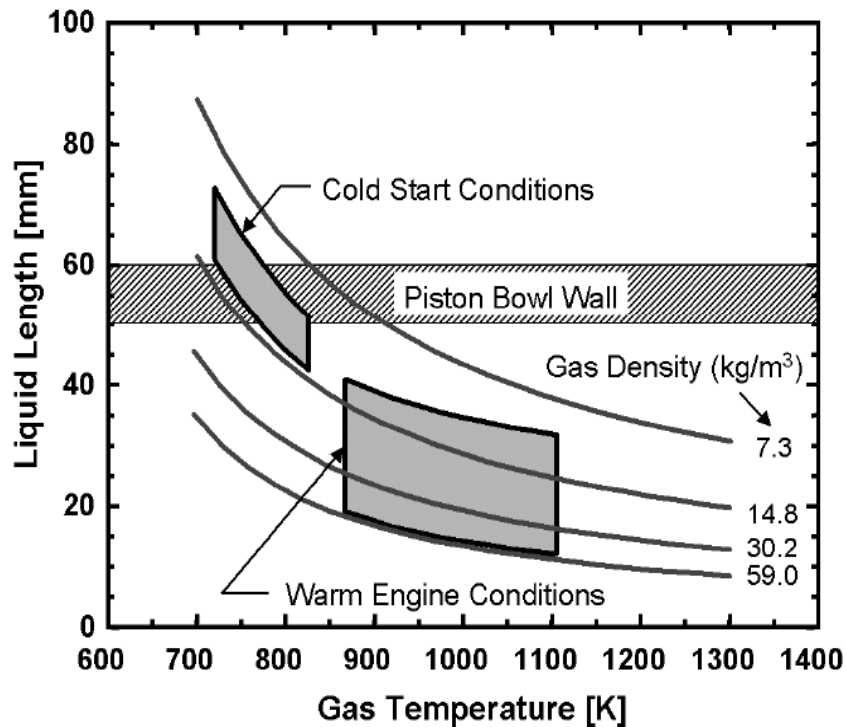


Abb. 14 Gemessene Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffstrahls in einem Lkw-DI-Dieselmotor [20]

Auch die erhöhte CO-Emission von homogenen Dieselmotoren wird auf eine nicht ausreichende Temperatur in der Reaktionszone zurückgeführt. Hier wird nicht nur das Auftreffen des Kraftstoffes auf die Brennraumwand, sondern auch die zu geringe Verbrennungstemperatur im äußeren Bereich der Verbrennungszone für die unvollständige Oxidationsreaktion verantwortlich gemacht. Die wesentliche Ursache für das zu geringe Temperaturniveau ist das Absinken der Flammentemperatur, sobald das Gemisch im mageren Bereich, d.h. bei $\lambda_{\text{Lokal}} > 1.00$ vorliegt. Laut [27] setzt die für die vollständige Verbrennung erforderliche CO-Oxidation bei Temperaturen oberhalb von $T_{\text{Lokal}} = 1250 \text{ K}$ ein. Eine für motorische Anwendungen ausreichend schnelle Oxidation von CO zu CO_2 erfordert laut [101] Temperaturen oberhalb von $T_{\text{Lokal}} = 1400 \text{ K}$.

Ein weiteres Beispiel für den Verbleib unterhalb der Entzündungstemperatur ist die erhöhte HC-Emission bei der Verwendung von Sacklochdüsen in Dieselmotoren. Das Ausdampfen des Kraftstoffs aus dem Sackloch zum Ende der Verbrennung wird mit der gegenüber Sitzlochdüsen erhöhten HC-Emission in Zusammenhang gebracht⁵.

Auch bei Ottomotoren mit früher Ladungsschichtung besteht neben dem Risiko der Flammenlöschung durch Streckung (s. unten Situation 4) auch das Risiko, dass durch die nicht geschlossene Flammenfront einige Gemischbereiche keine Zündbedingungen erfahren [101].

3. Flammenlöschung an der Wand – Reaktionsabbruch durch Oberflächeninteraktion

Durch Reaktionen an der Oberfläche können reaktive Zwischenprodukte (z.B. Radikale) zerstört werden. Die Reaktionen im Verbrennungsgas können deshalb in der Nähe der Wand einfrieren. Entgegen langjähriger Vermutung scheint diese Situation allerdings nicht alleine die Ursache für die erhöhte HC- und CO-Emission von Ottomotoren im Homogenbetrieb zu sein. Reaktionskinetische Rechnungen haben gezeigt, dass Flammen unter den Bedingungen bei Wandkontakt recht lange „überleben“, so dass die unverbrannten Kohlenwasserstoffe nahezu bis zu ihrem Verbrauch aus dem Wandbereich in die Flamme diffundieren können [101]. Die Untersuchungen in [90] haben die Relevanz der Brennraumwand für die HC-Rohemission von Ottomotoren jedoch praktisch belegt, in dem herausgefunden wurde, dass auf den Brennraumwänden von Ottomotoren poröse Ablagerungsschichten entstehen können, welche HC-Teilchen über einen längeren Zeitraum als die Verbrennungsdauer einspeichern und wieder freisetzen können.

4. Flammenlöschung durch Streckung – Strömungsbedingter Abbruch der Reaktionen

Flammenlöschung durch Streckung tritt bei turbulenten, nicht vorgemischten Flammen mit endlich schneller Chemie auf, wenn die molekularen und makroskopischen Mischungsprozesse (z.B. intensive Turbulenz) in derselben zeitlichen Größenordnung ablaufen wie die Chemie. Hierdurch können lokal hohe Gradienten in der Temperatur und der Zusammensetzung auftreten, welche zur Löschung der Flamme führen. Das Auftreten der Flammenlöschung durch Streckung ist bei fetten und mageren Flammen wahrscheinlicher als bei stöchiometrischen. Zwei wichtige Beispiele für das Auftreten der HC- und CO-Emission in Folge von Flammenlöschung durch Streckung sind Ottomotoren mit Magerverbrennung und Dieselmotoren mit einer stark vorgemischten (nahezu homogenen) und gleichzeitig durch Aufladung und AGR verdünnten Ladung. Ein alltäglicher Vorgang, bei dem man die Flammenlöschung durch Streckung benutzt, ist das Ausblasen einer Kerze. Den Begriff Streckung kann man sich anhand dieses Beispiels so erklären, dass die Kerzenflamme durch die schnelle Luftzufuhr zunächst vom Docht entfernt und ausgedehnt wird (gestreckt wird) bis sie schließlich erlischt, weil die Diffusion und Wärmeleitung (mikroskopischer Transportprozess zum Aufrechterhalten der Flamme) im Verhältnis zur makroskopischen Luftströmung zu langsam ist.

⁵ Für die Versuche in dieser Arbeit wird eine Mini-Sacklochdüse verwendet (s. **Tabelle 6**).

2.3 Vorversuche zur PCCI-Verbrennung im Dieselmotor

In diesem Abschnitt werden PCCI-Versuchsergebnisse vorgestellt, die in konventionell ausgelegten DI-Dieselmotoren erreicht werden können. Hierbei wird auf die Vor- und Nachteile des PCCI-Betriebs eingegangen und der Lastbereich, in dem die Rußemission vollständig vermieden werden kann, bestimmt.

Des Weiteren wird eine Übersicht über die bekannten Homogenisierungsstrategien gegeben und der in dieser Arbeit untersuchte Homogenisierungsansatz benannt. Die Zielsetzung im nachfolgenden Kapitel leitet sich aus den Erkenntnissen der Vorversuche ab.

2.3.1 Motivation bei der Homogenisierung des Gemischs

Ein typisches Verfahrensmerkmal des konventionellen Dieselbrennverfahrens für Pkw besteht in der Anwendung einer oder mehrerer Voreinspritzungen (VE) im Teillastbetrieb. Das Ziel der dadurch bewirkten Vorverbrennung ist die Verkürzung des Zündverzugs der darauf folgenden Haupteinspritzung. Im Idealfall treten dann keine Vormischeffekte im Rahmen der Hauptverbrennung auf, so dass der Ablauf der Haupteinspritzung die Intensität der Hauptverbrennung bestimmt. Die Wärmefreisetzungsrate wird in diesem Fall durch einen Mischungsprozess mit einer langen, physikalischen Zeitskala kontrolliert, was eine sanfte Druckentfaltung und damit ein geringes Verbrennungsgeräusch zur Folge hat (s. **Abb. 15**). Eine Auswirkung der Strategie zur Kontrolle des Verbrennungsgeräuschs anhand der begrenzten Durchmischung von Kraftstoff und Frischgas vor der Verbrennung ist die Bildung von fetten Verbrennungszonen. Hierdurch wird die Rußpartikelbildung begünstigt.

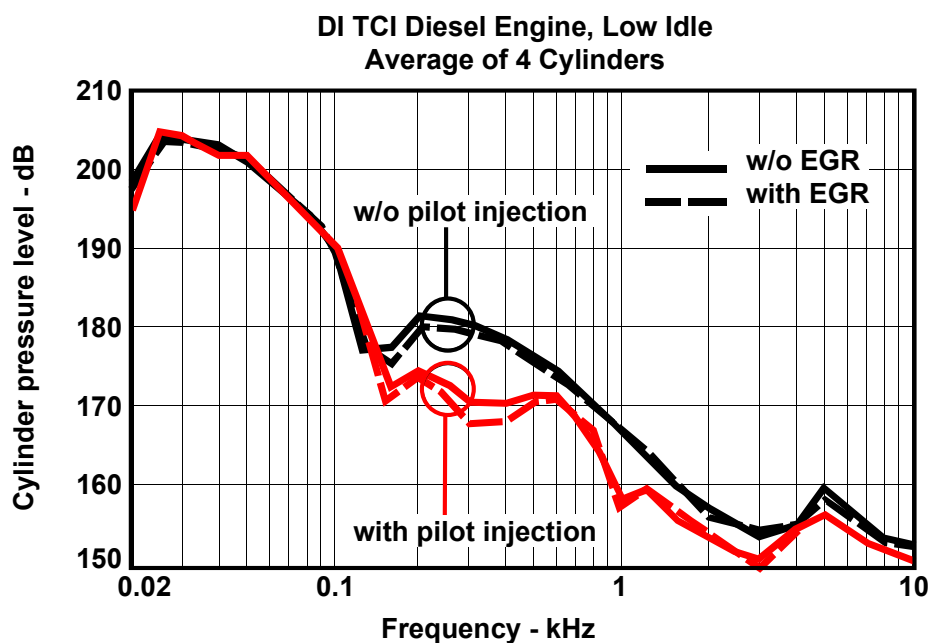


Abb. 15 Einfluss der Voreinspritzung auf den Frequenzverlauf des Verbrennungsdrucksignals eines Dieselmotors [32]

Abb. 16 zeigt am Beispiel eines Teillastbetriebspunkts mit $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}^6$, wie sich die Rußemission bei konventioneller dieselmotorischer Prozessführung (hier mit zwei Voreinspritzungen) in Abhängigkeit des Verbrennungsschwerpunkts $\varphi_{QB=50\%}$ (Variationsparameter) und in Abhängigkeit der AGR-Rate (Kurvenscharparameter) verhält. Darüber hinaus zeigt **Abb. 16** auch die Ergebnisse einer teilhomogenen Betriebsstrategie, bei der keine Voreinspritzungen zur Anwendung kommen. Die Unterschiede zwischen der konventionellen dieselmotorischen Betriebsstrategie und der teilhomogenen Betriebsstrategie sind im Folgenden kurz zusammengefasst:

- Bei Verzicht auf die Brennraumkonditionierung durch Voreinspritzungen ist die Rußemission selbst bei hoher AGR-Rate gering. Im Fall mit AGR = 50% wurde ein Emissionsniveau von $\text{NO}_x \leq 0.2 \text{ g/kWh}$ und Ruß $\leq 0.05 \text{ g/kWh}$ erreicht.
- In den Fällen mit Voreinspritzung steigt die Rußemission im Lauf der Spätverschiebung der Verbrennung nicht monoton an. Ab einem Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{QB=50\%} \approx 372 \text{ °KW}$ kommt es auch hier zu Vormischeffekten. Auf diese sogenannte „späte Homogenisierung“ wird im Folgenden noch eingegangen.
- Die NO_x -Emission wird im Gegensatz zur Rußemission kaum von der Veränderung des auf die Haupteinspritzung wirksamen Zündverzugs beeinflusst.
- Der Vorteil hinsichtlich der NO_x - und Rußemission geht mit einer deutlichen Zunahme der HC- und CO-Emission einher. Der Kraftstoffumsetzungsgrad sinkt dadurch, was sich im Anstieg des Kraftstoffverbrauchs widerspiegelt.
- Das Verbrennungsgeräusch wird sowohl in den Fällen mit VE, als auch in den Fällen ohne VE stark vom Verbrennungsschwerpunkt beeinflusst. Die Anhebung der AGR-Rate führt bei den Fällen ohne VE zu einer deutlichen Verbesserung des Verbrennungsgeräuschs⁷. Für den Verbrennungsschwerpunkt $\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ °KW}$ sinkt das Verbrennungsgeräusch beim Übergang von AGR = 35% zu AGR = 50% von 93 dB(A) auf 88 dB(A). Der für diesen Betriebspunkt gesetzte Zielwert von 83 dB(A) wird allerdings von keinem der Fälle ohne VE erreicht.

⁶ Da in dieser Arbeit ausschließlich Versuchsergebnisse von Einzylindermotoren gezeigt werden, wird die Motorlast anhand des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckschleife $p_{mi,HD}$ definiert. Die am Einzylindermotor schwer abbildbaren Einflüsse des Ladungswechsels und der Motorreibung von Vollmotoren werden durch diese Vorgehensweise bewusst nicht berücksichtigt.

⁷ Normalerweise sinkt das Verbrennungsgeräusch auch bei konventioneller Abstimmung mit VE in Folge einer Anhebung der AGR-Rate. Im vorliegenden Fall wäre zum Aufzeigen dieses Effekts eine längere Spritzpause zwischen den VE und der HE erforderlich, da die erhöhte AGR-Rate zu einem Verschmelzen der jeweiligen Wärmefreisetzungen geführt hat.

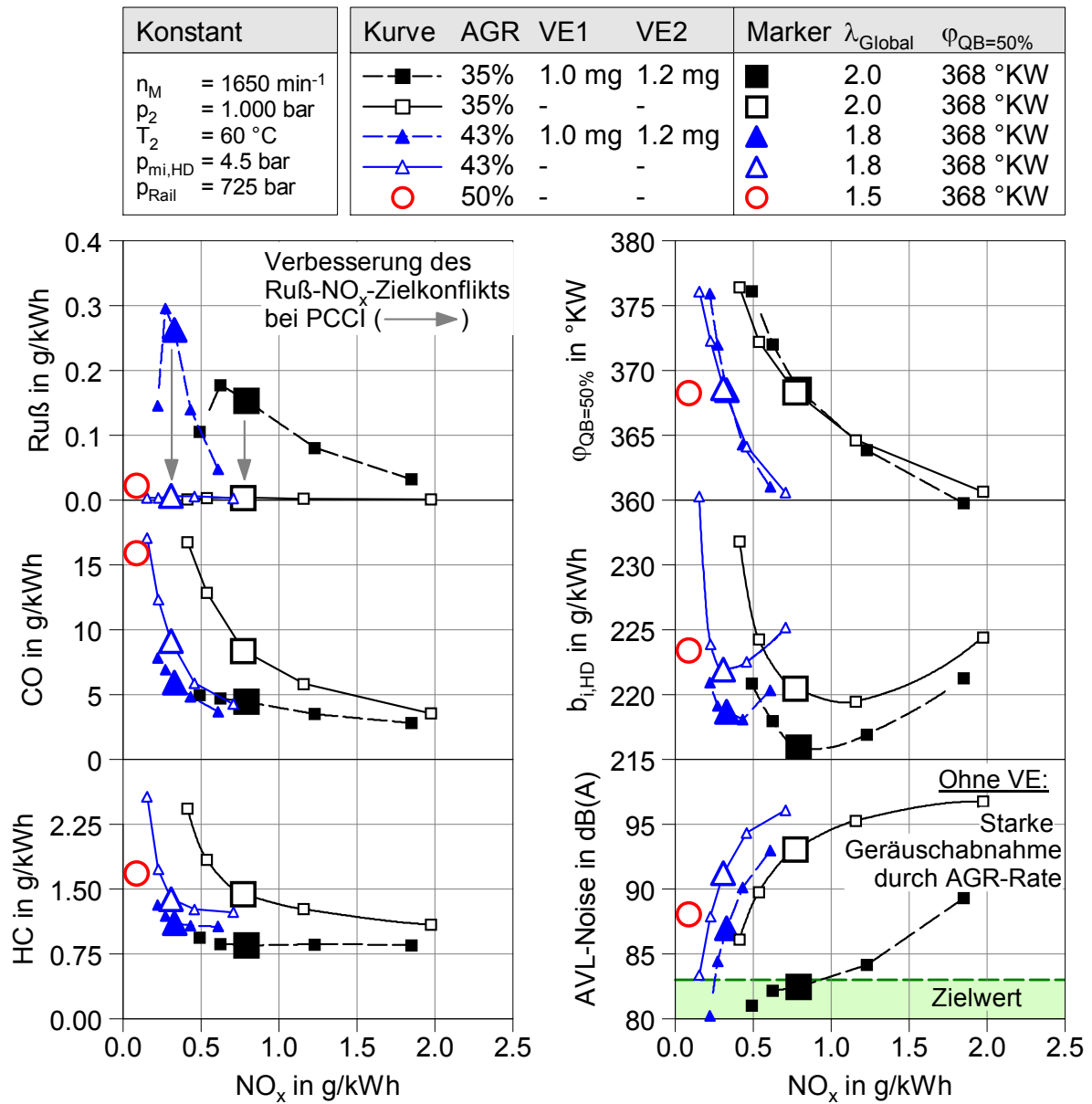


Abb. 16 Variation des Verbrennungsschwerpunkts: Verbesserung des Ruß-NO_x-Zielkonflikts bei Verzicht auf die Voreinspritzungen (VE)

In **Abb. 17** sind der Einfluss des Verbrennungsschwerpunkts und die Auswirkung der Voreinspritzungen auf den Zündverzugs⁸ dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Zündverzug durch die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts stark beeinflusst wird. Ebenfalls ist zu sehen, dass der Zündverzug in den Fällen ohne VE deutlich länger ausfällt als in den Fällen mit VE. In den Fällen mit VE, bei denen die Rußemission deutlich messbar ist (Ruß > 0.05 g/kWh), ist eine Korrelation zwischen dem Verbrennungsschwerpunkt und der Rußemission zu beobachten.

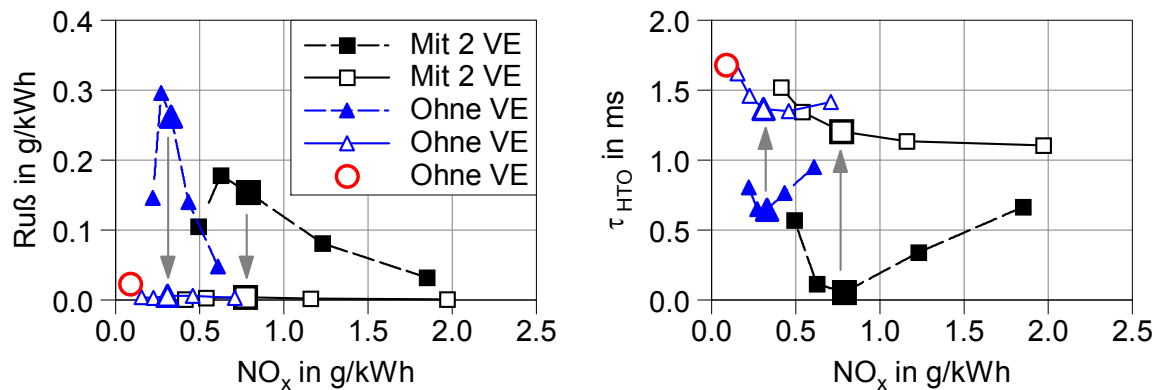


Abb. 17 Verzicht auf die Voreinspritzungen: Abnahme der Rußemission und Verlängerung des Zündverzugs im Vergleich zum Verbrennungsprozess mit Voreinspritzungen (vollständige Legende s. **Abb. 16**)

Die in **Abb. 16** beobachtete Abhängigkeit des Verbrennungsgeräuschs von der AGR-Rate beruht auf der Abhängigkeit der Verbrennungsgeschwindigkeit von dem Sauerstoffanteil der Ladung. Diese Abhängigkeit ist besonders stark bei der teilhomonogenen Verbrennung ausgeprägt, da anders als bei der konventionellen Dieselverbrennung die Mischung des eingespritzten Kraftstoffs mit der Frischladung nicht als langsamer, geschwindkeitsbestimmender Prozess dominiert (s. **Abb. 18**).

⁸ Wenn nicht anders erwähnt, ist fortan mit „Zündverzug“ immer der auf die Haupteinspritzung wirksame motorisch gemessene Zündverzug gemeint. Auf die Definition des hier verwendeten Zündverzugs „τ_{HTO}“ wird im **Abschnitt 4.2.3** eingegangen,

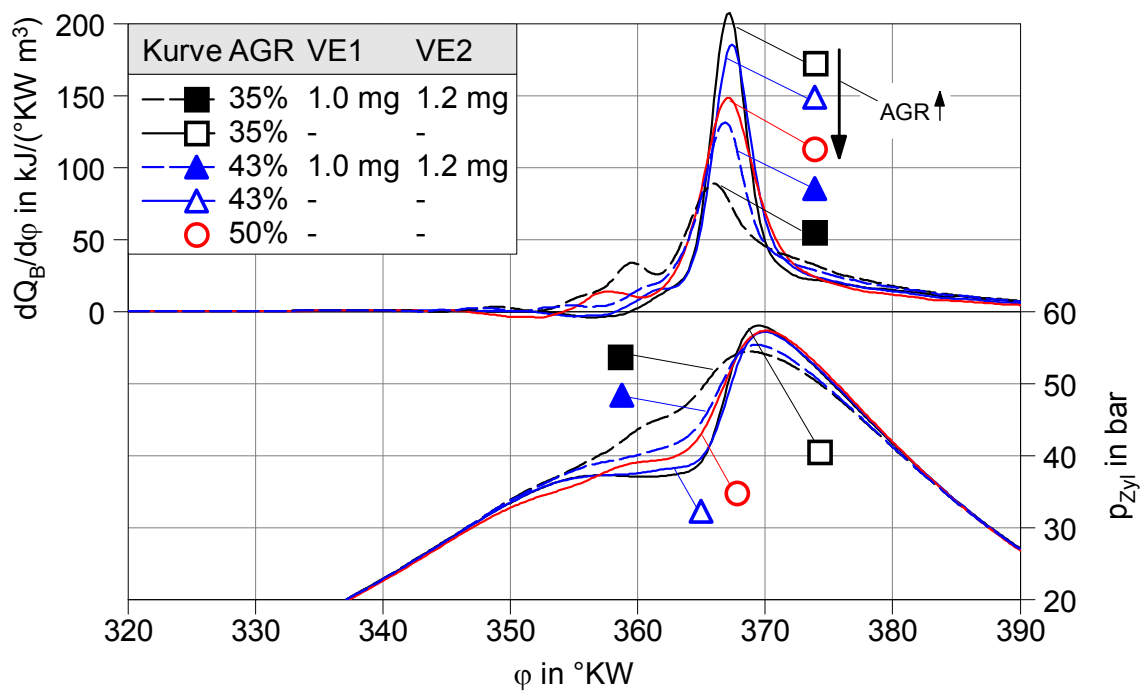


Abb. 18 Absenkung der maximalen Verbrennungsumsatzrate bei PCCI durch Anhebung der AGR-Rate (vollständige Legende s. **Abb. 16**)

Wichtig ist die Feststellung, dass die Kontrolle des Verbrennungsgeräuschs bei PCCI-Brennverfahren im Wesentlichen nur auf reaktionskinetischem Weg, d.h. durch chemische Prozesse, und nicht wie beim konventionellen Dieselmotoren üblich, durch physikalische Prozesse erfolgen kann. Die Merkmale der hier betrachteten PCCI-Verbrennung sind demnach:

- die Ausdehnung der Zeitspanne der Gemischbildung als wesentliche Maßnahme für die Verbesserung der Gemischaufbereitung
- die Beeinflussung und Minimierung des Verbrennungsgeräuschs über reaktionskinetische (chemische) Parameter und weniger über physikalische Prozesse wie die Einspritzung und die Brennraumströmung

2.3.2 Lastbereich des rußfreien Betriebs

Im letzten Abschnitt wurde am Betriebspunkt $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$ ein Emissionsniveau von $\text{NO}_x \leq 0.2 \text{ g/kWh}$ und $\text{Ruß} \leq 0.05 \text{ g/kWh}$ aufgezeigt, wobei eine teilhomogene Betriebsstrategie verwendet wurde. Im weiteren Verlauf dieser Arbeit werden diese Werte als Zielsetzung für den weitgehend NO_x - und rußfreien PCCI-Betrieb angesehen (s. **Tabelle 4**). Der Grund für die Auswahl dieser Grenzwerte liegt in der Möglichkeit, die Abgasnorm EURO 6 ohne Einsatz eines Dieselpartikelfilters und ohne Einsatz einer NO_x -Abgasnachbehandlung zu erfüllen, sofern der Energiebedarf eines typischen Mittelklasse Fahrzeugs im NEFZ zu Grunde gelegt wird⁹.

Tabelle 4 Zielwerte für die Schadstoffe NO_x und Ruß im PCCI-Betrieb

NO_x	Bezogen auf $W_{i,HD}$	0.2 g/kWh
Ruß		0.05 g/kWh

Bei höherer Motorlast ($p_{mi,HD} > 4.5 \text{ bar}$) führen die Prozessbedingungen in Dieselmotoren üblicherweise zu kürzeren Zündverzügen, so dass eine teilhomogene Verbrennung nicht realisiert werden kann. Hierfür gibt es drei Gründe:

1. Der Aufladegrad muss bei steigender Last für einen Betrieb bei näherungsweise konstantem Verbrennungsluftverhältnis angehoben werden, wodurch der Verdichtungsdruck steigt. Je nach Vermögen der Ladeluftkühlung steigt in Folge des höheren Aufladegrads auch die Ansaugtemperatur und damit die Verdichtungsendtemperatur.
2. Die erzielbaren Aufladegrade reichen im Allgemeinen nicht aus, um sowohl das Verbrennungsluftverhältnis, als auch die AGR-Rate konstant zu halten. Dadurch steigt die Sauerstoffkonzentration im Ansauggas.
3. Die bei höherer Motorlast in der Regel geringere erreichbare AGR-Rate und das geringere erreichbare Verbrennungsluftverhältnis führen zu höheren Massenmitteltemperaturen. Hierdurch kommen höhere Abgas- und Bauteiltemperaturen zustande. Selbst unter der Bedingung einer konstanten Ansaugtemperatur (perfekte Ladeluftkühlung) führt eine Lastanhebung somit zu höheren Verdichtungsendtemperaturen.

Da aus den oben genannten Gründen die Zündverzüge bei höherer Last kürzer werden, weisen absolut betrachtet auch die Zündverzugsverlängerungen bei fehlender Vorkonditionierung nur kleine Werte auf. Die in **Abb. 17** gezeigte signifikante Verlängerung des Zündverzugs durch eine veränderte Einspritzstrategie kann bei üblichen Pkw-Dieselmotoren nur im unteren Lastbereich erzielt werden. Die Brennraumkonditionierung durch Voreinspritzungen hat daher eine umso geringere Relevanz für

⁹ Auf die Berechnungen für die Ableitung dieser Zielwerte wird in Abschnitt 5.8.2 eingegangen.

das Emissions- und Geräuschverhalten je höher die Last ist. **Abb. 19** zeigt diesen Zusammenhang für drei unterschiedliche Betriebspunkte.

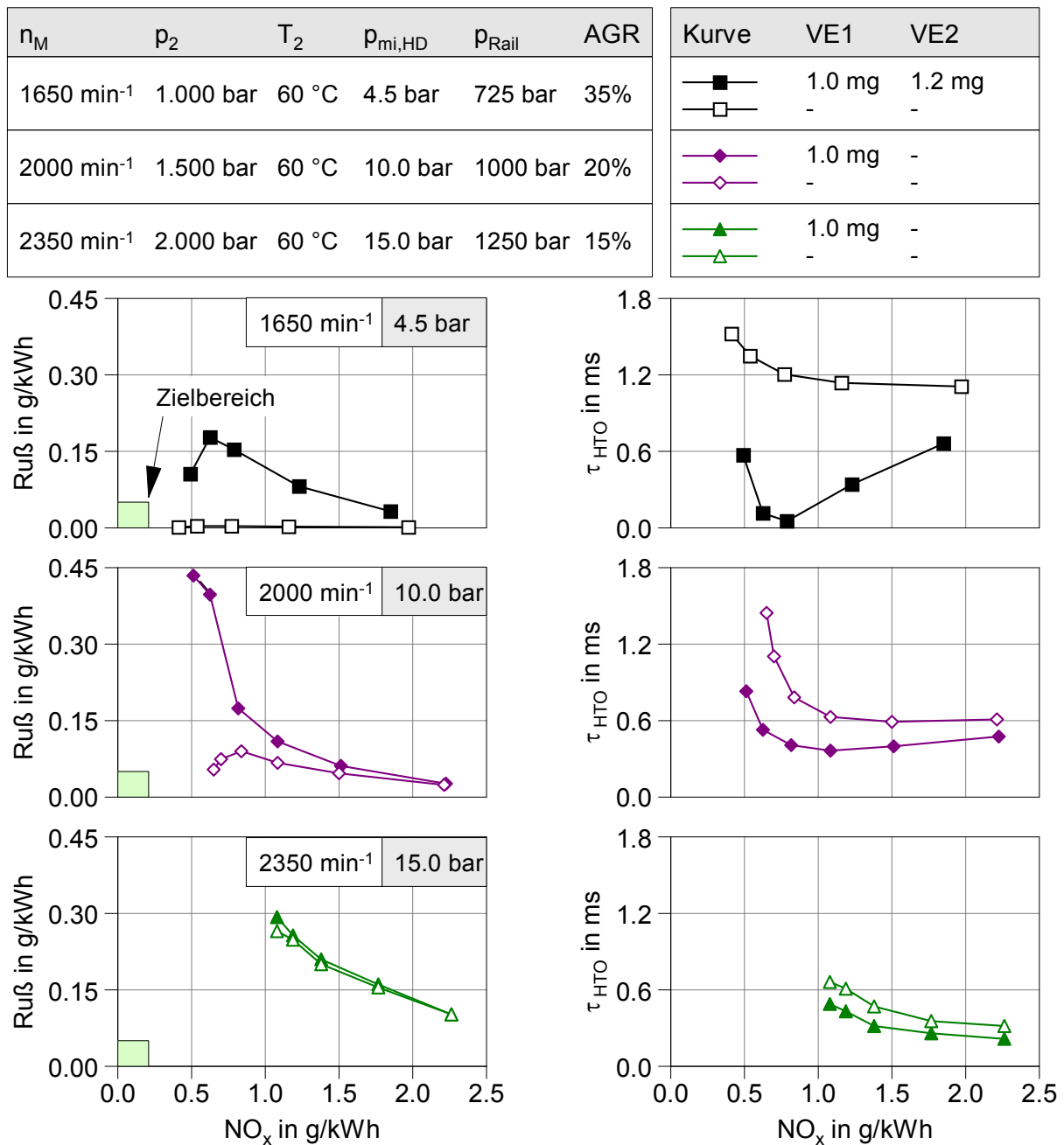


Abb. 19 Verbrennungsschwerpunktvariation bei verschiedenen Lasten mit und ohne Voreinspritzungen

Im unteren Lastbereich (hier $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$) hat die Brennraumvorkonditionierung absolut betrachtet einen starken Einfluss auf den Zündverzögerung und die Partikelemission. Beim Verzicht auf die Voreinspritzung sinkt hier die Rußemission deutlich unter die Nachweisgrenze ($\text{Ruß} < 0.05 \text{ g/kWh}$).

Im mittleren Lastbereich (hier $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,HD} = 10.0 \text{ bar}$) weisen die Zündverzögerungen geringere absolute Veränderungen in Abhängigkeit der Vorkonditionierung auf. Lediglich für sehr spät im Zyklus erfolgende Einspritzungen ist ein stärkeres Abweichen der Zündverzögerungen mit und ohne Voreinspritzung zu verzeichnen. Im Fall fehlender Voreinspritzung kann die so genannte späte Homogenisierung zugunsten einer sinkenden Rußemission bei minimaler NO_x -Emission genutzt werden. Die späte Homogenisierung führt allerdings auch zu einem deutlichen Anstieg des Kraftstoffverbrauchs.

Im oberen Lastbereich (hier $n_M = 2350 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,HD} = 15.0 \text{ bar}$) sind die Zündverzögerungsunterschiede zwischen den Fällen mit und ohne Voreinspritzung kaum messbar. Bei hohen Lasten führt die Kombination aus kurzem Zündverzögerung und langem Einspritzvorgang zu einer starken Überlappung der beiden Ereignisse. Die bei hohen Lasten erreichbaren Vormischgrade sind dementsprechend gering, so dass die Rußemission selbst bei extrem später Verbrennungsschwerpunktlage nicht maßgeblich durch eine veränderte Vorkonditionierung beeinflusst werden kann.

Die in **Abb. 19** dargestellten Messergebnisse lassen die Schlussfolgerung zu, dass die Prozessbedingungen für einen Betrieb mit $\text{Ruß} \leq 0.05 \text{ g/kWh}$ nur im mittleren und unteren Lastbereich, d.h. bis max. $p_{mi,HD} = 10.0 \text{ bar}$ erreicht werden. Bei einer Beschränkung auf thermodynamisch optimale Verbrennungsschwerpunkte sinkt die erzielbare Last auf einen Wert, der wahrscheinlich zwischen $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$ und $p_{mi,HD} = 10.0 \text{ bar}$ liegt. Es kann zunächst nur festgehalten werden, dass bis zu einer Last von $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$ ein rußfreier Motorbetrieb erreicht werden kann. Die Relation dieser Grenze des rußfreien Betriebs von $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$ zu dem NEFZ-Lastkollektiv, das von einem typischen Mittelklassefahrzeug mit einem 2.2l-R4-Dieselmotor durchfahren wird, zeigt **Abb. 20**.

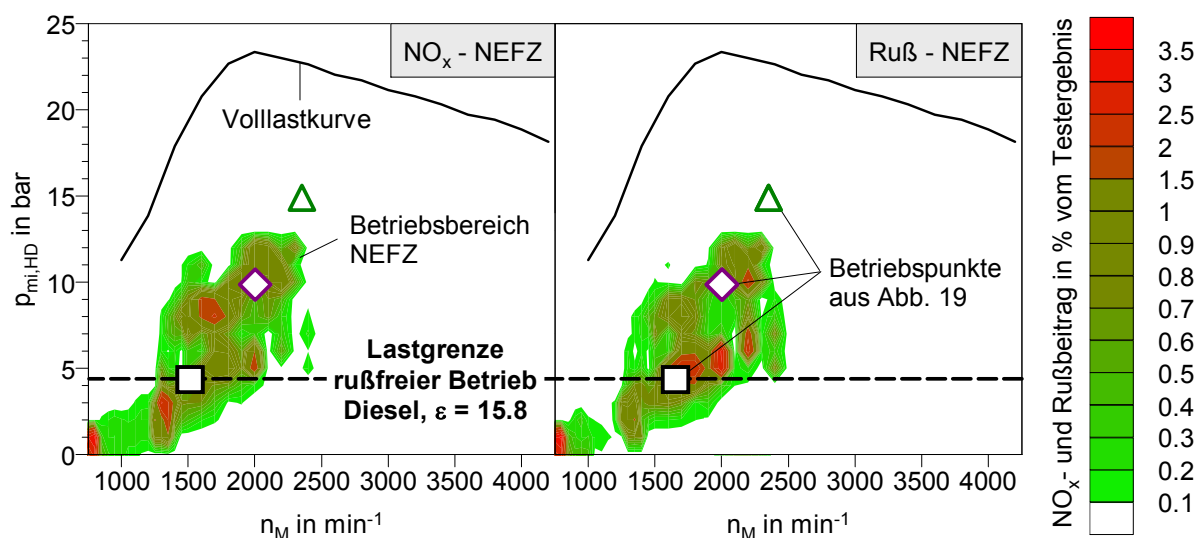


Abb. 20 Lastgrenze des rußfreien Betriebs für einen typischen Pkw-Dieselmotor in Relation zum NEFZ-Betriebsbereich eines Mittelklassefahrzeugs (Schwungmasse 4000 lbs; 2.2l-R4-DI-Dieselmotor)

2.3.3 Homogenisierungsstrategien

In zahlreichen Veröffentlichungen wurde versucht, unterschiedliche Ansätze zur Gemischhomogenisierung im DI-Dieselmotor zu kategorisieren [13] [28] [70] [73] [89]. Trotz unterschiedlicher Namens Kürzel ähneln sich die meisten Kategorisierungen darin, dass eine Einteilung in drei Strategien zur Verlängerung des Zündverzugs erfolgt. **Abb. 21** zeigt, wie anhand der Mitte des Vormischintervalls (abgekürzt MVI) eine Zuordnung zu einer der drei Homogenisierungsstrategien vorgenommen werden kann. Der in **Abb. 21** als Vormischintervall betrachtete Zeitraum erstreckt sich vom Beginn der Einspritzung bis zum Beginn der Hochtemperaturoxidation. Der zugehörige Zündverzug wird dementsprechend τ_{HTO} und die Schwerpunktlage des Vormischintervalls φ_{MVI} abgekürzt. Die Zuordnung zu den unterschiedlichen Homogenisierungsansätzen erfolgt in Abhängigkeit davon, ob der Schwerpunkt des Vormischintervalls vor, bei oder nach dem ZOT liegt. In den Fällen von PCCI-Verfahren mit früher bzw. später Vormischung wird die Verlängerung des Zündverzugs durch die geringe Gastemperatur und den geringen Brennraumdruck vor bzw. nach dem ZOT gefördert. Hiervon zu unterscheiden sind Ansätze, die durch geeignete Wahl der Prozessparameter auch dann einen ausreichenden Zündverzug erreichen, wenn der Schwerpunkt des Vormischintervalls im Bereich des ZOT liegt.

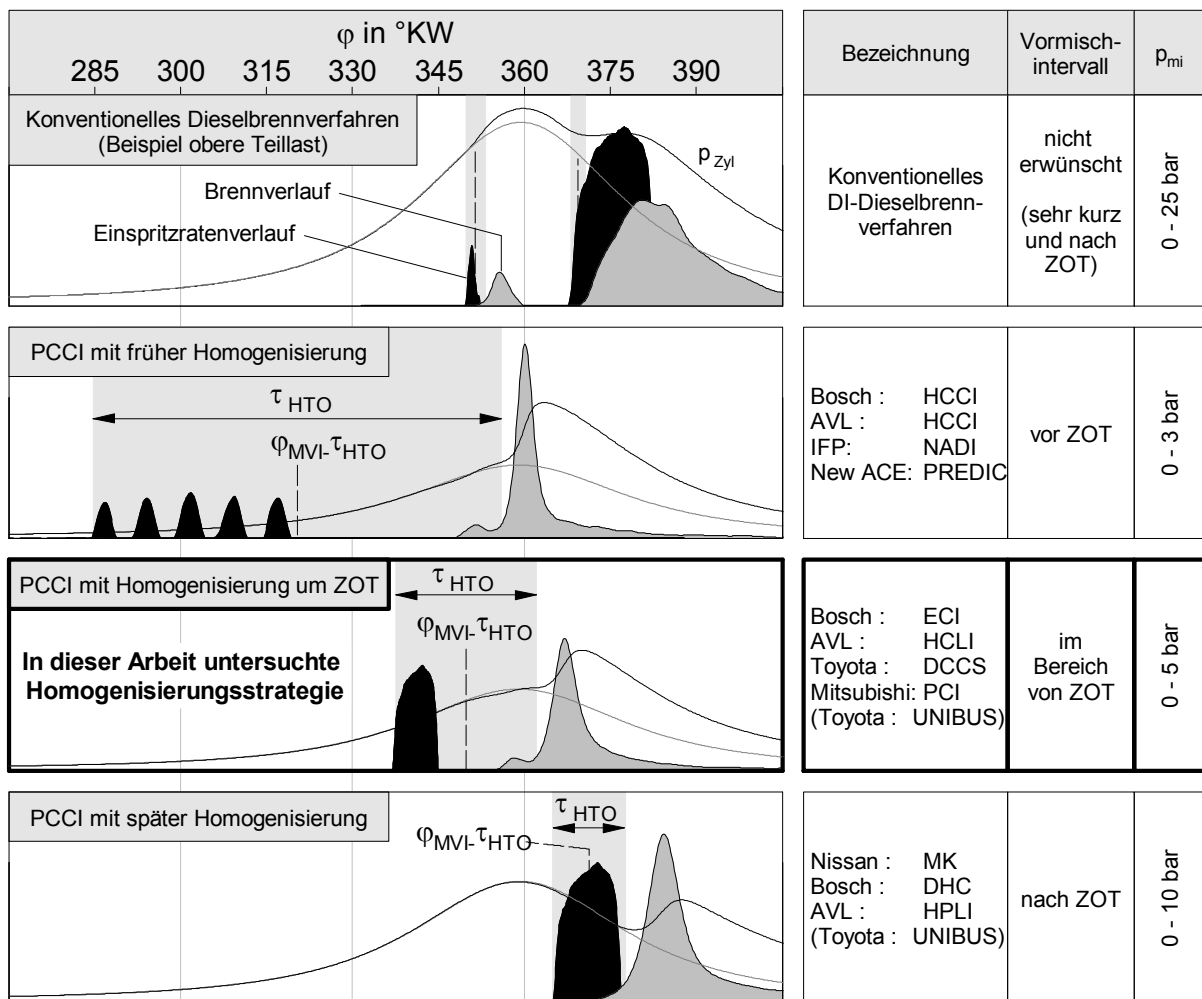


Abb. 21 Kategorisierung unterschiedlicher Homogenisierungsansätze

PCCI-Verfahren mit dem Vormischintervall vor ZOT zeichnen sich durch lange Vormischphasen und eine hohe Gemischhomogenität aus. Durch die thermodynamischen Randbedingungen muss vermieden werden, dass es im Laufe der Kompression durch die besser werdenden Zündbedingungen zu einer Frühzündung kommt. Bei diesem Homogenisierungsansatz ist vor allem der kleine Lastbereich, in dem die langen Zündverzüge erreicht werden können, ein kritischer Punkt [2]. Darüber hinaus kommt es bei der Umsetzung des Verfahrens in Motoren mit konventioneller Brennraum- und Düsengeometrie zu massiven Problemen, da eine Schmierölverdünnung durch Kraftstoffauftrag auf die Laufbuchse und ein extrem schlechter Kraftstoffumsetzungsgrad nicht vermieden werden können [23] [100] [6] [29]. Selbst wenn die Geometrien des Kolbens und/oder der Einspritzdüse(n) angepasst werden, ist kritisch zu bewerten, ob die Länge des Vormischintervalls (zumal bei den niedrigen erreichbaren Motorlasten) erforderlich ist, um die Rußpartikelbildung zu unterdrücken [6] [7] [23] [40] [45]. Für frühe Einspritzzeitpunkte kann eine Absenkung der HC- und CO-Emission durch kleinere Einspritzdüsenlöcher in Kombination mit höherem Einspritzdruck erreicht werden [63] [65].

PCCI-Verfahren mit dem Vormischintervall bei ZOT zeichnen sich ebenfalls durch einen relativ eingeschränkten Lastbereich aus. Typischerweise wird hier das Ziel verfolgt, den Zündverzug nur so weit zu verlängern, dass die Rußbildung gerade vollständig unterdrückt wird [19] [89] [36] [106]. Aufgrund der relativ kurzen erforderlichen Zündverzüge kann dieses Verfahren in einem größeren Lastbereich umgesetzt werden als PCCI-Verfahren mit früher Vormischung. In der Anwendung erweist sich die Möglichkeit, den Beginn der Wärmefreisetzung weiterhin mit Hilfe des Einspritzbeginns beeinflussen zu können, als Vorteil gegenüber den Verfahren mit extrem früher Gemischbildung [73]. Die geringere Homogenität des Gemischs führt darüber hinaus zu Vorteilen im Verbrennungsgeräusch und der CO-Emission [31] [44].

PCCI-Verfahren mit dem Vormischintervall nach ZOT erreichen die höchsten Lasten. Allerdings reicht gerade bei hohen Lasten die erzielbare Vormischung meist nicht aus, um die Rußemission vollständig zu unterdrücken. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Vormischung nach ZOT erfolgt, der Brennbeginn aufgrund der Verbrennungsstabilität aber nicht zu weit nach ZOT verschoben werden kann. Neben dem Zielkonflikt zwischen Rußemission und Verbrennungsstabilität liegt ein prinzipieller Nachteil dieses Verfahrens in der späten Verbrennungsschwerpunktlage und dem damit einhergehenden schlechten thermischen Wirkungsgrad [19] [89] [41].

Bei den oben erwähnten PCCI-Brennverfahren mit dem Vormischintervall bei ZOT liegt der Schwerpunkt des Gemischbildungsintervalls selten genau bei ZOT, so dass diese Brennverfahren den Zündverzug immer auch durch die vor bzw. nach ZOT schlechter werdenden Zündbedingungen erreichen. Wichtig ist, dass die Verschiebung des Vormischintervalls gegenüber ZOT nur einen zusätzlichen Beitrag zur Verlängerung des Zündverzugs liefert. Die Einstellung der übrigen Prozessparameter führt selbst bei einem Vormischintervall mit φ_{MVI} in ZOT zu einem hohen Grundniveau des Zündverzugs. Bedingt durch dieses hohe Grundniveau reagiert der Zündverzug sensibel auf weitere Veränderungen der Prozessparameter und kann z.B. durch eine leichte Verschiebung des Vormischintervalls vor oder nach ZOT stark beeinflusst werden. **Abb. 22** zeigt diesen Sachverhalt für die bereits in **Abb. 16** diskutierten Messergebnisse. Anhand der Diagramme in der oberen Zeile von **Abb. 22** ist zu erkennen, dass auch bei den Fällen ohne Voreinspritzung eine Korrelation zwischen dem Zündverzug und der Rußemission besteht. Hierfür wurde die Y-Achse des Diagramms der Rußemission stark vergrößert.

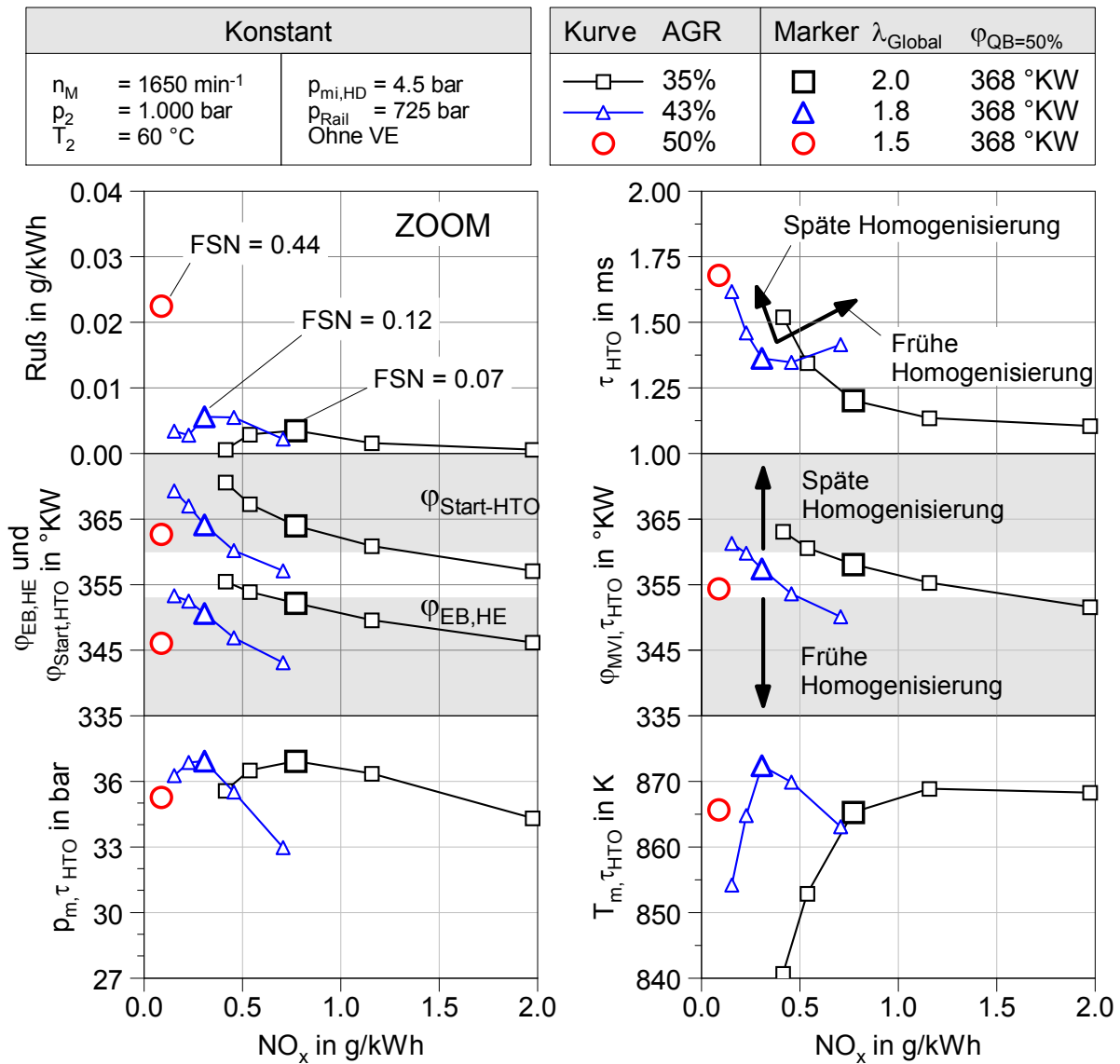


Abb. 22 Einordnung der in **Abb. 16** gezeigten Ergebnisse für die teilhomogene Verbrennung in Bezug auf die Effekte der frühen und späten Homogenisierung

In der mittleren Bildreihe sind die Werte für den Einspritzbeginn φ_{EB} , den Start der Hochtemperaturoxidation $\varphi_{Start-HTO}$ und die Mitte des Vormischintervalls φ_{MVI} dargestellt. Im Fall der mittleren AGR-Rate ist beim Vergleich der Zündverzüge mit der Phasenlage der Mitte des Vormischintervalls zu sehen, dass die kürzesten Zündverzüge ungefähr 2-3 °KW vor ZOT zustande kommen¹⁰. Die grau hinterlegten Bereiche kennzeichnen ungefähr die Phasenlagen von φ_{MVI} , ab denen die Zündverzugsverlängerungen durch die frühe und späte Homogenisierung auftreten.

¹⁰ Die Verschiebung gegenüber ZOT hängt stark vom Zündverzug und dem Ablauf der Wärmefreisetzung ab. Die genannten 2-3 °KW sind nicht allgemein gültig.

In der unteren Bildreihe sind die mittleren Werte für den Brennraumdruck und die Massenmitteltemperatur während des Vormischintervalls dargestellt. Das Sinken dieser Prozesswerte $p_{m, \tau_{HTO}}$ und $T_{m, \tau_{HTO}}$ beim Übergang zur frühen bzw. späten Homogenisierung ist deutlich zu erkennen.

Die Abweichung der φ_{MVI} -Werte von 360°KW (ZOT) beim Erreichen der Zündverzugsminima (d.h. beim Übergang von der frühen zur späten Homogenisierung) lässt sich mit Hilfe der indizierten Druckverläufe erklären. Anders als bei einem Schleppdruckverlauf liegt im gefeuerten Zustand zwischen dem geometrischen OT und dem Zeitpunkt des maximalen Drucks kein weitgehend konstanter thermodynamischer Verlustwinkel in der Größenordnung von $\Delta\varphi_{TDV} \approx 0.8^\circ \text{KW}$ vor. Im gefeuerten Zustand kommt es je nach Einspritzmenge, Zündverzug und Verlauf der Wärmefreisetzung zu zusätzlichen Effekten.

Wie **Abb. 23** zeigt, wirken sich im gefeuerten Zustand auch die Kraftstoff-Verdampfungskühlung und die Kalte-Flamme-Verbrennung auf die Lage des Druck- und Temperaturmaximums aus. Durch die Überlagerung dieser beiden Effekte treten die kürzesten Zündverzüge in Realität zwar im Bereich von ZOT, jedoch nicht immer exakt bei $\varphi_{MVI} = \varphi_{p_{max, schlepp}} \approx 359.2^\circ \text{KW}$ auf.

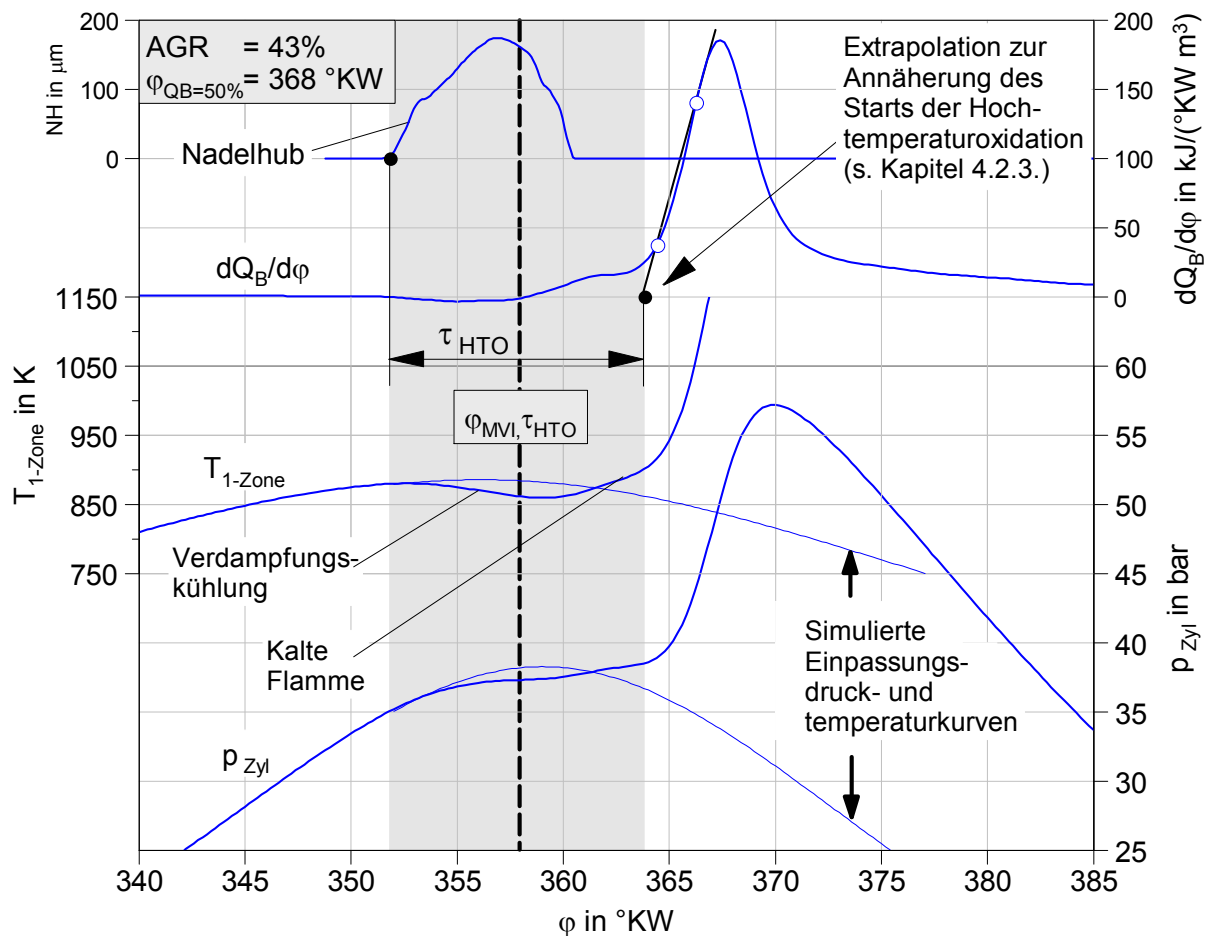


Abb. 23 Phasenlage von $\varphi_{MVI} \cdot \tau_{HTO}$ bei minimalem Zündverzug (vollst. Legende s. **Abb. 22**)

Die Vorversuche haben gezeigt, dass es mit Hilfe des PCCI-Brennverfahrens grundsätzlich möglich ist, den dieseltypischen Zielkonflikt zwischen NO_x - und Rußemission aufzulösen. In dem untersuchten, konventionell ausgelegten DI-Dieselmotor mit dem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15.8$ konnte unter Beibehaltung der thermodynamisch optimalen Verbrennungsschwerpunktlage ein Betrieb mit $\text{NO}_x \leq 0.2 \text{ g/kWh}$ und $\text{Ruß} \leq 0.05 \text{ g/kWh}$ realisiert werden.

Problematisch für die Anwendung dieses Verbrennungsansatzes in Pkw-Dieselmotoren ist die geringe erreichte Motorlast von $p_{\text{mi,HD}} = 4.5 \text{ bar}$. Hierfür gibt es drei Gründe:

Erstens deckt der erreichte Mitteldruck die bezüglich der NO_x - und Rußemission besonders kritischen Fahrzustände typischer Fahrzeuge im NEFZ nicht ab¹¹. Das Emissionsverhalten der PCCI-Verbrennung kann daher nicht in vollem Maß für das Testergebnis genutzt werden.

Zweitens bringt das mit dem oben genannten Mitteldruck von $p_{\text{mi,HD}} = 4.5 \text{ bar}$ erzielbare hubraumbezogene Moment in Hinblick auf künftige Anwendungen als phlegmatisierter Motor bzw. als Stationärmotor (serieller Hybrid, Range Extender) das Problem eines zu großen Bauraumbedarfs und eines zu hohen Motorgewichts mit sich.

Drittens ist das Verbrennungsgeräusch der PCCI-Verbrennung gemessen an den für den Niedriglastbereich geltenden Zielwerten zu hoch. Die Zielwerte sind insbesondere im unteren Lastbereich sehr niedrig, da das Motorgeräusch bei den erzielbaren geringen Fahrgeschwindigkeiten nicht durch die Abroll- und Windgeräusche überdeckt wird.

¹¹ Die bezüglich des Schadstoffausstoßes kritischen Fahrzustände treten während der Beschleunigung von 100 km/h auf 120 km/h im außerstädtischen Teil des Tests auf. Hier werden Mitteldrücke im Bereich zwischen $p_{\text{mi,HD}} = 10 \text{ bar}$ bis $p_{\text{mi,HD}} = 15 \text{ bar}$ erreicht.

3 ZIELSETZUNG

Im ersten Teil dieser Arbeit sollen die Führungsgrößen für einen NO_x - und rußfreien PCCI-Betrieb im Dieselmotor genau definiert werden. Dafür soll zunächst geklärt werden, wie sich wichtige Motorprozessparameter wie der Ladedruck, die Ansaugtemperatur, der Einspritzdruck, das Verbrennungsluftverhältnis und die AGR-Rate auf die PCCI-Verbrennung auswirken. Die Ergebnisse dieser Versuche sollen unter Berücksichtigung der Theorie zur Schadstoffentstehung im Dieselmotor analysiert und anschaulich erklärt werden. Dabei soll der Schwerpunkt auf der Erklärung der unterschiedlichen Sensitivität der NO_x - und der Rußemission gegenüber Veränderungen im Zündverzug liegen.

Als Ergebnis des ersten Teils dieser Arbeit sollen die Prozessführung beim rußfreien PCCI-Betrieb genau beschrieben und die Vorgänge, die zum begrenzten Lastbereich dieser Betriebsstrategie führen, analysiert werden. Hierzu gehört die genaue Beschreibung des motorischen Zündverzugs in Abhängigkeit variierender Motorprozessparameter.

Im zweiten Teil der Arbeit soll die zuvor definierte ideale PCCI-Prozessführung auf Betriebspunkte höherer Motorlast übertragen werden. Hierzu sollen Versuche mit abgesenktem Verdichtungsverhältnis und mit Kraftstoffen geringerer Zündwilligkeit durchgeführt werden. Anschließend soll das Betriebsverhalten der PCCI-Verbrennung bei höherer Last analysiert werden.

Als wesentliches Ergebnis des zweiten Teils dieser Arbeit soll der PCCI-Betrieb bei angehobener Motorlast für die Anwendung im Pkw-Bereich bewertet werden. Im Vordergrund für diese Bewertung stehen die erzielbaren Werte für das Verbrennungsgeräusch, die Schadstoffemission (insbesondere HC und CO) und den Kraftstoffverbrauch.

4 VERSUCHSAUFBAU UND METHODIK

4.1 Versuchsaufbau

VERSUCHSTRÄGER

Die in dieser Arbeit vorgestellten Versuche wurden an einem Einzylinderforschungsmotor durchgeführt. Dieser basiert auf einem von der IAV GmbH entwickelten Rumpfbtriebwerk und verwendet die für das Brennverfahren relevanten Bauteile und Geometrien der Baureihe OM646 / OM642 der Daimler AG. Als wichtigste Bauteile wurden das Einspritzsystem (Hochdruckpumpe, Rail und Injektor), die Nockenwellen (jedoch in gekürzter Form), die Ventile und die Kolbengruppe von den Serienaggregaten übernommen. Bei der Konstruktion des Kurbeltriebs und des Zylinderkopfes wurden die Eckdaten von Hub und Bohrung, sowie die Geometrien der Einlasskanäle und der Brennraumplatte übernommen. Die technischen Daten des Versuchsträgers sind in **Tabelle 5** zusammengefasst.

Tabelle 5 Technische Daten des Versuchsträgers

Arbeitsverfahren	Viertakt Diesel mit Direkteinspritzung
Zylinderanzahl	1
Hubraum	537 cm ³
Hub / Bohrung	88.3 mm / 88.0 mm
Verdichtungsverhältnis	15.8 (Serie 18.0)
Maximale Drehzahl	5000 min ⁻¹
Maximaler Zylinderdruck	220 bar
Anzahl Ventile pro Zylinder	4
Ventilbetätigung	DOHC mit Tassenstößeln
Einspritzsystem	Common Rail Bosch CRS 2.2, Antrieb der Hochdruckpumpe über externen Elektromotor ($p_{\text{Rail, max}} = 1600 \text{ bar}$)
Ölkreislauf	Trockensumpfschmierung mit motorexterner Saug- und Druckpumpe; Konditionierung (Heizung und Kühlung)
Wasserkreislauf	Wasserkreislauf mit motorexterner Förderpumpe; Konditionierung (Heizung und Kühlung)

Der Zylinderkopf des Einzylindermotors verfügt über zwei Brennraumzugänge, die entweder für zwei wassergekühlte Indizierquarze oder für einen wassergekühlten Indizierquarz und eine optische Sonde verwendet werden. Beide Brennraumzugänge befinden sich über der Kolbenmulde und erlauben dadurch eine hohe Güte des Druckindiziersignals.

Für die Abbildung des Verdichtungsverhältnisses aktueller Dieselbrennverfahren wurde die Kolbenmulde von $\varepsilon = 18.0$ auf $\varepsilon = 15.8$ aufgeweitet. Dabei wurde von dem Serienstand der Kolbenmulde eine konstante Wandstärke von 1,003 mm abgefräst und die Muldenform weitestgehend beibehalten. Die Form und Abmessungen der Kolbenmulde sind in **Abb. 24** dargestellt.

Zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze werden in **Abschnitt 5.5.2** Versuche mit zwei abgesenkten Verdichtungsverhältnissen vorgestellt. Ziel war es, die Verdichtungsverhältnisse $\varepsilon = 13.0$ und $\varepsilon = 10.0$ zu realisieren. In Realität ergab die Ausliterung der Brennräume die Werte $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$, was zu Beginn der Versuchsreihen mit Hilfe von Schleppdruckmessungen bestätigt werden konnte. Die Muldenkonturen der Kolben mit $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$ sind ebenfalls in **Abb. 24** dargestellt. Bei der Kolbenvariante mit $\varepsilon = 10.4$ konnte die Ähnlichkeit der Muldenform nicht mehr aufrechterhalten werden, da die Wandstärke im Bereich des Öl-Kühlkanals zu gering geworden wäre. Um das benötigte Muldenvolumen zu realisieren, wurde eine sehr einfache, W-förmige Mulde ohne Hinterschnitt umgesetzt.

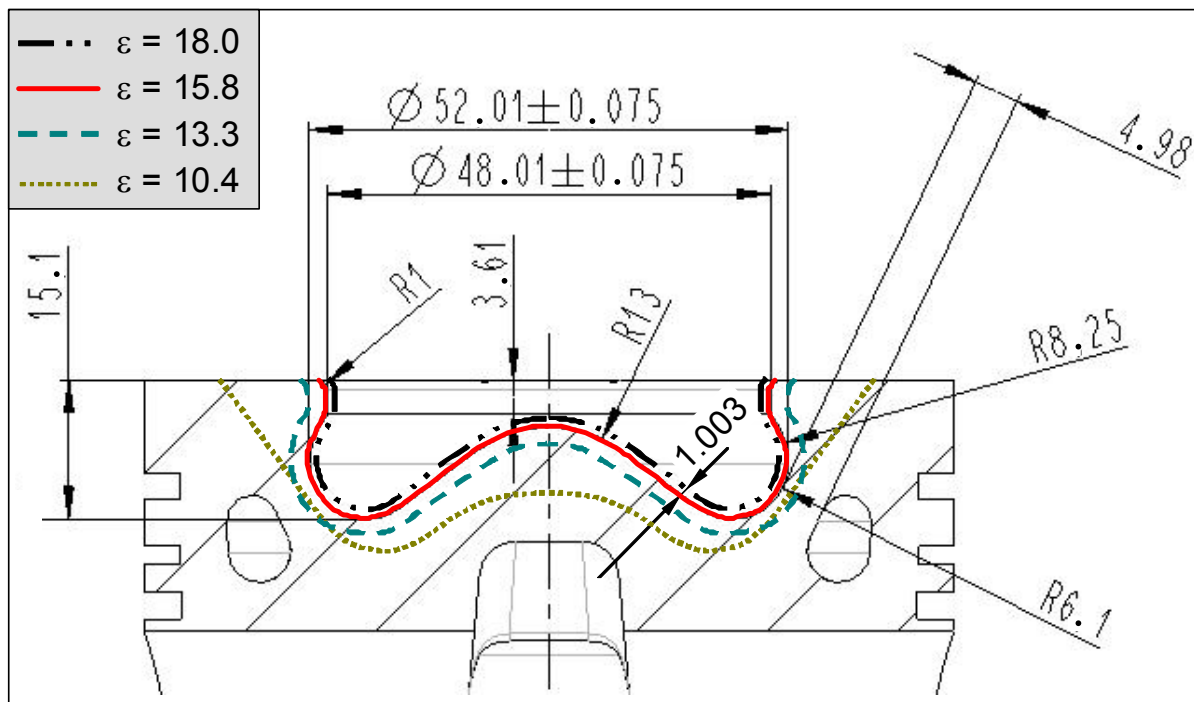


Abb. 24 Form und Abmessungen der Kolbenmulden

Beim Einspritzsystem handelt es sich um ein Bosch-Common-Rail-System der zweiten Generation. Der Magnetventilinjektor wurde für die Untersuchungen des Zündverzugsverhaltens mit einem Nadelhubgeber der Firma MicroEpsilon ausgestattet. Als redundantes Messsystem für die Zündverzugsbestimmung wurde in die Zuleitung zum Injektor ein Leitungsdrucksensor der Firma Kistler (bis max. 2000 bar) eingebracht. Die Technischen Daten des Einspritzsystems sind in **Tabelle 6** aufgeführt.

Tabelle 6 Technische Daten des Einspritzsystems

Druckerzeugung, Injektor	Einspritzsystem	Common Rail Bosch CRS 2.2
	Injektortyp	Magnetventil CRI 2.2
	Maximaler Einspritzdruck	1600 bar
	Druckregelung	Sensor und Druckregelventil am Rail

Düse	Typ	Düse mit konischem Mini-Sackloch (DLLA)
	Lochanzahl	7
	Strahlkegelwinkel	153°
	Durchfluss nach Verrundung	410 cm ³ / 30s bei 100 bar
	Lochdurchmesser	0.136 mm
	Konizität des Spritzlochs	+ 1.5

EINZYLINDERPRÜFSTAND UND STANDARDMESSTECHNIK

Von besonderer Bedeutung für die Untersuchungen zum PCCI-Brennverfahren ist die Möglichkeit, die Parameter Ladedruck, Ansaugtemperatur, Abgasrückführrate und Saugrohrtemperatur präzise und unabhängig voneinander einstellen zu können. Die Temperatur und der Druck der Öl- und der Wasserzufuhr zum Motor müssen ebenfalls genau konditionierbar sein, um Quereinflüsse auf die Versuchsergebnisse so gering wie möglich zu halten. Die für diesen Zweck optimierte Motorperipherie des Einzylinderprüfstands ist schematisch in **ANHANG II** dargestellt. Der Großteil der für die Versuche verwendeten Mess- und Prüfstandstechnik ist Standardtechnik aus der Motorenentwicklung. Daher werden die verwendeten Messverfahren und Gerätehersteller im Folgenden nur kurz benannt:

- Die Ablaufsteuerung und Datenerfassung erfolgte mit dem System Puma der Firma AVL.
- Für eine präzise Kraftstoffverbrauchsmessung wurde eine Kraftstoffwaage inklusive Kraftstoffkonditionierung der Firma AVL verwendet.
- Die Abgaszusammensetzung wurde mit einem Messschrank vom Typ EXSA der Firma Horiba gemessen.
- Die CO₂-Konzentration im Saugrohr wurde mit einem Analysator vom Typ Ultramat von Siemens gemessen.
- In beiden Messstrecken für die Zylinderdruckindizierung kamen wassergekühlte Druckquarze vom Typ 6041A und Ladungsverstärker vom Typ 5011B der Firma Kistler Instrumente zum Einsatz.
- Für die Indizierung der Zylinderdruckverläufe wurde ein Indiziergerät vom Typ Combi Pro der Firma SMETEC verwendet. Als Auflösung wurde ein Winkelincrement von $\Delta\varphi = 0.2 \text{ } ^\circ\text{KW}$ eingestellt.

- Die Regelung und Überwachung des Luft- und des Kraftstoffpfads erfolgte mit der von der IAV GmbH entwickelten Steuergeräteplattform „Modular Prototype Engine Controller (MPEC)“ [72]. Die Raildruckregelung und Ansteuerung des Injektors erfolgten mit dem sogenannten „Flexible Injection and Ignition System for Rapid Engineering (FI2RE)“ der IAV GmbH [74].

VORGEHENSWEISE IM VERSUCH

Bei den Motorversuchen wurden die Betriebspunkte wie üblich über eine Kombination aus Motordrehzahl und Last definiert, wobei als Lastgröße nicht der effektive Mitteldruck p_{me} , sondern der indizierte Mitteldruck der Hochdruckschleife $p_{mi,HD}$ gewählt wurde („brennverfahrensseitige Last“). Der Grund hierfür liegt in der deutlich anderen Charakteristik der Gaswechsel- und Motorreibungsverluste zwischen Einzylinder- und Vollmotor.

Die Mehrzahl der Versuche wurde nicht unter Vorgabe des Einspritzbeginns (genauer gesagt des elektrischen Ansteuerbeginns der Einspritzung), sondern unter Vorgabe der gewünschten Verbrennungsschwerpunktlage $\varphi_{QB=50\%}$ durchgeführt. Diese Vorgehensweise hat sich als praktisch erwiesen, da sich die Verbrennungsschwerpunktlage beim PCCI-Verfahren schon bei geringfügigen Änderungen der Randbedingungen in unerwünschte Bereiche verschieben kann. Ein weiterer Grund für die Vorgabe von festen Verbrennungsschwerpunkten ist die Möglichkeit, die aus der Druckverlaufsanalyse gewonnenen Brennverläufe verschiedener Einstellungen übereinanderlegen und vergleichen zu können.

4.2 Methodik

4.2.1 Druckverlaufsanalyse und Hochdruckprozessrechnung mit Einzonenmodellierung

Für die Druckverlaufsanalyse und die Hochdruckprozessrechnung mit Einzonenmodellierung wurde eine Rechenroutine auf Basis von Matlab[®]-M-Files und Simulink-Modellen programmiert. Kern dieser beiden Programme ist die bei der IAV GmbH entwickelte Open-Source-Software zur thermodynamischen Analyse OPEN-TDA. Die in diesem Programm verwendeten Berechnungs- und Modellierungsansätze sind im Folgenden stichpunktartig zusammengefaßt:

- Annahme einer vollständigen Verbrennung \Rightarrow Modellierung des Arbeitsgases als N_2 , O_2 , CO_2 und H_2O (Ar wird als N_2 modelliert)
- Berechnung der Arbeitsgaszusammensetzung bei AGR-Betrieb nach **ANHANG-III**
- Vereinfachte Modellierung des Restgasanteils als Funktion des Verdichtungsverhältnisses nach **ANHANG-IV**

- Modellierung der Kalorik des Arbeitsgases nach [78], [25] entnommen aus [76]
- Keine Modellierung von Gemischverdichtung (Annahme: gemischt = verbrannt) \Rightarrow Bei PCCI (gemischt \neq verbrannt) werden die Effekte aus der Verdampfungskühlung und der Abweichung der Arbeitsgaskalorik während des Zündverzugs in Form einer negativen Wärmefreisetzung vor der Verbrennung sichtbar.
- Modellierung der Stoffmengenänderung und Massenzunahme im System als direkte Funktion der Wärmefreisetzung ($O_2 \downarrow$, $CO_2 \uparrow$, $H_2O \uparrow = f [Q(\varphi)]$)
- Keine Modellierung der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes für die Brennverlaufsberechnung
- Modellierung der Wandwärmeverluste nach Woschni mit erweitertem Geschwindigkeitsterm nach Woschni und Huber entnommen aus [76]. Annahme eines empirisch ermittelten linearen Zusammenhangs zwischen der Last und den Bauteiltemperaturen:

$$T_{\text{Kolben}} = T_{\text{Laufbuchse}} = T_{\text{Zylinderkopf}} = 3.5 \text{ [K/bar]} * p_{\text{mi,HD}} \text{ [bar]} + 343 \text{ K} \quad (\text{Gl. 8})$$
- Vernachlässigung des Massenverlusts durch Blowby
- Speicherung der Zylinderdruckverläufe als Einzelzyklenverläufe und anschließende Filterung mit einem phasenverschiebungsfreien, digitalen Tiefpassfilter mit einer Grenzfrequenz von 3200 Hz
- Berechnung der in den Diagrammen dargestellten Statistikwerte aus den Merkmalen von 100 Einzelzyklen und Mittelung der dargestellten kurbelwinkel aufgelösten Verläufe über 100 Einzelzyklen

4.2.2 Berechnung der adiabaten Flammentemperatur

Abb. 25 zeigt die Verläufe des Verbrennungsluftverhältnisses $\lambda_{1\text{-Zone}}$ und der Massenmitteltemperatur $T_{1\text{-Zone}}$ für eine dieselmotorische Verbrennung, die mit der Druckverlaufsanalyse mit Einzonenmodell¹² analysiert wurde. Es ist zu erkennen, dass die im Brennraum umgesetzte Kraftstoffmasse in Abhängigkeit des Brennverlaufs modelliert wird (gemischt gleich verbrannt), so dass das Verbrennungsluftverhältnis ab Beginn der Wärmefreisetzung aus dem Unendlichen sinkt und bis zum Ende der Verbrennung den Wert des globalen Verbrennungsluftverhältnisses annimmt.

¹² Anmerkung zu den Abkürzungen: In dieser Arbeit werden verschiedene Abkürzungen für das Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda_{1\text{-Zone}}$, λ_{Lokal} , ...) und die Temperatur ($T_{1\text{-Zone}}$, T_{Lokal} , ...) verwendet, je nach dem, ob es sich dabei um lokale oder räumlich gemittelte Größen handelt. Beim Zylinderdruck wird aufgrund der hohen Gastemperaturen während der Verbrennung ($T_{\text{Lokal}} > 900 \text{ K}$) und der daraus resultierenden hohen Schallgeschwindigkeit angenommen, dass zu einem festen Zeitpunkt überall im Brennraum der gleiche Druck herrscht ($p_{1\text{-Zone}} =: p_{\text{Zyl}}$).

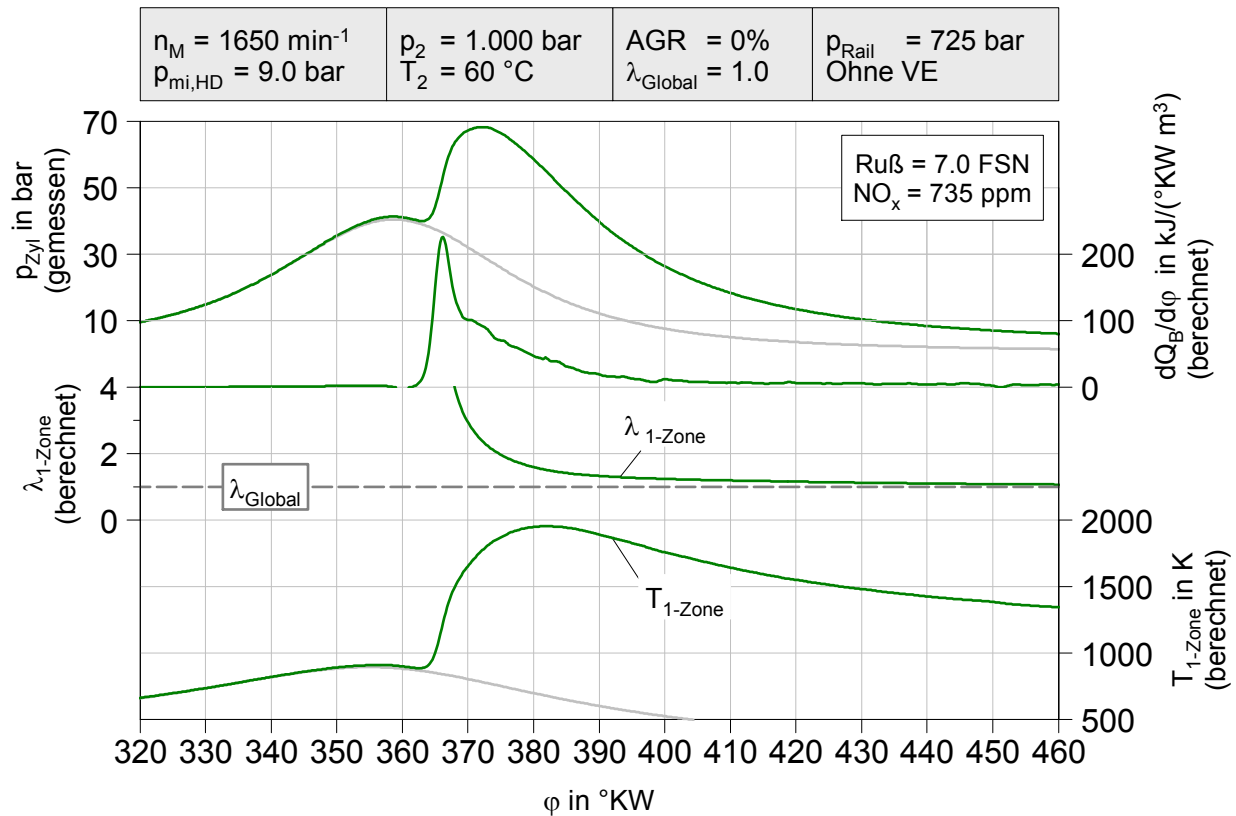


Abb. 25 Beispiel für den Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses und der Massenmitteltemperatur gemäß der Druckverlaufsanalyse mit Einzonenmodell

Zum Nachvollziehen der Schadstoffemission dieses Verbrennungsfalls zeigt **Abb. 26** die Entstehungsbedingungen für Rußpartikel und Stickoxide gemäß [1]. Dargestellt ist sowohl die originale Version mit dem Kraftstoff/Luft-Verhältnis $\Phi_{Lokal} = 1 / \lambda_{Lokal}$ als Ordinate, als auch eine übersetzte Version mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ_{Lokal} als Ordinate. Im rechten Diagramm ist für den dieselmotorischen Verbrennungsfall aus **Abb. 25** der Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses über der Massenmitteltemperatur aufgetragen. Es ist zu erkennen, dass unter Verwendung der Ergebnisgrößen der Einzonenanalyse die Entstehungsbedingungen für NO_x und Ruß nicht erreicht werden. Diese Erkenntnis steht in krassem Gegensatz zu den Messergebnissen des vorliegenden Falls (s. Legende oben rechts in **Abb. 25**). Hierdurch wird klar, dass sich die Ergebnisse der Einzonenanalyse nicht mit den reaktionskinetischen Grundlagen für die Schadstoffentstehung in Zusammenhang bringen lassen.

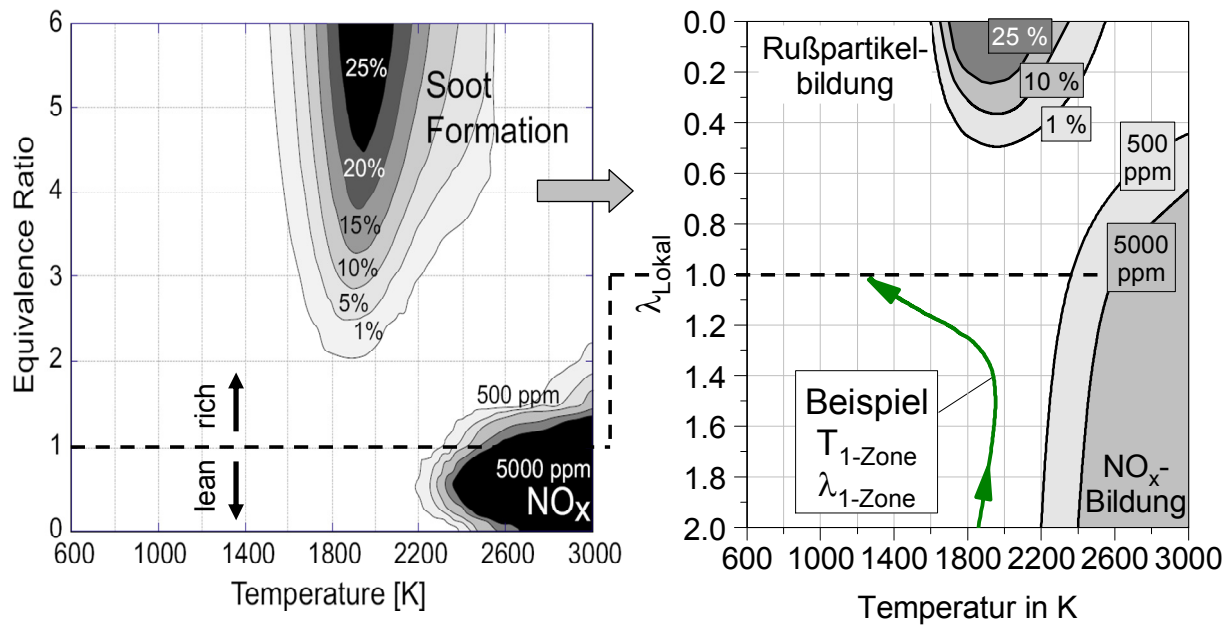


Abb. 26 Entstehungsbedingungen von Rußpartikeln und Stickoxiden

Für die Analyse der gemessenen Schadstoffemission wurde die zuvor beschriebene Druckverlaufsanalyse mit Einzonenmodellierung um einen Berechnungsansatz für die sogenannte adiabate Flammentemperatur erweitert. Der Ansatz soll es ermöglichen, die in Realität zu erwartende zeitliche und örtliche Varianz des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses bezüglich ihrer Auswirkung auf die lokale Verbrennungstemperatur zu bewerten.

Hierfür wird für fiktive Teilbereiche der Verbrennungszone die theoretisch erreichbare adiabate Flammentemperatur bei variabler Stöchiometrie berechnet. Die hypothetischen Verbrennungsluftverhältnisse werden dabei in dem Bereich $0 \leq \lambda_{\text{Lokal}} \leq \infty$ variiert, so dass sowohl die maximal erreichbare Gastemperatur bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 1.00$, als auch die Flammentemperaturen im unterstöchiometrischen Bereich betrachtet werden können. Zur Erklärung des Modellansatzes zeigt **Abb. 27** den Unterschied zwischen dem konventionellen Einzonenmodell und dem um die Berechnung der adiabaten Flammentemperaturkurve erweiterten Einzonenmodell.

Die adiabate Flammentemperatur wird in dem erweiterten Einzonenmodell unter Annahme eines konstanten Drucks und unter Annahme des chemischen Gleichgewichts berechnet. Bei der Modellierung der Verbrennungsgleichung wird eine Unterscheidung zwischen dem überstöchiometrischen und dem unterstöchiometrischen Fall vorgenommen.

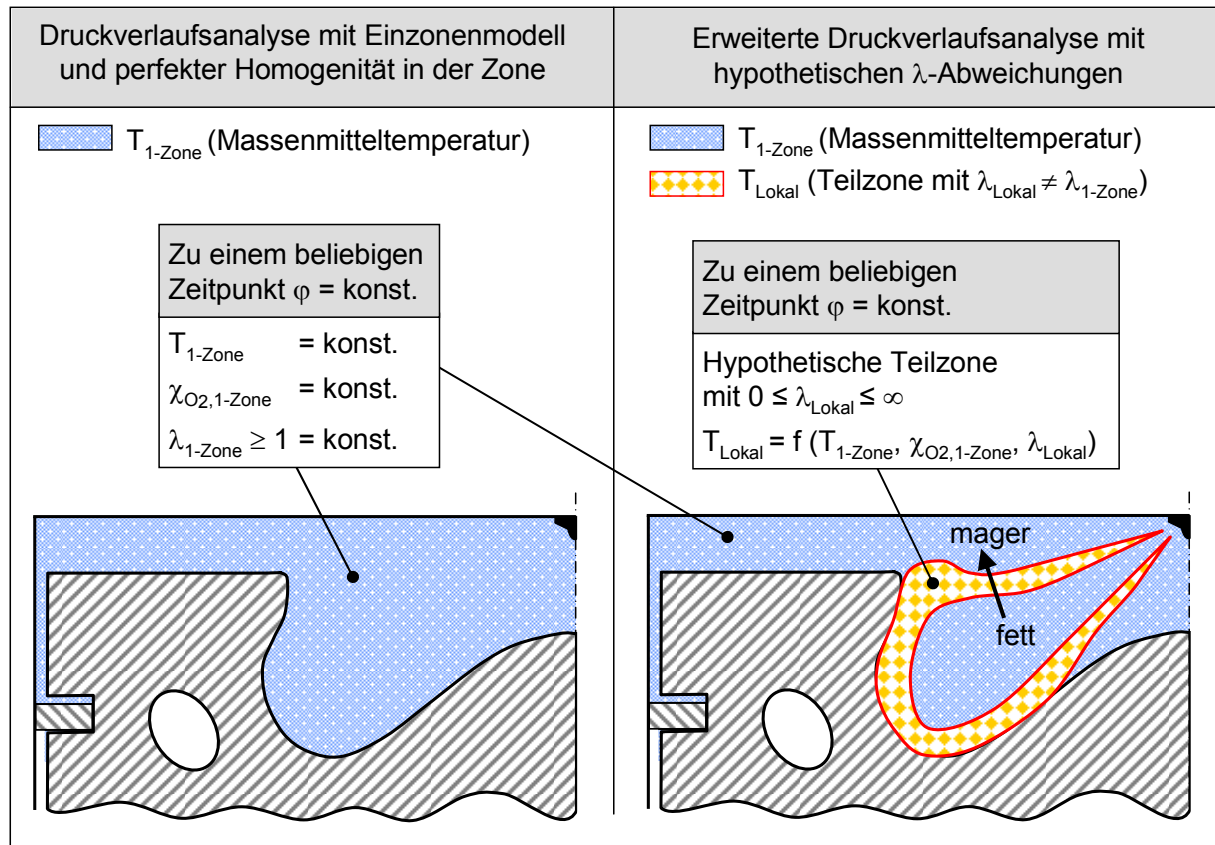
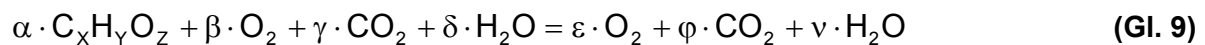
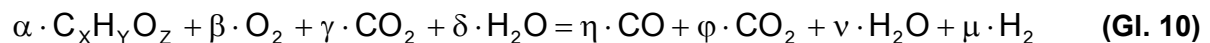


Abb. 27 Berechnung der lokal möglichen adiabaten Flammentemperaturen

Im Fall der überstöchiometrischen Verbrennung kann **Gl. 9** direkt anhand der Molbilanzen für die Elemente C, H und O gelöst und die Temperaturanhebung im adiabaten Fall mit Hilfe der Ausgangstemperatur, der Reaktionsenthalpie und der Wärmekapazität des Gemischs berechnet werden (s. **Gl. 13**).



Im Fall der unterstöchiometrischen Verbrennung muss **Gl. 10** anhand der Molbilanzen und unter Berücksichtigung des Wassergasgleichgewichts in **Gl. 11** gelöst werden.



$$K(T_{\text{Lokal}}) = \frac{v \cdot \eta}{\mu \cdot \varphi} \quad (\text{Gl. 11})$$

Beim Auflösen auf einen der unbekanntenen Koeffizienten der rechten Seite von **Gl. 10** ergibt sich eine gemischt quadratische Gleichung in Abhängigkeit der Koeffizienten der Edukte und der temperaturabhängigen Gleichgewichtskonstanten K . Nach Berechnung der Zusammensetzung der Produkte der unterstöchiometrischen Verbrennung kann mit Hilfe der Standardbildungsenthalpien Δh_F^0 der beteiligten Stoffe die freiwerdende Reaktionsenthalpie ΔH berechnet werden (**Gl. 12**).

$$\Delta H = \eta \cdot \Delta h_{\text{F,CO}}^0 + (\varphi - \gamma) \cdot \Delta h_{\text{F,CO}_2}^0 + (v - \delta) \cdot \Delta h_{\text{F,H}_2\text{O(g)}}^0 + \mu \cdot \Delta h_{\text{F,H}_2}^0 - \alpha \cdot \Delta h_{\text{F,C}_x\text{H}_y\text{O}_z}^0 - \beta \cdot \Delta h_{\text{F,O}_2}^0 \quad (\text{Gl. 12})$$

Für den adiabaten Fall kann nun mit **Gl. 13** die Temperaturanhebung durch die Verbrennung berechnet werden. Hierbei ist zu beachten, dass die für die Berechnung benötigte, über die Zustandsänderung gemittelte Wärmekapazität \bar{c}_p selbst von der Temperaturanhebung im Verbrennungsgas abhängt. Aus diesem Grund wird ein iteratives Berechnungsverfahren (hier umgesetzt durch Matlab / Simulink) benötigt.

$$T_{\text{Lokal}} = \frac{\Delta H}{\bar{c}_p \cdot m} + T_{1\text{-Zone}} \quad (\text{Gl. 13})$$

Die mit der erweiterten Einzonenanalyse berechnete Abgaszusammensetzung und die adiabate Flammentemperatur wurden zur Validierung mit den Angaben in [33] und [24], sowie mit den Ergebnissen eines Berechnungsprogramms der University of Michigan [15] verglichen. Für einen beispielhaft gewählten Ausgangszustand des Gemischs ($T_1, \chi_{1,i}$) zeigt **Abb. 28** einen Vergleich der berechneten Zusammensetzung nach der Verbrennung (Gleichgewichtszustand) in Abhängigkeit des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses λ_{Lokal} . Der Vergleich zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse, obwohl das H/C-Verhältnis der verwendeten Kraftstoffe minimal abweicht¹³.

¹³ Bei dem Programm der University of Michigan kann die Kraftstoffzusammensetzung nicht beliebig eingestellt werden. Es gibt nur eine Auswahl fest definierter Kraftstoffe, die dem in dieser Arbeit verwendeten Dieselkraftstoff nicht genau entsprechen.

T_1	χ_{1,N_2}	χ_{1,O_2}	χ_{1,CO_2}	χ_{1,H_2O}	
850°C	77.5%	15.5%	3.5%	3.5%	— Erweitertes Einzonenmodell mit $C_{13.6}H_{26.4}$ - - Programm University of Michigan mit $C_{12}H_{23}$

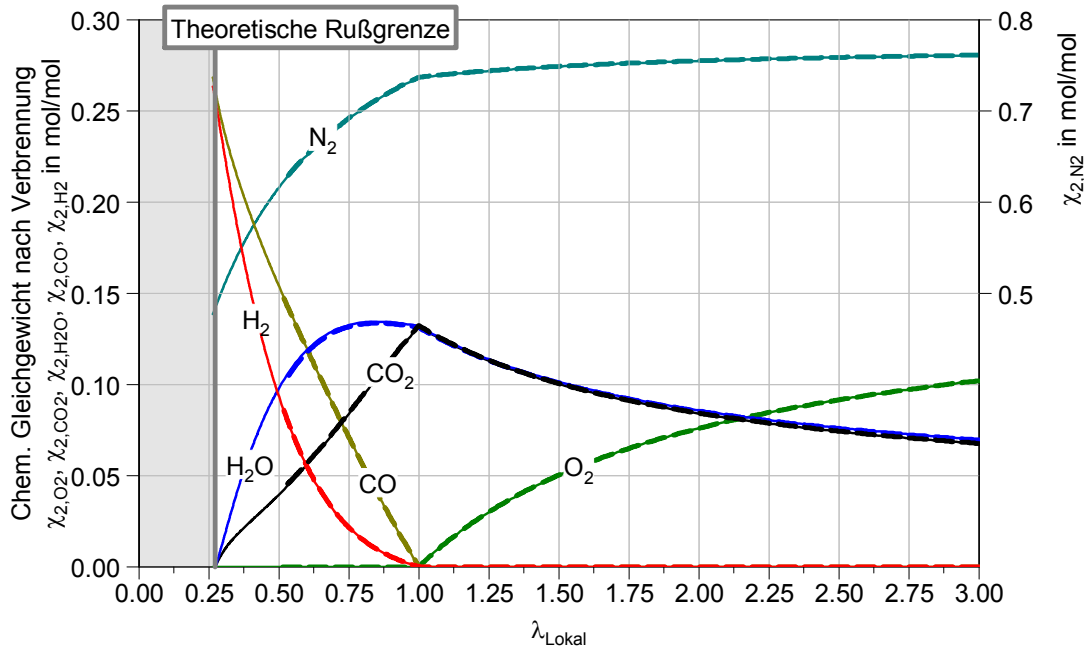


Abb. 28 Modellierung der Zusammensetzung im chemischen Gleichgewicht

Abb. 29 zeigt den Vergleich der berechneten adiabaten Flammentemperaturen anhand einer Variation des Sauerstoffgehalts der Ladung vor der Verbrennung χ_{1,O_2} und einer Variation der Ausgangstemperatur T_1 des Gemischs vor der Verbrennung. Die Unterschiede der Ergebnisse belaufen sich auf weniger als 30 K, so dass auch dieser Vergleich ein sehr zufriedenstellendes Ergebnis zeigt.

Für die Berechnung der adiabaten Flammentemperatur wird im Folgenden angenommen, dass der Kraftstoff und die Frischladung vor der Verbrennung bei derselben Temperatur vorliegen. Als Ausgangstemperatur wird die zu dem betrachteten Zeitpunkt vorliegende Massenmitteltemperatur verwendet. Hierdurch könnte der Verdacht entstehen, dass die berechnete adiabate Flammentemperatur im Vergleich zu der durch eine Zweizonenmodellierung berechneten Flammentemperatur falsche bzw. unrealistische Werte annimmt, da die Massenmitteltemperatur einerseits oberhalb der Temperatur der unverbrannten Zone und andererseits unterhalb der Temperatur der verbrannten Zone des Zweizonenmodells verläuft. Dieser Verdacht trifft jedoch nicht zu, da bei der Annahme der Massenmitteltemperatur als Ausgangstemperatur für die Berechnung der λ -abhängigen, lokal auftretenden Temperaturerhöhung auch die Arbeitsgaszusammensetzung aus der Einzonenanalyse als Ausgangszustand angenommen wird. Hierdurch wird der Effekt der zu niedrigen bzw. zu hohen Massenmitteltemperatur kompensiert, da bei der Einzonenmodellierung der in der

„Verbrennungszone“ verbleibende Sauerstoffmolenbruch¹⁴ kleiner als der in der unverbrannten Zone und größer als der in der verbrannten Zone eines Zweizonenmodells ist. Der abweichende Sauerstoffanteil führt bezüglich des Flammentemperaturmaximums bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 1.00$ zu einer exakten Kompensation der jeweiligen Abweichung der Ausgangstemperatur. Letztendlich lässt sich mit der Annahme der Adiabasie die in Abhängigkeit des lokalen Verbrennungsluftverhältnisses resultierende Flammentemperatur unabhängig von der Größe der übergeordneten Verbrennungszone berechnen. Sie ist somit eine Zustandsgröße und kann direkt auf die Temperatur und Zusammensetzung der Edukte vor der Verbrennung zurückgeführt werden.

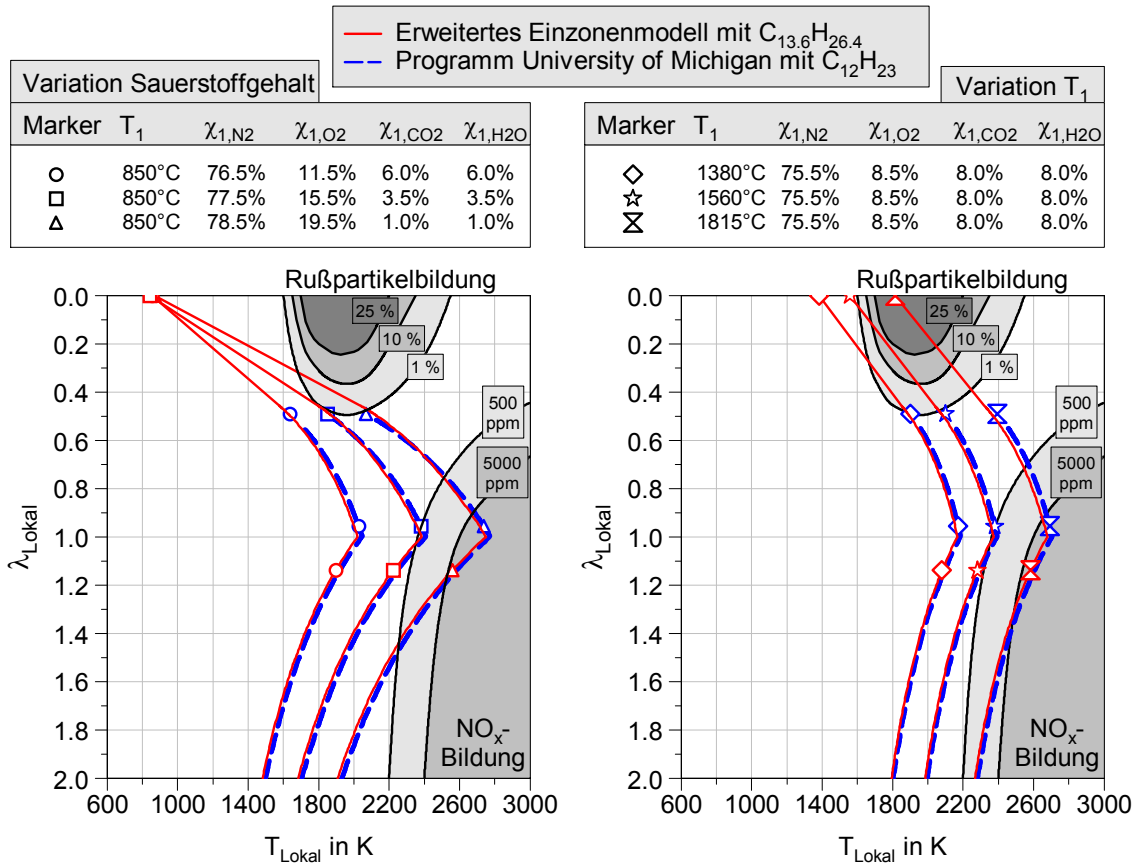


Abb. 29 Vergleich der berechneten adiabaten Flammentemperaturen

Die Kompensation der Einflüsse von Ausgangstemperatur und Ausgangszusammensetzung auf das Maximum der adiabaten Flammentemperatur bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 1.00$ könnte der Grund sein, warum die NO_x -Emission in DI-Dieselmotoren eine sehr geringe Abhängigkeit von den Parametern des Gemischbildungssystems aufweist (s. **Abschnitt 5.1.1 und 5.1.4**). Zu diesen für die NO_x -Emission erfahrungsgemäß weniger relevan-

¹⁴ Der Sauerstoffmolenbruch χ_{O_2} in einem Bilanzvolumen ist definiert durch das zahlenmäßige Verhältnis der Sauerstoffmoleküle zu den insgesamt vorhandenen Molekülen. Es gilt: $\chi_{O_2} = n_{O_2} / n_{\text{gesamt}}$.

ten Parametern gehören der Einspritzdruck¹⁵, die Einspritzstrategie, der Zündverzug und die Geometrien des Brennraums und der Einspritzdüse [8] [45] [102].

Die geringe Abhängigkeit der NO_x-Emission von diesen Parametern liegt, anschaulich formuliert, daran, dass die Verbrennung trotz Variation der Größe der übergeordneten Verbrennungszone lokal immer unterstöchiometrisch beginnt (keine Abmagerung der Verbrennung in den Bereich $\lambda_{\text{Lokal}} > 1.00$) und anschließend im Laufe der Diffusionsverbrennung immer den durch die Temperatur und Zusammensetzung vor der Verbrennung festgelegten Flammzustand bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 1.00$ durchläuft.

Mit Hilfe der erweiterten Druckverlaufsanalyse können sowohl der Verlauf der Massenmitteltemperatur, als auch die lokal erreichbaren Flammentemperaturen in Abhängigkeit der (hypothetischen) lokalen Verbrennungsluftverhältnisse berechnet werden. **Abb. 30** zeigt die Berechnungsergebnisse der erweiterten Druckverlaufsanalyse für die in **Abb. 25** gezeigte Messung. Die im unteren Diagramm dargestellten Kurven der adiabaten Flammentemperatur wurden für drei verschiedene Zeitpunkte des Verbrennungstakts berechnet:

- Die erste Flammentemperaturkurve wurde zu Beginn der Wärmefreisetzung berechnet¹⁶. Hier liegt eine relativ geringe Ausgangstemperatur, aber noch ein hoher Sauerstoffanteil der Ladung (Frischgaszusammensetzung) vor. In **Abb. 30** ist dies die Kurve mit der stärksten Temperaturanhebung, wobei bei $\lambda = 1.00$ der Wert $T_{\text{Lokal, } \varphi_{\text{QB}}=0\%, \lambda=1} = 2715 \text{ K}$ erreicht wird.
- Für die Berechnung der zweiten Flammentemperaturkurve wurde der Zeitpunkt der maximalen Massenmitteltemperatur gewählt. Hier nimmt die Starttemperatur den höchst möglichen Wert an ($T_{\text{Max, 1-Zone}}$), aber der Maximalwert der Flammentemperaturkurve $T_{\text{Lokal, T-Max, } \lambda=1}$ fällt etwas niedriger aus als bei der zum Verbrennungsbeginn berechneten Kurve. Der Grund hierfür liegt in der Umwandlung der inneren Energie des Arbeitsgases in Expansionsarbeit und in dem Wandwärmeverlust. Beide Vorgänge laufen zwischen dem Brennbeginn und dem Zeitpunkt der maximalen Massenmitteltemperatur ab und führen zu einer Abnahme der erreichbaren adiabaten Flammentemperatur¹⁷.
- Die dritte Flammentemperaturkurve wurde am 95%-Umsatzpunkt berechnet. Aufgrund des starken kumulierten Einflusses durch die Expansionsarbeit und den Wandwärmeverlust liegt hier nicht nur ein niedriger Sauerstoffanteil der Ladung bedingt durch die fortgeschrittene Verbrennung vor, sondern auch eine sehr geringe Starttemperatur. Die adiabate Flammentemperaturkurve erreicht lediglich einen Wert von $T_{\text{Lokal, } \varphi_{\text{QB}}=95\%, \lambda=1} = 1727 \text{ K}$.

¹⁵ Die Aussage, dass der Einspritzdruck nur einen geringen Einfluss auf NO_x-Emission ausübt, gilt nur für AGR-Raten oberhalb von ca. 20% bis 30% [8] [102].

¹⁶ Die Berechnung des Verbrennungsbeginns $\varphi_{\text{QB}}=0\%$ wird in **Abschnitt 4.2.3** beschrieben.

¹⁷ $T_{\text{Lokal, T-Max, } \lambda=1}$ hängt anders als $T_{\text{Lokal, } \varphi_{\text{QB}}=0\%, \lambda=1}$ von dem Zeitpunkt der maximalen Massenmitteltemperatur und damit auch von der Brenndauer und dem Verbrennungsschwerpunkt ab. Aus diesem Grund eignet sich dieser Parameter besonders gut für Korrelationen mit der NO_x-Emission (s. **Abschnitt 5.1.1**).

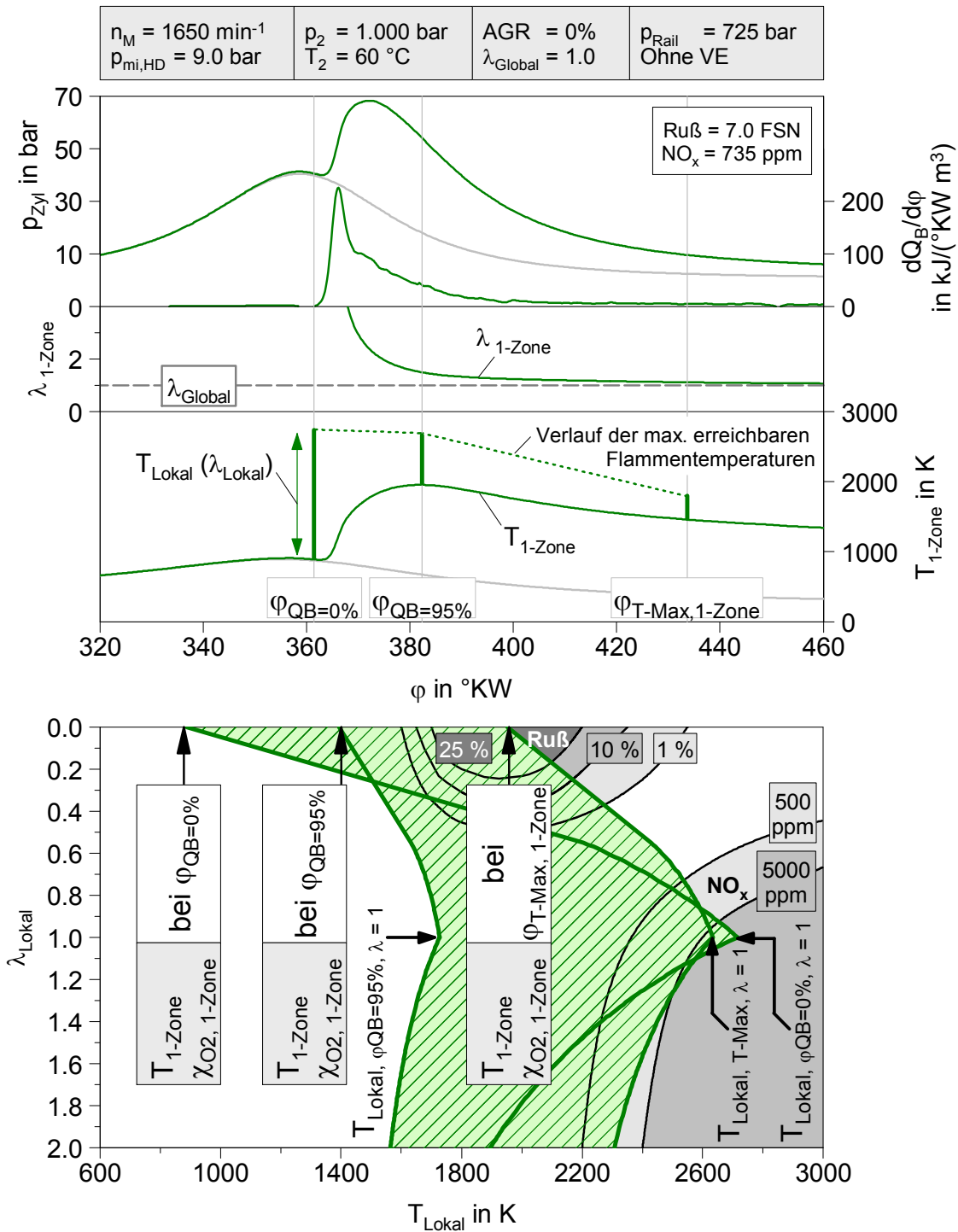


Abb. 30 Abschätzung der erreichbaren Flammentemperaturen mit der erweiterten Druckverlaufsanalyse

Für die Veranschaulichung der ermittelten lokalen Verbrennungsbedingungen λ_{Lokal} und T_{Lokal} wurde der Bereich zwischen den Flammentemperaturkurven in **Abb. 30** farbig ausgefüllt. Anders als bei den Ergebnissen der konventionellen Einzonenanalyse ist mit Hilfe der erweiterten Einzonenanalyse die Überlappung mit den Gebieten der NO_x - und der Rußentstehung deutlich zu erkennen.

4.2.3 Festlegung motorischer Parameter

In diesem Abschnitt werden die wichtigsten in dieser Arbeit verwendeten Motorparameter definiert. Zur Vermeidung von Verwechslungen werden hierbei sowohl einige herkömmliche Parameter der Motorenentwicklung genau definiert, als auch die für die Zwecke dieser Arbeit speziell entwickelten Parameter definiert und erklärt.

AGR-RATE

Für die Bestimmung der AGR-Rate wurden zwei unabhängige Verfahren angewendet. Zum einen wurde die AGR-Rate durch das Verhältnis der CO₂-Konzentration im Ansaugrohr zu der im Abgaskrümmen berechnet. Nach **Gl. 14** werden die Gaskonzentrationen dabei um den Wert der CO₂-Konzentration in der Umgebungsluft von 0.03% reduziert:

$$\text{AGR}_{\text{CO}_2} = \frac{\text{CO}_{2,\text{Ansaugrohr}} - 0.0003}{\text{CO}_{2,\text{Abgas}} - 0.0003} \quad (\text{Gl. 14})$$

Zum anderen wurde die AGR-Rate durch Verwendung eines einfachen Modells für das Motorschluckverhalten berechnet. Hierfür wurde an den zu untersuchenden Betriebspunkten (n_M , $p_{mi,HD}$) vorab eine Messung der pro Arbeitsspiel angesaugten Frischluftmasse $m_{\text{Frischluff}}$ bei geschlossenem AGR-Ventil durchgeführt. Die Ansaugdrosselverluste der jeweiligen Betriebspunkte wurden dabei nach **Gl. 15** in Form des Luftaufwands LA festgehalten:

$$\text{LA} = \frac{m_{\text{Ansaug,real}}}{m_{\text{Ansaug,ideal}}} \stackrel{\text{AGR}=0}{=} \frac{m_{\text{Frisch}}}{\rho_2 \cdot V_{\text{Hub}}} = \frac{R_{s,2} \cdot T_2 \cdot m_{\text{Frisch}}}{\rho_2 \cdot V_{\text{Hub}}} \quad (\text{Gl. 15})$$

Der Luftaufwand stellt für die untersuchten Betriebspunkte eine weitgehend druck- und temperaturunabhängige Kennzahl für das Motorschluckverhalten dar, so dass die AGR-Rate auf einfachem Weg anhand der Differenz der modellierten Gesamtansaugmasse zur gemessenen Frischluftmasse berechnet werden kann:

$$\text{AGR} = \frac{m_{\text{AGR}}}{m_{\text{Ansaug,real}}} = \frac{m_{\text{Ansaug,real}} - m_{\text{Frisch}}}{m_{\text{Ansaug,real}}} = \frac{\text{LA} \cdot \rho_2 \cdot V_{\text{Hub}} - m_{\text{Frisch}}}{\text{LA} \cdot \rho_2 \cdot V_{\text{Hub}}} \quad (\text{Gl. 16})$$

Eine grundsätzliche Einschränkung dieses Ansatzes besteht darin, dass er nur für Motoren ohne eine nennenswerte Ventilüberschneidung gültig ist. Diese Voraussetzung wird von dem genutzten Versuchsträger (Viertakt-Dieselmotor) sehr gut erfüllt. Eine weitere Einschränkung dieses Ansatzes ist durch den Quereinfluss des Motor-

spülgefälles $p_3 - p_2$ auf das Schluckverhalten gegeben. Im Rahmen der Einzylinderuntersuchungen wurde das Motorspülgefälle daher stets bei einem Wert von $p_3 - p_2 = 200$ mbar gehalten.

In den Diagrammen dieser Arbeit wird nur die aus dem Luftaufwand berechnete AGR-Rate dargestellt. Die aus dem Verhältnis der CO_2 -Konzentration berechnete AGR-Rate wurde lediglich zur Validierung bzw. Fehlerdiagnose genutzt.

VERBRENNUNGSLUFTVERHÄLTNIS

Aufgrund der hohen AGR-Raten, die bei den Untersuchungen zum PCCI-Brennverfahren zum Einsatz kommen, ist die Berücksichtigung des Restsauerstoffgehalts im rückgeführten Abgas für die korrekte Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses wichtig. Das in **GI. 17** definierte Verbrennungsluftverhältnis λ_M berücksichtigt nur den Sauerstoffanteil aus dem Frischluftmassenstrom. Bei den Versuchen wurde es daher nicht verwendet:

$$\lambda_M = \frac{m_{\text{Frisch}}}{L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}} \quad (\text{GI. 17})$$

Das nach Brettschneider [9] aus den Abgaskomponenten berechnete Verbrennungsluftverhältnis λ_{BS} führt prinzipbedingt zu den gleichen Werten, wie das aus dem Frischluftmassenstrom berechnete Verbrennungsluftverhältnis λ_M . Im Betrieb mit AGR lässt sich alleine anhand der Abgaskonzentration nicht bestimmen, in welchem Verhältnis Sauerstoff und Kraftstoff im Brennraum vor der Verbrennung vorgelegen haben. Das Verbrennungsluftverhältnis λ_{BS} kann daher auch nicht für die korrekte Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses bei Abgasrückführung verwendet werden.

GI. 18 zeigt die Definition des Verbrennungsluftverhältnisses λ_{Global} , welches die gesamte über die Einlassorgane strömende Sauerstoffmasse berücksichtigt. Die zur **GI. 18** führende Ableitung ist im **ANHANG-V** ausführlich dargestellt.

$$\lambda_{\text{Global}} = \frac{m_{\text{Frisch}} + \left(\frac{m_{\text{Frisch}} - L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}}{m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Krst}}} \right) \cdot m_{\text{AGR}}}{L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}} \quad (\text{GI. 18})$$

Das Verbrennungsluftverhältnis λ_{Global} bildet insofern auch nicht das tatsächliche Verbrennungsluftverhältnis ab, als dass die Sauerstoffmasse des im Zylinder verbliebenen Restgases keine Berücksichtigung findet. Der bei Dieselmotoren auftretende

Fehler ist aufgrund der geringen Restgasanteile in der Zylinderladung von ca. 4-8% vernachlässigbar. **Abb. 31** zeigt die Abweichung der Verbrennungsluftverhältnisse λ_M und λ_{Global} in Abhängigkeit der AGR-Rate und den durch die Vernachlässigung des Restgassauerstoffs entstehenden Fehler bei λ_{Global} .

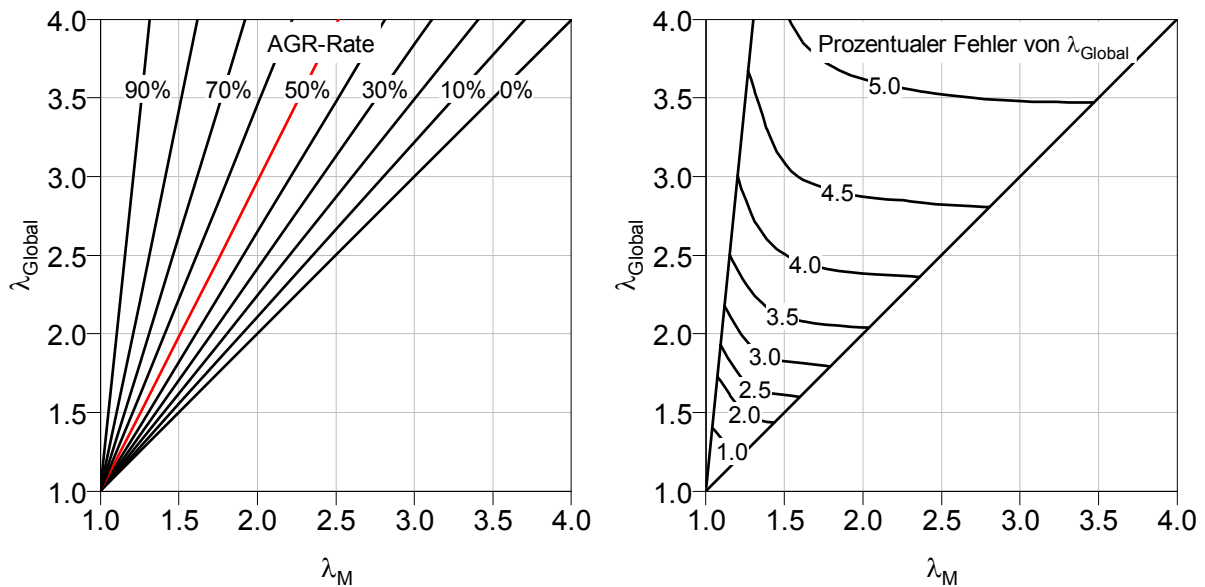


Abb. 31 Unterschied zwischen λ_M und λ_{Global} (links) und prozentualer Fehler von λ_{Global} bei einem Restgasanteil von 8% (rechts)

PARAMETER AUS DER DRUCKVERLAUFANALYSE MIT EINZONENMODELL

Zur Untersuchung des Zündverzugsverhaltens und zur Korrelation der Schadstoffemission mit Merkmalen der Wärmefreisetzung werden im Folgenden einige Parameter, die aus dem Nadelhubsignal und der Druckverlaufsanalyse abgeleitet sind, definiert. **Abb. 32** stellt die wesentlichen Parameter anhand eines Beispiels dar:

- Für die Bestimmung des Einspritzbeginns φ_{EB} und des Einspritzendes φ_{EE} wird der Gradient des Nadelhubsignals links und rechts des Nadelhubmaximums ausgewertet.
- Der Brennbeginn wird zusätzlich zu der üblichen Definition des 5%-Umsatzpunktes $\varphi_{QB=5\%}$ durch eine Rückwärts-Extrapolation der Anstiegsflanke des Brennverlaufs berechnet. Hierzu werden zeitlich vor dem Brennverlaufmaximum die Punkte mit 80% und 20% des Maximalwerts gesucht und eine lineare Extrapolation bis zur rechnerischen Nullstelle des Brennverlaufs vorgenommen. Der sich ergebende Zeitpunkt liegt in den meisten Fällen früher und damit näher an dem tatsächlichen Brennbeginn als der Wert $\varphi_{QB=5\%}$. Der durch die Extrapolation berechnete Brennbeginn wird im Folgenden zu $\varphi_{QB=0\%}$ definiert.

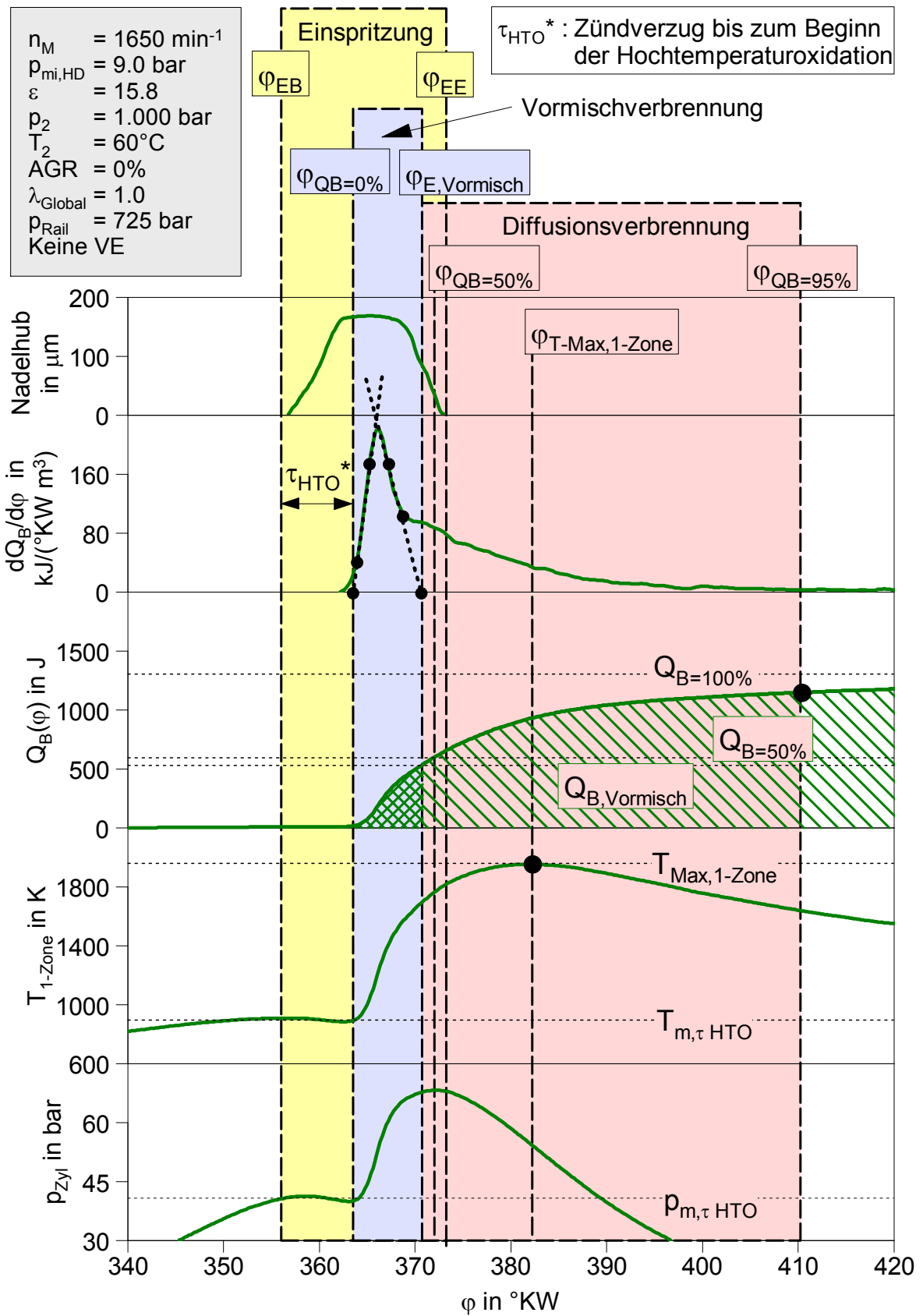


Abb. 32 Bestimmung von Parametern aus Nadelhubsignal und Druckverlaufsanalyse

- Der Zeitraum zwischen dem Einspritzbeginn φ_{EB} und dem Brennbeginn $\varphi_{QB=0\%}$ wird als Zündverzug bis zur Hochtemperaturoxidation τ_{HTO} definiert. Der Grund für den Zusatz „bis zur Hochtemperaturoxidation“ wird aus **Abb. 33** ersichtlich. Die bei der homogenisierten Dieselerverbrennung oftmals vorgelagerte Wärmefreisetzung der Kalte-Flamme-Verbrennung lässt sich mit der beschriebenen Bestimmung des Brennbeginns nicht ermitteln. Der Brennbeginn $\varphi_{QB=0\%}$ entspricht im homogenisierten Fall näherungsweise dem Beginn der Hochtemperaturoxidation. Die Beschränkung auf die Detektion der Hochtemperaturoxidation ist aus Sicht der Brennverfahrensentwicklung akzeptabel, da die Wärmefreisetzung und Druckentfaltung durch die kalte Flamme eine untergeordnete Rolle spielt.

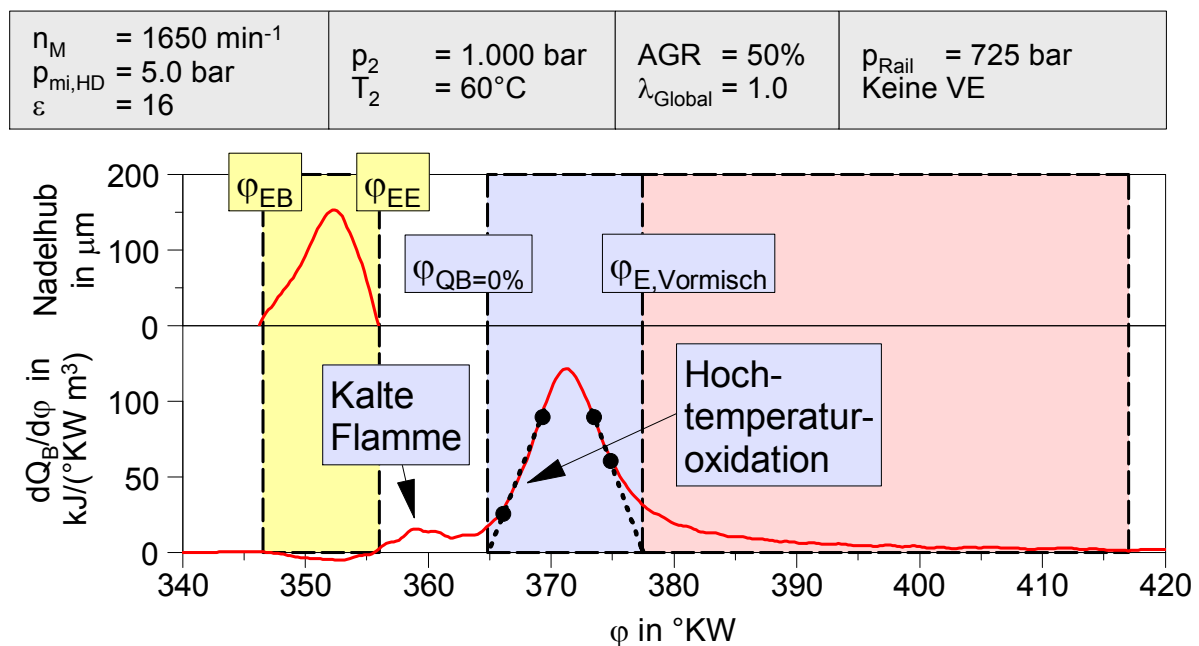


Abb. 33 Detektion des Brennbeginns bei Brennverlauf mit kalter Flamme

- Zusätzlich zum Zündverzug τ_{HTO} wird ein auf die Einspritzdauer bezogener relativer Zündverzug RZV definiert. Dieser ergibt sich als Quotient aus Zündverzugs- und Einspritzdauer und ist somit ein sinnvolles Maß, um eine Angabe über die zeitliche Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung zu machen (RZV < 100% Überschneidung; RZV > 100% keine Überschneidung bzw. positive Homogenisierungszeit). Alternativ hierzu könnte auch die Homogenisierungszeit t_{Hom} zwischen dem Einspritzende und dem Beginn der Hochtemperaturoxidation verwendet werden, um den Vormischgrad bei variierender Einspritzdauer sinnvoll zu quantifizieren. Das Konzept des relativen Zündverzugs wird in dieser Arbeit aber vorgezogen.
- Analog zur Bestimmung des Brennbeginns wird durch eine Extrapolation der absteigenden Flanke nach dem Brennverlaufmaximum das Ende der vorge-

gemischten Verbrennungsphase $\varphi_{E\text{-Vormisch}}$ angenähert. Da die Umsatzrate zu Beginn der diffusiven Verbrennungsphase im Extremfall (s. Betriebspunkt in **Abb. 32**) auf einem Niveau von knapp 50% des Brennverlaufsmaximums liegt, werden für die lineare Extrapolation die Punkte mit 80% und 50% des Brennverlaufsmaximums verwendet.

- Mit Hilfe der Zeitpunkte $\varphi_{QB=0\%}$ und $\varphi_{E\text{-Vormisch}}$ wird die anteilige Wärmefreisetzung aus der Vormischphase $Q_{B,Vormisch}/Q_{B=100\%}$ und die Wärmefreisetzung aus der Diffusionsphase $Q_{B,Diff} = (Q_{B=100\%} - Q_{B,Vormisch}) / Q_{B=100\%}$ bestimmt.
- Als charakteristische Größe für den Vormischgrad der Verbrennung wird aus diesen beiden Parametern der in der Vormischphase prozentual verbrannte Energieanteil $Q_{Vormisch} = Q_{B,Vormisch} / Q_{B=100\%} \cdot 100$ bestimmt.
- Aufgrund des asymptotischen Verhaltens der Durchbrennfunktion unterliegt der Zeitpunkt des Verbrennungsendes $\varphi_{QB=100\%}$ starken Schwankungen. Als besser reproduzierbare Größe wird das Verbrennungsende daher anhand des 95%-Umsatzpunkts $\varphi_{QB=95\%}$ definiert. Die Brenndauer wird als Zeitraum zwischen $\varphi_{QB=0\%}$ und $\varphi_{QB=95\%}$ definiert.
- Der Quotient aus der Wärmefreisetzung $Q_{B=100\%}$ der Druckverlaufsanalyse zu der von der Kraftstoffwaage gemessenen, je Arbeitsspiel zugeführten Energiemenge $Q_{Waage=100\%}$ wird als Umsetzungsgrad η_u definiert. Aufgrund von Fehlern, die bei der Parametrierung der Druckverlaufsanalyse auftreten können, wird der Umsetzungsgrad η_u auf den am gleichen Betriebspunkt maximal erreichbaren Umsetzungsgrad normiert. Für die Bestimmung des normierten Umsetzungsgrads $\eta_{u,norm}$ wird am jeweiligen Betriebspunkt (definiert durch n_M , $p_{mi,HD}$ und p_2) eine besonders effizient abgestimmte Verbrennung vermessen.
- Für die Untersuchungen zum Zündverzug wird im Zeitintervall von τ_{HTO} eine Mittelung des Zylinderdrucks, der Massenmitteltemperatur und der Ladungsanteile χ_i durchgeführt. Als zündverzugsirksame Parameter entstehen hierdurch die Größen $p_{m,\tau_{HTO}}$, $T_{m,\tau_{HTO}}$ und $\chi_{mO_2,\tau_{HTO}} \approx \chi_{O_2,ES}$.
- Der Spitzenwert der Massenmitteltemperatur in der Verbrennungszone $T_{Max,1-Zone}$ wird protokolliert, ebenso wie der Maximalwert der adiabaten Flammtemperaturkurven bei $\lambda_{Lokal} = 1.00$ zu den drei Zeitpunkten $\varphi_{QB=0\%}$, $\varphi_{T-Max,1-Zone}$ und $\varphi_{QB=95\%}$ (s. **Abb. 30**).

4.2.4 Modellbildung mit Hilfe der Model Based Calibration Toolbox von Matlab

Für die Veranschaulichung des Motorbetriebsverhaltens werden an manchen Stellen in dieser Arbeit Polynommodelle verwendet. Der Vorteil dieser Modellierung besteht darin, dass das Betriebsverhalten mit einer limitierten Anzahl von Messungen geschlossen im gesamten Parameterraum der Eingangs- und Ausgangsgrößen dargestellt werden kann. Anders als bei der direkten Darstellung der motorischen Effekte sind dafür keine aufwendigen Rastervermessungen notwendig. Mit Hilfe der Modelle

kann das Motorbetriebsverhalten trotz der fehlenden Rastervermessung an frei definierten Schnitten im Eingangsparameterraum betrachtet werden. Die Modellerstellung erfolgt mit Hilfe der Model Based Calibration Toolbox (MBC-Toolbox) der Programmierumgebung MATLAB®.

Bei der Wahl der Polynomordnung muss darauf geachtet werden, dass das reale und aus Messungen zumindest näherungsweise bekannte Verhalten plausibel abgebildet wird. Hierfür muss je nach Modell und Ausgangsgröße der Polynomansatz in seiner Ordnung und in der Interaktionsordnung zwischen den einzelnen Termen variiert werden. In dieser Arbeit wurden meistens Polynome zweiten Grades verwendet, bei einigen Ausgangsgrößen (wie z.B. HC und CO) musste die Polynomordnung bis zu $n = 5$ erhöht werden, um plausible Ergebnisse zu erzielen. Bei der Wahl der Modellparameter muss auch auf das so genannte „Overfitting“ geachtet werden. Overfitting beschreibt die Eigenschaft eines Modells, lediglich die Datenpunkte aus dem Trainingsdatensatz mit guter Qualität vorhersagen zu können. Overfitting ist z.B. erkennbar, wenn die Ergebnisse von Polynommodellen im Bereich zwischen zwei Trainingspunkten stark schwingen, obwohl die physikalische Größe, die modelliert werden soll, in diesem Bereich ein monotonen Verhalten aufweist. Aufgrund von Overfitting ist es nicht sinnvoll, die Polynomordnung und die Interaktionsordnung zwischen den Termen zu Gunsten einer vermeintlich höheren Genauigkeit in die Höhe zu treiben.

Als Kriterium für die Beurteilung der Modellgüte wird das Bestimmtheitsmaß R^2 verwendet. Diese Maßzahl beurteilt die Abweichung der vorhergesagten Werte von den tatsächlichen Messwerten und wird durch die folgende Formel bestimmt:

$$R^2 = 1 - \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y}_i)^2} \quad (\text{Gl. 19})$$

Hierin sind: n - die Anzahl der betrachteten Messungen

y_i - die gemessenen Werte

\hat{y}_i - die vorhergesagten Werte

\bar{y}_i - der Mittelwert der gemessenen Werte.

Das Bestimmtheitsmaß variiert zwischen 0 und 1, wobei größere Werte eine höhere Modellgüte bzw. einen besseren linearen Zusammenhang zwischen dem Modell und der Messgröße bedeuten [4] [103].

5 VERSUCHSERGEBNISSE

5.1 Einflüsse auf die Schadstoffemission bei PCCI

In diesem Abschnitt werden die in den Vorversuchen durchgeführten Messungen am Betriebspunkt $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$ ergänzt. Bei den in **Abb. 34** gezeigten Messungen handelt es sich um Lastvariationen im Saugbetrieb bei drei verschiedenen AGR-Raten.

Zur Betrachtung der Vormischeffekte wurden alle Messungen ohne Voreinspritzung und bei einem Einspritzdruck von $p_{Rail} = 725 \text{ bar}$ durchgeführt. Die Motorlast wurde in Schritten von $p_{mi,HD} = 0.5 \text{ bar}$ angehoben, wobei im letzten Schritt der Grenzwert von $\lambda_{Global} = 1.00$ nicht unterschritten wurde.

Konstante Parameter		Kurve	AGR	φ_{EB}	Marker	λ_{Global}	$p_{mi,HD}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	---□---	0%	355.8 °KW	□	1.00	9.0 bar
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	Ohne VE	---◇---	35%	352.8 °KW	◇	1.00	6.5 bar
$T_2 = 60 \text{ °C}$	Dieselskrt.; $\varepsilon = 15.8$	---○---	50%	345.5 °KW	○	1.00	5.0 bar

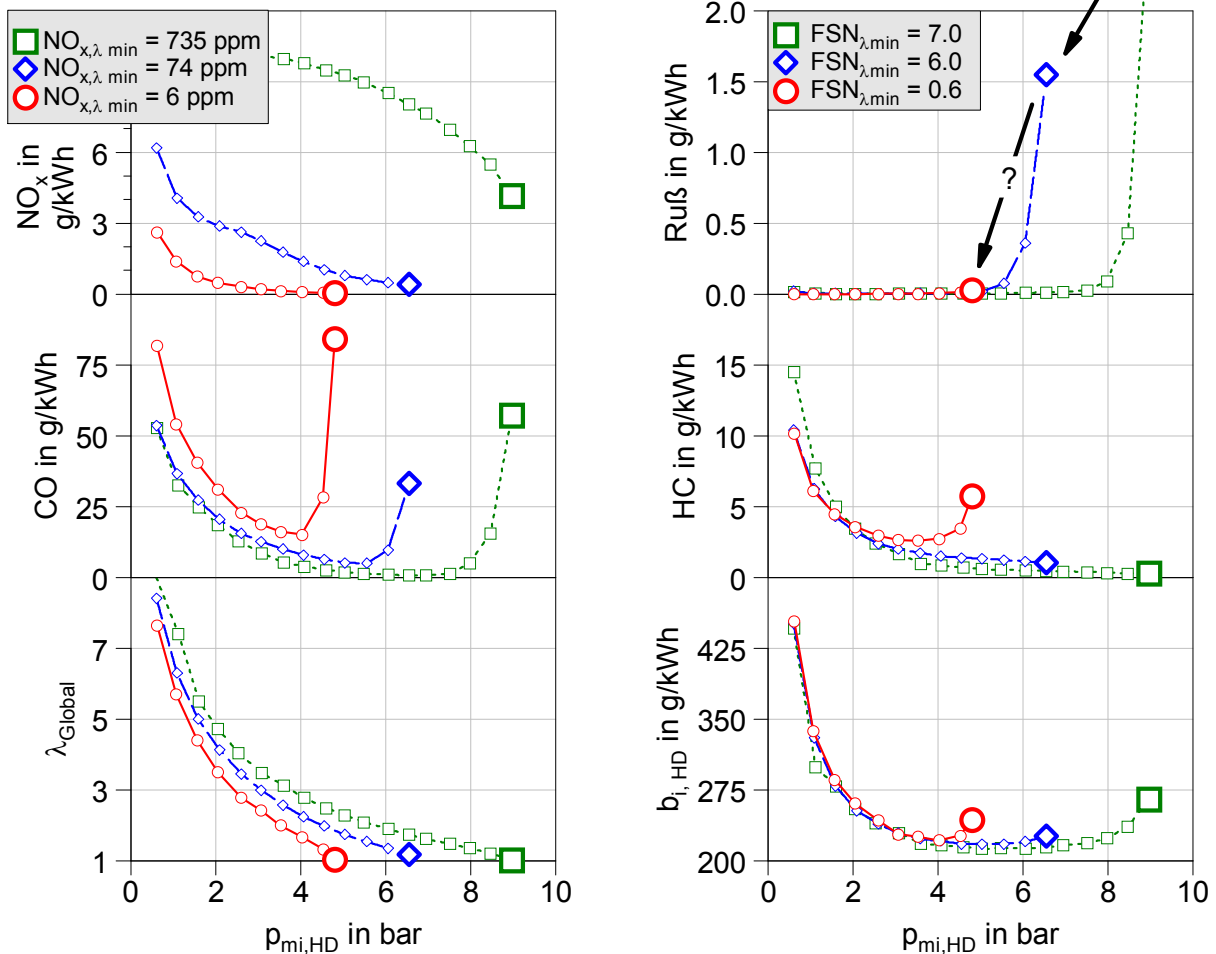


Abb. 34 Annäherung an die NO_x - und rußpartikelfreie Verbrennung

Die Einspritzbeginne wurden für jede AGR-Rate konstant gehalten und dabei so eingestellt, dass bei der Last von $p_{mi,HD} = 4.0$ bar ein Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{QB=50\%} = 368$ °KW resultierte. **Abb. 35** zeigt die Nadelhubsignale und Brennverläufe jedes zweiten Lastpunkts der drei Lastvariationen ($\Delta p_{mi,HD} = 1.0$ bar).

Die in **Abb. 34** und **Abb. 35** dargestellten Ergebnisse werden in den folgenden Abschnitten systematisch analysiert. Um die Einflüsse auf die Rußemission des PCCI-Brennverfahrens unter möglichst kritischen Randbedingungen zu untersuchen, wird zunächst besonderes Augenmerk auf die Betriebspunkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$ gelegt.

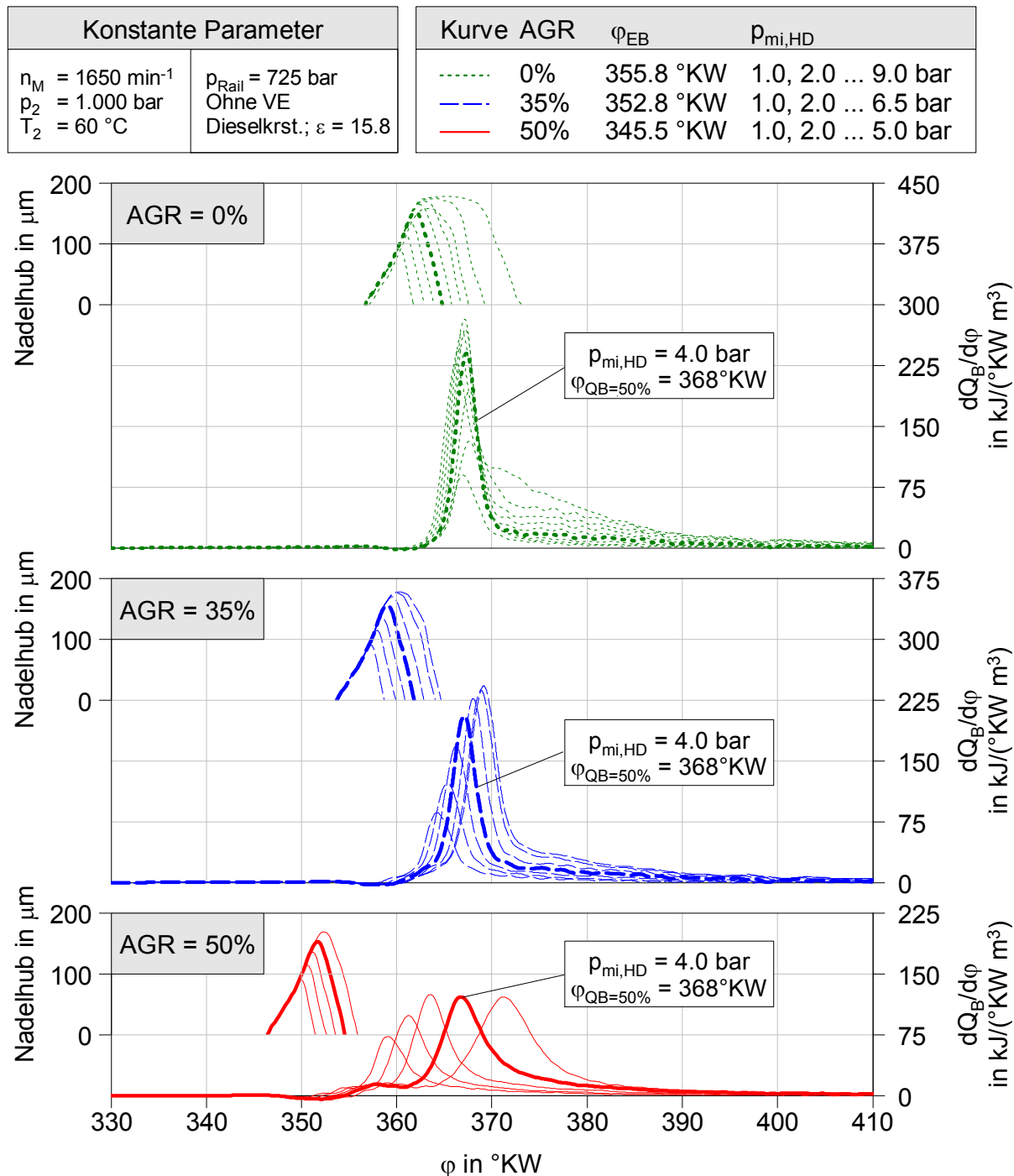


Abb. 35 Injektornadelhub- und Brennverläufe jedes zweiten Lastpunkts aus **Abb. 34**

5.1.1 Zusammenhang zwischen NO_x und lokaler Flammentemperatur

Zunächst soll aufgezeigt werden, dass die Einflüsse auf die NO_x-Emission verhältnismäßig einfach zu verstehen sind und dass eine gute Korrelation zwischen der NO_x-Emission und der maximal erreichbaren Flammentemperatur $T_{\text{Lokal}, T-\text{Max}, \lambda=1}$ besteht.

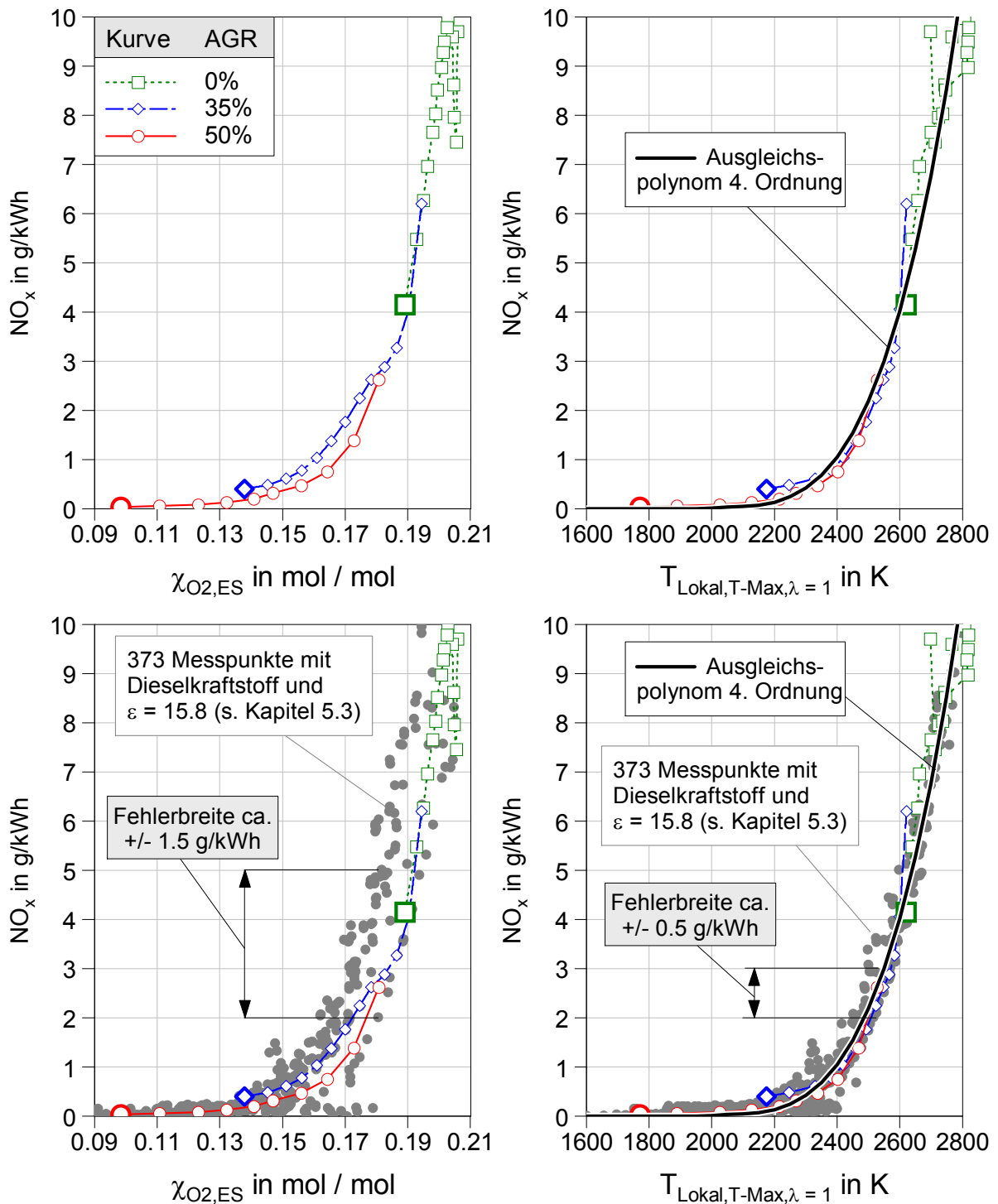


Abb. 36 Gute Korrelation zwischen der NO_x-Emission und der adiabaten Flammentemperatur $T_{\text{Lokal}, T-\text{Max}, \lambda=1}$

Im Diagramm links oben in **Abb. 36** sind die NO_x -Ergebnisse der Lastvariationen bei drei AGR-Raten über den Sauerstoffmolenbruch der Frischladung $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ aufgetragen. Bereits bei dieser Darstellung ist ein recht guter Zusammenhang zwischen der NO_x -Emission und dem Sauerstoffmolenbruch zu erkennen. Der Grund hierfür ist, dass NO_x in der heißen äußeren Diffusionsschicht ($\lambda = 1$ – Schicht) der Verbrennungszone entsteht und dort die erreichbare Flammentemperatur maßgeblich vom Inertgasanteil der Ladung abhängt.

Im Diagramm unten links sind weitere Messungen, auf die später in dieser Arbeit eingegangen wird, eingetragen. Anhand dieser Messungen zeigt sich, dass der Sauerstoffmolenbruch für die Abschätzung der NO_x -Rohemission nicht ausreicht. Die zusätzlichen Messpunkte beinhalten eine größere Variationsbreite der Brenndauer und des Verbrennungsschwerpunkts als die Punkte der Lastvariationen. An der Streuung der NO_x -Werte bei konstantem $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ zeigt sich die triviale Erkenntnis, dass der Einfluss der Brenndauer und des Verbrennungsschwerpunkts nicht durch den Sauerstoffmolenbruch in der Frischladung $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ beschrieben werden kann.

Im Diagramm rechts oben ist die Korrelation zwischen der NO_x -Emission und der adiabaten Flammentemperatur $T_{\text{Lokal},\text{T-Max},\lambda = 1}$ dargestellt. Der Parameter $T_{\text{Lokal},\text{T-Max},\lambda = 1}$ berücksichtigt die Lage der Verbrennung in Form des Maximums der Massennitteltemperatur und den Fortschritt der Energiefreisetzung in Form des zum Zeitpunkt $\varphi_{\text{T-Max}}$ noch verfügbaren Sauerstoffanteils in der Ladung. Aus diesem Grund ergibt sich selbst bei stark variierenden motorischen Randbedingungen eine recht gute Korrelation zwischen der NO_x -Emission und der durch den Parameter $T_{\text{Lokal},\text{T-Max},\lambda = 1}$ repräsentierten Flammentemperatur (s. Diagramm rechts unten).

Der Fehler bei der Modellierung der NO_x -Emission mit dem Parameter $T_{\text{Lokal},\text{T-Max},\lambda = 1}$ beläuft sich auf $\Delta\text{NO}_x \approx \pm 0.5 \text{ g/kWh}$. Im Bereich niedriger NO_x -Emission ist diese Fehlerbreite relativ gesehen zwar sehr groß, es ist jedoch erstaunlich und für die Mechanismen der NO_x -Bildung im Dieselmotor bezeichnend, dass dieses Ergebnis durch ein Polynommodell mit einem einzigen Eingangsparameter erreicht werden kann.

Die gute Korrelation der NO_x -Emission mit dem Parameter $T_{\text{Lokal},\text{T-Max},\lambda = 1}$ wird für weitere Analysen in dieser Arbeit als Orientierungshilfe genutzt. Zu diesem Zweck wird in Anlehnung an die Darstellung in [1] ein NO_x -Bildungsgebiet in den $\lambda_{\text{Lokal}}-T_{\text{Lokal}}$ -Plot eingetragen. **Abb. 37** zeigt das neue NO_x -Bildungsgebiet im $\lambda_{\text{Lokal}}-T_{\text{Lokal}}$ -Plot. Da die NO_x -Emission nur anhand des Spitzenwerts der adiabaten Flammentemperatur bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 1.00$ modelliert wird, wurde das NO_x -Bildungsgebiet bei abweichendem λ_{Lokal} nicht dargestellt.

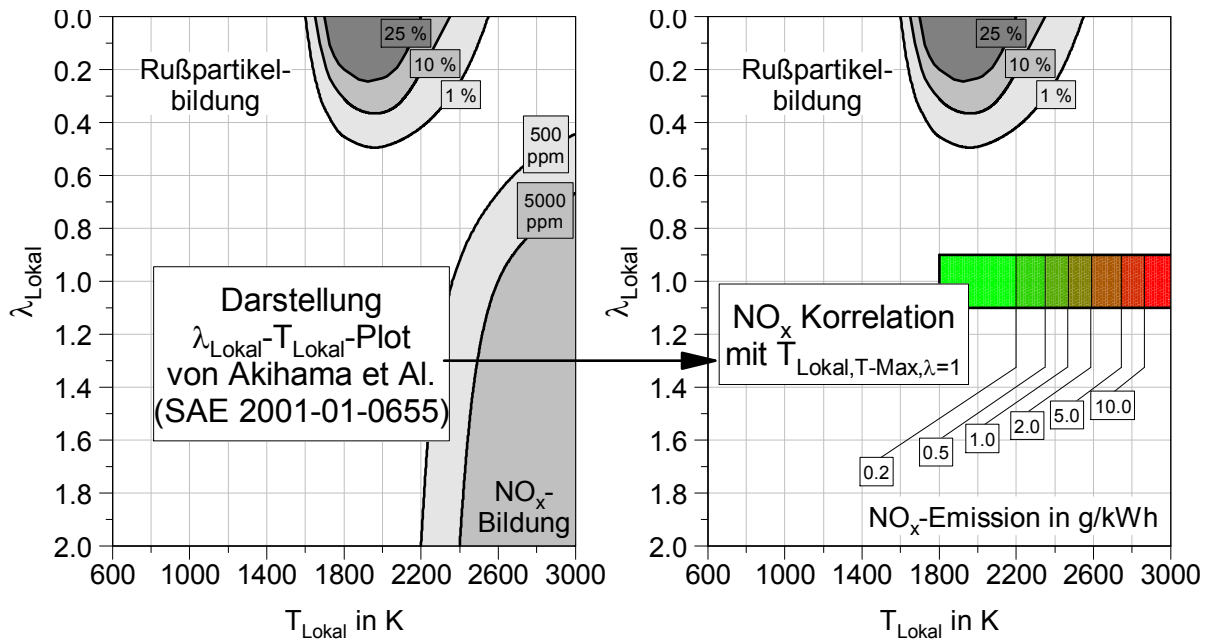


Abb. 37 Korrelation der NO_x-Emission mit $T_{\text{Lokal}, T-\text{Max}, \lambda=1}$ - Darstellung im $\lambda_{\text{Lokal}}-T_{\text{Lokal}}$ -Plot in Anlehnung an [1]

5.1.2 Zusammenhang zwischen Ruß, HC, CO und den Parametern λ_{Global} und $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$

In diesem Abschnitt wird versucht, die Einflüsse auf die Entstehung von Ruß, HC und CO einzugrenzen. Hierfür wird in **Abb. 38** die Abhängigkeit dieser Schadstoffe von zwei wichtigen Einflussfaktoren dargestellt. Diese sind das Verbrennungsluftverhältnis (linke Spalte) und das Maximum der Massenmitteltemperaturkurve (rechte Spalte).

Der Vollständigkeit halber ist in der oberen Zeile auch die NO_x-Emission dargestellt, obwohl die Einflüsse auf diese Schadstoffkomponente schon im vorangegangenen Abschnitt mit Hilfe eines anderen Parameters recht gut beschrieben werden konnten. Anhand der Darstellung mit dem Verbrennungsluftverhältnis λ_{Global} als x-Achse (s. linke Spalte) ist Folgendes zu erkennen:

- Die NO_x-Emission zeigt keinen eindeutigen Zusammenhang zum Verbrennungsluftverhältnis λ_{Global} . Die NO_x-Emission sinkt beim Betrieb mit AGR bei steigender Last, da durch das sinkende Verbrennungsluftverhältnis der Sauerstoffanteil im rückgeführten Abgas und damit auch der Sauerstoffanteil in der Frischladung sinkt.
- Die Rußemission ist bei Verbrennungsluftverhältnissen oberhalb von $\lambda_{\text{Global}} = 1.65$ praktisch Null bzw. unterhalb der Nachweisgrenze. Unterhalb von $\lambda_{\text{Global}} = 1.65$ kommt es in den Fällen mit AGR = 0% und AGR = 35% zu einem deutlichen Rußanstieg. Im Fall von AGR = 50% kommt es selbst bei $\lambda_{\text{Global}} = 1.00$ zu keiner nennenswerten Rußemission.

- Die HC-Emission sinkt zunächst bei allen Kurven im Fall steigender Last (d.h. bei sinkenden λ_{Global} -Werten). Die Kurven weisen dabei ähnliche, aber nicht identische Verläufe bei der Auftragung über λ_{Global} auf, so dass von weiteren Einflussparametern ausgegangen werden muss. Interessanter Weise steigt nur im Fall von AGR = 50% die HC-Emission an, sobald der „Sauerstoffmangelbereich“ mit $\lambda_{\text{Global}} < 1.65$ erreicht wird. Der Begriff „Sauerstoffmangelbereich“ wird anhand der Diskussion über die CO-Emission erklärt (s.u.).
- Die CO-Emission sinkt zunächst ähnlich wie die HC-Emission mit steigender Last. Anders als bei der HC-Emission weisen hier alle Fälle einen deutlichen Anstieg im Bereich $\lambda_{\text{Global}} < 1.65$ auf. Anhand dieses Anstiegs zeigt sich, dass der Wert $\lambda_{\text{Global}} = 1.65$ eine Brennverfahrensgrenze für das vorliegende System aus Brennraumgeometrie, Einspritzdruck und Einspritzstrategie darstellt. Die Ausdehnung der Verbrennungszone im Brennraum scheint ab einer bestimmten Kraftstoffanreicherung nicht mehr für eine vollständige Oxidation auszureichen (Sauerstoffmangelbereich \Rightarrow farbig hinterlegter Bereich mit $\lambda_{\text{Global}} < 1.65$).

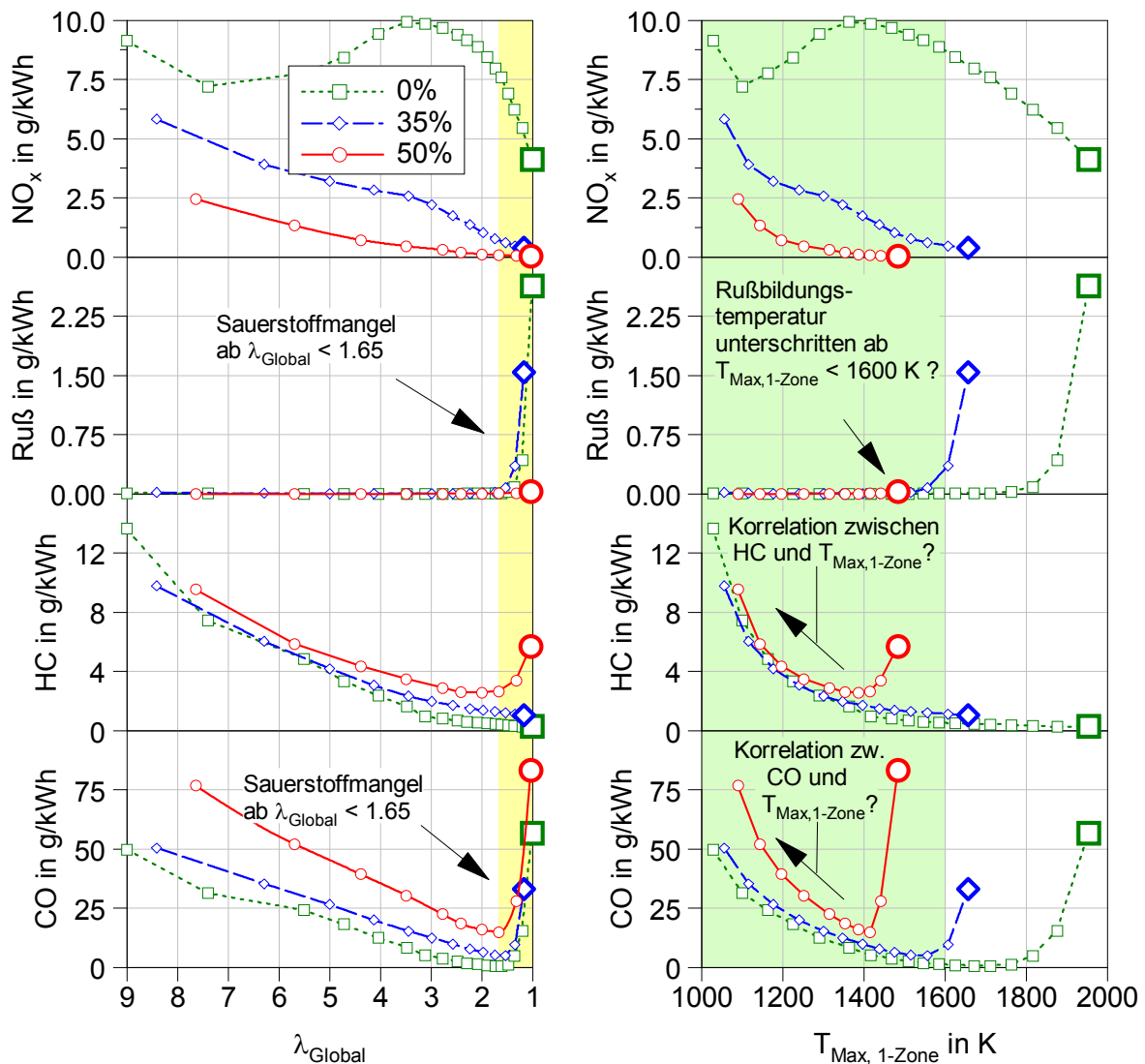


Abb. 38 Einfluss von λ_{Global} und $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ auf die Schadstoffemission (Legende s. **Abb. 34**)

Die Darstellung mit dem Spitzenwert der Massenmitteltemperatur als x-Achse (rechte Spalte) kann zur Ergänzung der beobachteten Emissionseffekte genutzt werden. Besonders auffällig sind die folgenden Zusammenhänge:

- Die NO_x -Emission weist keine direkte Abhängigkeit vom Spitzenwert der Massenmitteltemperaturkurve auf. Entgegen der ersten Vermutung zeigt die NO_x -Emission eine sinkende Tendenz in Richtung steigenden $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Werte. Eine Ausnahme bilden die Punkte niedriger Last im Fall $\text{AGR} = 0\%$. Für die hier sichtbare erneute Abnahme der NO_x -Emission in Richtung niedrigerer Last wurde bisher keine Erklärung gefunden.
- Bezüglich der stark voneinander abweichenden Rußemissionen im Bereich $\lambda_{\text{Global}} < 1.65$ fällt auf, dass auch die dazugehörigen, erreichten Spitzenwerte der Massenmitteltemperatur $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ deutlich unterschiedlich sind. In Anlehnung an die untere Temperaturschwelle der Rußbildung im $\lambda_{\text{Lokal}} - T_{\text{Lokal}}$ -Plot (s. **Abb. 37**) ist der Bereich mit $T_{\text{Max},1\text{-Zone}} \leq 1600 \text{ K}$ in **Abb. 38** farbig hinterlegt. Das Unterschreiten der Temperaturschwelle für die Rußbildung könnte ein Grund für die durchgängig niedrige Rußemission der Kurve mit $\text{AGR} = 50\%$ sein.
- Das Sinken der HC-Emission bei steigender Last (jedoch außerhalb des Sauerstoffmangelbereichs) ist bei der Darstellung über $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ sehr gut zu erkennen. In dieser Darstellung verlaufen die Kurven nahezu gleich, so dass von einem sehr starken Einfluss der Massenmitteltemperatur auf die HC-Emission ausgegangen werden kann. Die Abweichung der HC-Emission des Falls mit $\text{AGR} = 50\%$ von der HC-Emission der anderen beiden Fälle im Sauerstoffmangelbereich ist ebenfalls deutlich zu erkennen. Vermutlich ist es die Kombination aus niedriger Prozesstemperaturkurve und Sauerstoffmangel in der Reaktionszone, die zu dem starken Anstieg der HC-Emission führt.
- Die Verläufe der CO-Emission sind im Bereich niedriger Last und damit hoher Verbrennungsluftverhältnisse ähnlich, es liegt aber kein so eindeutiger Zusammenhang zwischen $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ und der CO-Emission vor, wie es bei der HC-Emission zu sehen ist. Hier scheint ein weiterer Einflussparameter eine wichtige Rolle zu spielen. Wie sich im Verlauf dieser Arbeit zeigen wird, ist dieser Parameter der Zündverzug.

5.1.3 Ursachen der geringen Rußemission bei PCCI

Beim Versuch, das Verhalten der Ruß- und der HC-Emission im Bereich von $\lambda_{\text{Global}} < 1.65$ zu erklären, müssen die durch die AGR-Raten verursachten Unterschiede im Zündverzug genauer betrachtet werden.

Anhand der Injektor-Nadelhubsignale und der Brennverläufe in **Abb. 35** war bereits zu erkennen, dass die Zündverzüge und die Charakteristik der Wärmefreisetzung je nach Last und AGR-Rate stark unterschiedlich sind. In **Abb. 39** sind für die genauere Betrachtung die mit der Druckverlaufsanalyse berechneten Verbrennungskennwerte (s. **Abschnitt 4.2.3**) dargestellt.

Konstante Parameter		Kurve	AGR	φ_{EB}	Marker	λ_{Global}	$p_{mi,HD}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	---□---	0%	355.8°KW	□	1.00	9.0 bar
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	Ohne VE	---◇---	35%	352.8°KW	◇	1.00	6.5 bar
$T_2 = 60^\circ\text{C}$	Dieselerst.; $\varepsilon = 15.8$	---○---	50%	345.5°KW	○	1.00	5.0 bar

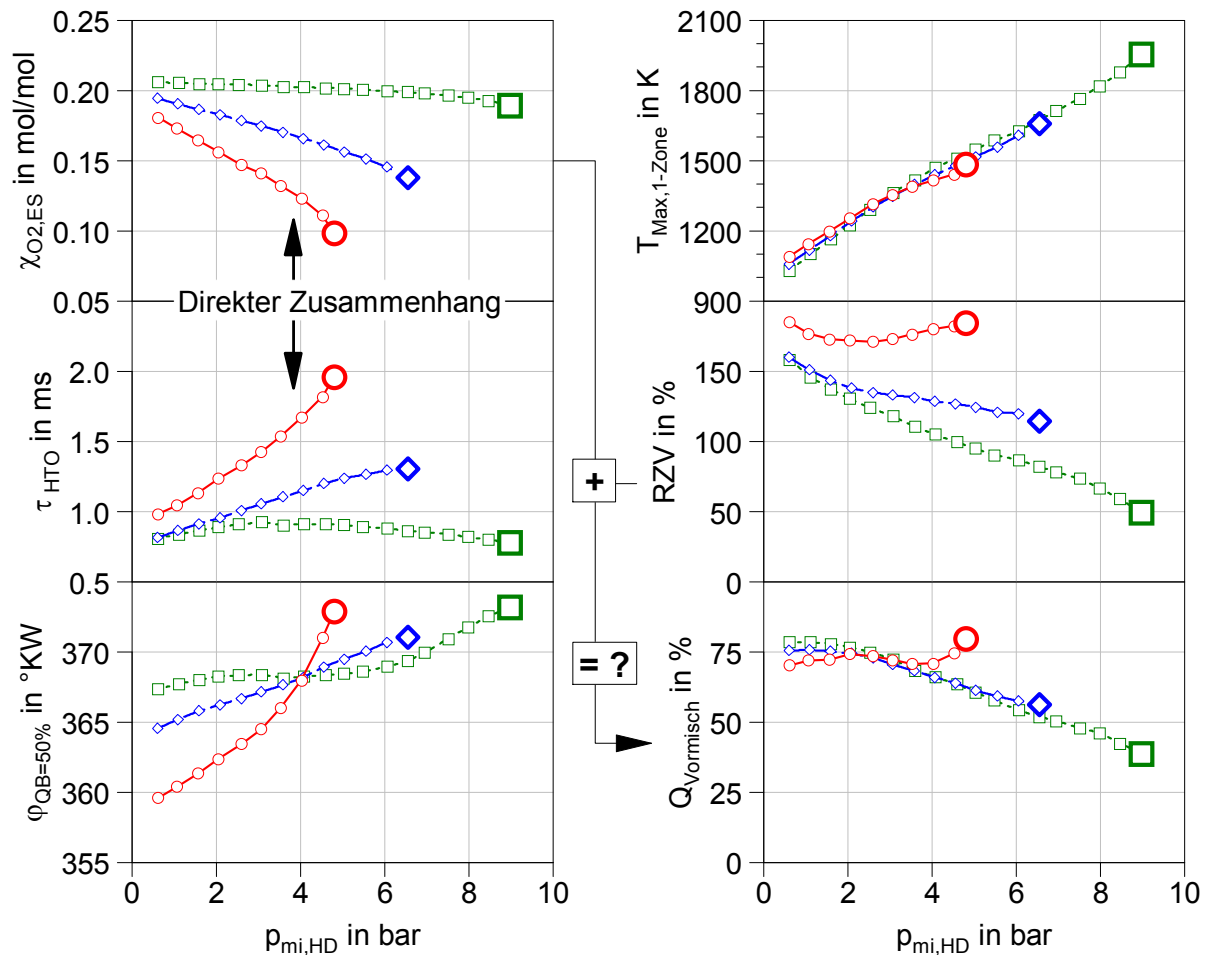


Abb. 39 Zündverzugszeit und weitere Kennwerte aus der Druckverlaufsanalyse

Beim Vergleich des Sauerstoffmolenbruchs der Frischladung $\chi_{O_2,ES}$ mit der Zündverzugszeit τ_{HTO} fällt ein direkter Zusammenhang auf:

- In den Fällen mit $AGR > 0\%$ führt die Lastanhebung zur Abnahme des Sauerstoffmolenbruchs in der AGR. Der dadurch sinkende Sauerstoffmolenbruch im Arbeitsgas führt zu einer Verlängerung des Zündverzugs bei steigender Last. Im Fall $AGR = 0\%$ sinkt der Sauerstoffmolenbruch im Arbeitsgas bei Anhebung der Last lediglich durch die Abnahme des Sauerstoffgehalts im Restgas. Mit steigender Last kommt es zu einer leichten Verkürzung des Zündverzugs, was durch den Einfluss der steigenden Bauteiltemperaturen und des heißeren Restgases erklärt werden könnte, Messwerte liegen hierfür jedoch nicht vor.

- Mit Blick auf das Verhalten der Rußpartikel- und HC-Emission bleibt festzuhalten, dass die drei Betriebspunkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$ deutlich unterschiedliche absolute und relative Zündverzüge aufweisen. Beim Übergang von AGR = 0% zu AGR = 50% verdoppelt sich der absolute Zündverzug von $\tau_{HTO} \approx 1$ ms auf $\tau_{HTO} \approx 2$ ms, und der im Laufe der Vormischverbrennung umgesetzte Energieanteil steigt von $Q_{Vormisch} \approx 40\%$ auf $Q_{Vormisch} \approx 80\%$.

Abb. 40 zeigt einen direkten Vergleich der Druckverlaufsanalysen an den drei Vergleichspunkten mit $\lambda_{Global} = 1.00$.

Konstante Parameter		Kurve	AGR	φ_{EB}	$\varphi_{QB=50\%}$	λ_{Global}	$p_{mi,HD}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	---□---	0%	355.8 °KW	373 °KW	1.00	9.0 bar
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	Ohne VE	---◇---	35%	352.8 °KW	371 °KW	1.00	6.5 bar
$T_2 = 60^\circ\text{C}$	Dieselerst.; $\varepsilon = 15.8$	---○---	50%	345.5 °KW	372 °KW	1.00	5.0 bar

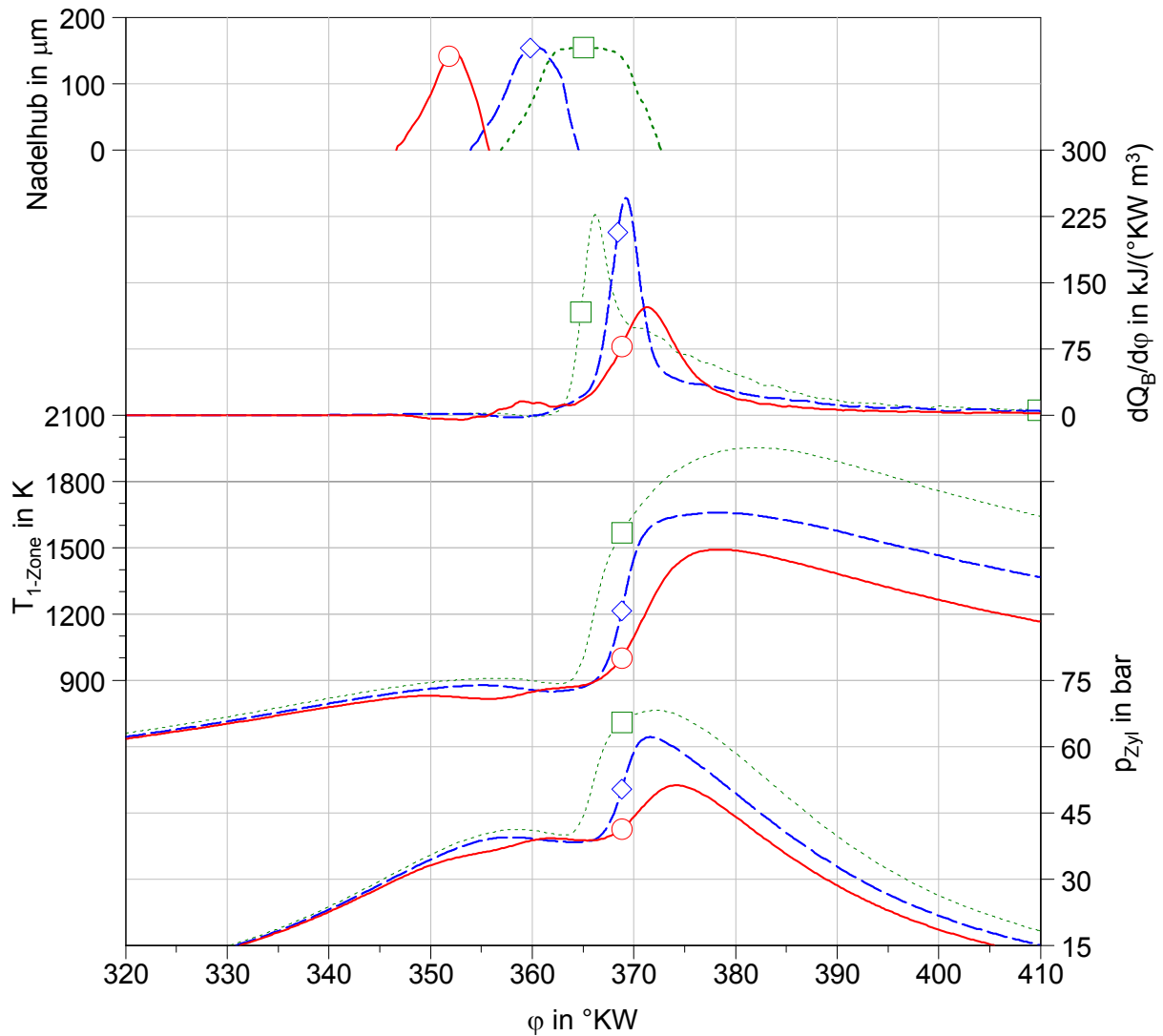


Abb. 40 Druckverlaufsanalyse für die Betriebspunkte aus **Abb. 39** mit $\lambda_{Global} = 1.00$

Im Fall $AGR = 0\%$, $p_{mi,HD} = 9.0$ bar überschneiden sich die Zeitintervalle der Einspritzung und der Wärmefreisetzung deutlich. Nach Freisetzung von ca. 40% der Wärme (hier bei ca. 370 °KW) weist die Wärmefreisetzungsrates eine markante Trennung zwischen dem Zeitbereich der vorgemischten Verbrennung und dem Zeitbereich der Diffusionsverbrennung auf. In dieser Situation ist das Einspritzen von schlecht aufbereitetem Kraftstoff in heiße, brennende Zonen wahrscheinlich. Laut **Abschnitt 2.2.4** ist mit Rußbildung zu rechnen, wenn lokale Verbrennungsluftverhältnisse von $\lambda_{Lokal} < 0.50$ in Kombination mit Verbrennungstemperaturen von $T_{Lokal} > 1600$ K auftreten. Bezüglich der Verbrennungstemperatur erfüllt der vorliegende Fall diese Voraussetzungen mit hoher Wahrscheinlichkeit, da selbst im Falle der Modellierung des Brennraums als eine einzige Zone (Erwärmung der gesamten Arbeitsgasmasse) noch während des Einspritzvorgangs Massenmitteltemperaturen von $T_{Max,1-Zone} > 1600$ K auftreten. Im Fall $AGR = 50\%$ ergibt sich die Grenze von $\lambda_{Global} = 1.00$ bereits bei einer Last von $p_{mi,HD} = 5.0$ bar. In Relation zu der eingebrachten Kraftstoffenergie ist in diesem Fall eine hohe Menge an Arbeitsgas zu erwärmen, welches noch dazu eine höhere spezifische Wärmekapazität aufweist als das jeweilige Arbeitsgas der Fälle $AGR = 0\%$ und $AGR = 35\%$. Diese Situation führt zu einer deutlich herabgesetzten Massenmitteltemperaturkurve mit $T_{Max,1-Zone} \approx 1500$ K.

Abb. 41 zeigt die Verläufe der theoretisch erreichbaren adiabaten Flammentemperaturen für die Messpunkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$. Die Bereiche der λ_{Lokal} - T_{Lokal} -Ebene, in denen die Flammentemperaturkurven verlaufen, passen qualitativ gut zu den aus der Literatur bekannten Gebieten der Entstehung von NO_x und Ruß. Die gemessene NO_x -Emission und die Spitzenwerte der berechneten adiabaten Flammentemperaturen passen entsprechend den Ableitungen aus **Abschnitt 5.1.1** auch quantitativ zueinander. Beim Vergleich der Gebiete, in denen die Flammentemperaturen liegen, können die folgenden Beobachtungen gemacht werden:

- Die Starttemperaturen (d.h. die Temperaturen bei $\lambda_{Lokal} = 0.00$ in **Abb. 41**) der Fälle $p_{mi,HD} = 9.0$ bar und $p_{mi,HD} = 6.5$ bar erfüllen die Voraussetzung für die Rußbildung. Dies ist sicher, da die Starttemperaturen durch die Verwendung der Randbedingungen des Einzonenmodells (niedrige Ausgangstemperatur, hoher Sauerstoffmolenbruch) auf dem niedrigsten denkbaren Niveau liegen. Passend zu den Versuchsergebnissen in **Abb. 34** verlaufen die Flammentemperaturkurven des Falls mit $p_{mi,HD} = 5.0$ bar unterhalb der Bildungsgebiete für Ruß und NO_x .
- Die erweiterte Druckverlaufsanalyse kann allerdings nicht berechnen, ob für die beiden oben genannten Fälle mit $AGR = 0\%$ und $AGR = 35\%$ zusätzlich zur Voraussetzung einer ausreichend hohen lokalen Verbrennungstemperatur auch die Bedingung der unzureichenden Gemischaufbereitung ($\lambda_{Lokal} < 0.50$) zu Beginn der chemischen Reaktion vorlag¹⁸. Nur in diesem Fall wäre die in **Abb. 41** dargestellte Überlappung der lokalen Zustände mit dem Rußbildungsgebiet zutreffend. Die Überlappung der real auftretenden Flammzustände mit dem Rußbildungsgebiet kann in den vorliegenden Fällen allerdings phänomenologisch bestätigt werden, da hier sehr hohe Rußwerte gemessen wurden.

¹⁸ Mit der erweiterten Druckverlaufsanalyse werden unabhängig von den in Realität auftretenden Vormischeffekten die maximal erreichbaren lokalen Flammentemperaturen einer idealisierten Diffusionsverbrennung berechnet. Für λ_{Lokal} gilt dabei immer: $0 < \lambda_{Lokal} < \infty$.

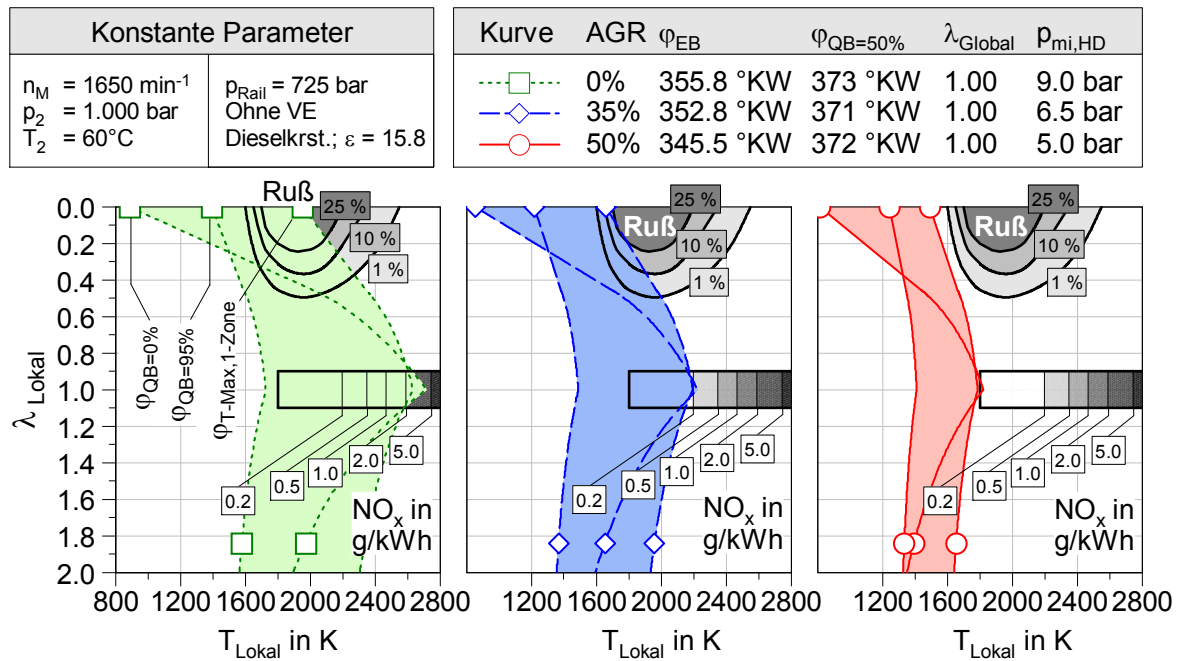


Abb. 41 Verläufe der adiabaten Flammentemperaturen für die Betriebspunkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$ aus **Abb. 39**

KONKURRIERENDE HYPOTHESEN ZUR GERINGEN RUßEMISSION BEI PCCI

Bei der Diskussion um das gegenläufige Verhalten der Rußpartikel- und HC-Emission (s. **Abb. 38**) muss untersucht werden, welchen Einfluss der Zündverzug auf die Ausdehnung der Verbrennungszone und auf die lokale Gemischzusammensetzung hat. Dabei ist zu klären, welchen Einfluss die Ausdehnung der Verbrennungszone auf die lokale Verbrennungstemperatur bei PCCI ausübt¹⁹. Bezüglich der während der Verbrennung lokal vorliegenden Gemischzusammensetzung stellt sich dann noch die Frage, inwiefern die Vormischung bei PCCI dazu führt, dass die für die Rußbildung erforderlichen Verbrennungsluftverhältnisse von $\lambda_{Lokal} < 0.5$ vermieden werden. Dabei geht es letztlich darum, ob das für den Dieselmotor üblicherweise verwendete Modell der diffusiven Verbrennung mit $0 < \lambda_{Lokal} < \infty$ für PCCI-Brennverfahren mit Dieselkraftstoff weiterhin zutrifft oder nicht.

Anhand dieser Überlegungen lassen sich zwei konkurrierende Hypothesen zum Mechanismus der rußpartikelfreien PCCI-Verbrennung formulieren:

¹⁹ Prinzipiell hängt der Einfluss der Ausdehnung der Verbrennungszone auf die lokale Verbrennungstemperatur von dem Verhältnis der Zeitskalen der chemischen Reaktionen zu den Zeitskalen der physikalischen Prozesse wie Wärmeleitung und Turbulenz ab. Von diesem Verhältnis hängt auch die Relevanz des Energietransports innerhalb der Verbrennungszone für den Verbrennungsfortschritt ab.

- Die erste Hypothese (s. **Abb. 42** links) besagt, dass fette Verbrennungszonen auch bei sehr langer Vormischzeit nicht vermieden werden können, so dass die Vermeidung der Rußbildung bei PCCI nur durch einen Verlauf der lokalen Verbrennungstemperatur unterhalb von ca. 1600 K möglich ist. Die Darstellung des gesamten Verlaufs der adiabaten Flammentemperaturkurve, beginnend bei $\lambda_{\text{Lokal}} = 0.0$, entspricht dieser Hypothese. Der in **Abb. 38** dargestellte ungewöhnliche Anstieg der HC-Emission unterstützt diese Hypothese, da hierdurch ein starker Temperatureinfluss auf den Reaktionspfad nahegelegt wird.
- Die zweite Hypothese zur Vermeidung der Rußbildung besagt, dass der bei PCCI gegenüber dem konventionellen Dieselmotoren verlängerte Zündverzug mit einer verbesserten Gemischaufbereitung vor der Verbrennung einhergeht, so dass die Voraussetzung $\lambda_{\text{Lokal}} < 0.50$ für die Bildung von Rußpartikeln nicht erfüllt ist (s. **Abb. 42** rechts). Mit Hilfe der Verläufe der adiabaten Flammentemperatur kann diese Hypothese insofern veranschaulicht werden, als dass bei niedrigen Temperaturen eine Vormischung ohne chemische Reaktion bis zu $\lambda_{\text{Lokal}} \geq 0.5$ abläuft und anschließend ein sprunghafter Anstieg der Temperatur bis zum Niveau der adiabaten Flammentemperatur erfolgt. Die zweite Hypothese beinhaltet theoretisch die Möglichkeit, die Temperatur in der Verbrennungszone beliebig anzuheben, solange der Zündverzug für eine ausreichende Vormischung sorgt. Der Anstieg der HC-Emission in **Abb. 38** widerspricht dieser Hypothese, da ein negativer Einfluss auf die HC-Emission bedingt durch eine Vormischung bis zu lokalen Verbrennungsluftverhältnissen von $\lambda_{\text{Lokal}} \geq 0.50$ nicht nachvollziehbar ist. Ein Anstieg der HC-Emission wäre erst bei einem Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses in den Bereich $\lambda_{\text{Lokal}} \geq 1.00$ nachvollziehbar, da die Flammentemperaturen unter diesen Randbedingungen wieder abnehmen.

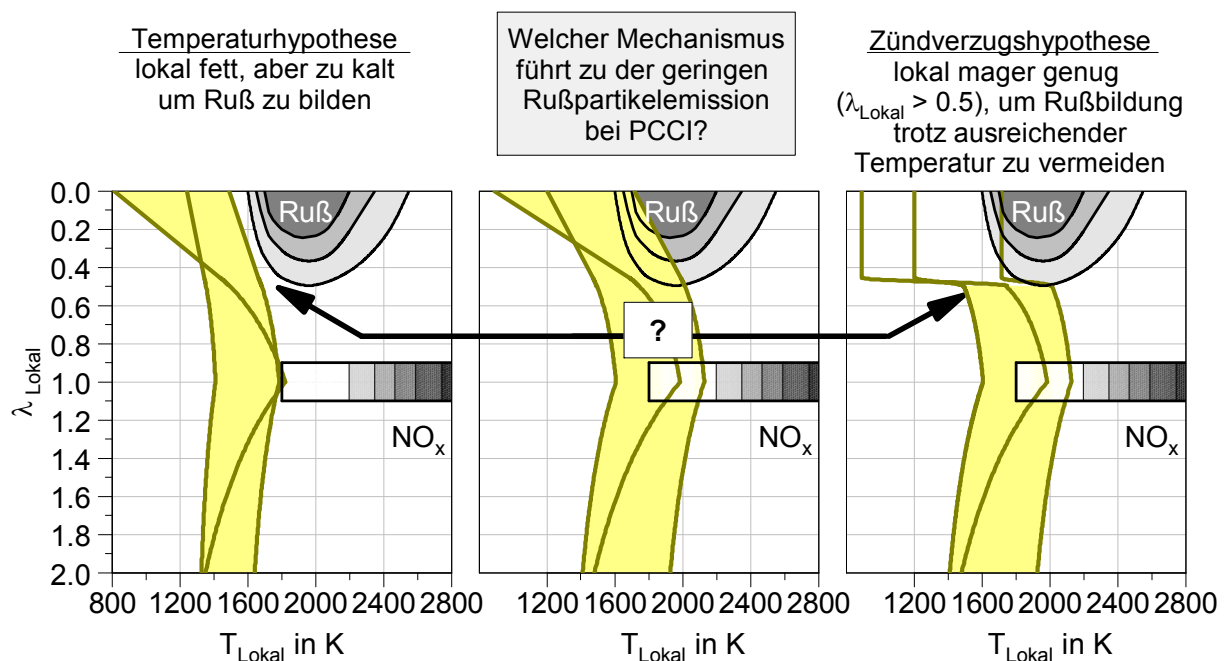


Abb. 42 Konkurrierende Hypothesen zur rußfreien PCCI-Verbrennung

Da durch den vorliegenden Versuchsaufbau keine Information über die Ausdehnung der Verbrennungszone in Abhängigkeit des Zündverzugs erhalten werden kann, können die zwei oben eingeführten Hypothesen nicht direkt bewiesen oder widerlegt werden. In den folgenden Abschnitten werden daher weitere Messungen zum Einfluss des Zündverzugs und der Temperatur auf die Rußpartikelbildung analysiert.

5.1.4 Einfluss des Einspritzdrucks

Der Einspritzdruck ist eine der wesentlichen Größen zur Beeinflussung der Rußemission des konventionellen Dieselmotors [8]. Der positive Einfluss des Einspritzdrucks auf die Rußemission wird im Allgemeinen durch die Verbesserung der Gemischaufbereitung erklärt. Welche Rolle dabei die bessere Verteilung des Kraftstoffs auf die Frischladung (vergrößerte Verbrennungszone) oder aber die lokal verbesserte Gemischaufbereitung vor der Verbrennung (kleinere Tröpfchen bzw. Vormischung in der Gasphase) spielt, wird im Detail noch erforscht.

Bei Brennverfahren wie PCCI, bei denen über eine gezielte Vormischung versucht wird, die Rußemission zu mindern, stellt sich die Frage, welchen Einfluss der Einspritzdruck auf die erzielbaren Emissionsergebnisse (insbesondere auf die Rußemission) hat. Hierzu zeigt **Abb. 43** die Ergebnisse von drei Lastvariationen im Saugtrieb mit $AGR = 50\%$ und den Einspritzdrücken $p_{Rail} = 500$ bar, $p_{Rail} = 725$ bar und $p_{Rail} = 950$ bar. Die Einspritzbeginnzeitpunkte wurden je Einspritzdruckvariante so eingestellt, dass bei der Last von $p_{mi,HD} = 4.0$ bar die Randbedingung $\varphi_{QB=50\%} = 368$ °KW eingehalten wurde. Das Motorbetriebsverhalten zeigt die folgende Abhängigkeit vom Einspritzdruck:

- Der Zielwert $NO_x \leq 0.2$ g/kWh wird bei den drei Einspritzdrücken im Lastbereich oberhalb von $p_{mi,HD} = 3.0$ bar erreicht (Sauerstoffabnahme in der AGR bei steigendem $p_{mi,HD}$ bzw. sinkendem λ_{Global}). Im Bereich geringer Motorlast ist ein Einfluss des Einspritzdrucks auf die NO_x -Emission zu verzeichnen. Entgegen dem üblicherweise zu beobachtenden Zusammenhang sinkt hier die NO_x -Emission bei steigendem Einspritzdruck. Dieser Effekt basiert nicht auf der Veränderung des Massenmitteltemperaturverlaufs, wie es beim konventionellen Dieselmotor durch Unterschiede in der Verbrennungsgeschwindigkeit vorkommen kann, sondern auf der zu starken Abmagerung des Gemischs bei zu hohem Einspritzdruck (Übermischung).
- Im Fall des geringen Einspritzdrucks von $p_{Rail} = 500$ bar steigt die Rußemission am Punkt mit $\lambda_{Global} = 1.00$ messbar an. Der Absolutwert der Rußemission ist mit $Ru\beta = 0.18$ g/kWh jedoch verhältnismäßig gering, wenn er mit den bei $\lambda_{Global} = 1.00$ erzielten Werten für $AGR = 0\%$ und $AGR = 35\%$ aus **Abb. 34** verglichen wird. Der Zielwert für die rußfreie Verbrennung von $Ru\beta = 0.05$ g/kWh wird im Lastbereich der minimalen CO-Emission, d.h. bei $p_{mi,HD} = 4.0$ bar und $\lambda_{Global} = 1.65$ trotz des geringen Einspritzdrucks von $p_{Rail} = 500$ bar erreicht.

Konstante Parameter		Kurve	p_{Rail}	φ_{EB}	Marker	λ_{Global}	$p_{\text{mi,HD}}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	AGR = 50%	—◇—	500 bar	342.5 °KW	◇	1.00	5.0 bar
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	Ohne VE	—○—	725 bar	344.3 °KW	○	1.00	5.0 bar
$T_2 = 60^\circ\text{C}$	Dieselerst.; $\varepsilon = 15.8$	—□—	950 bar	345.0 °KW	□	1.00	5.0 bar

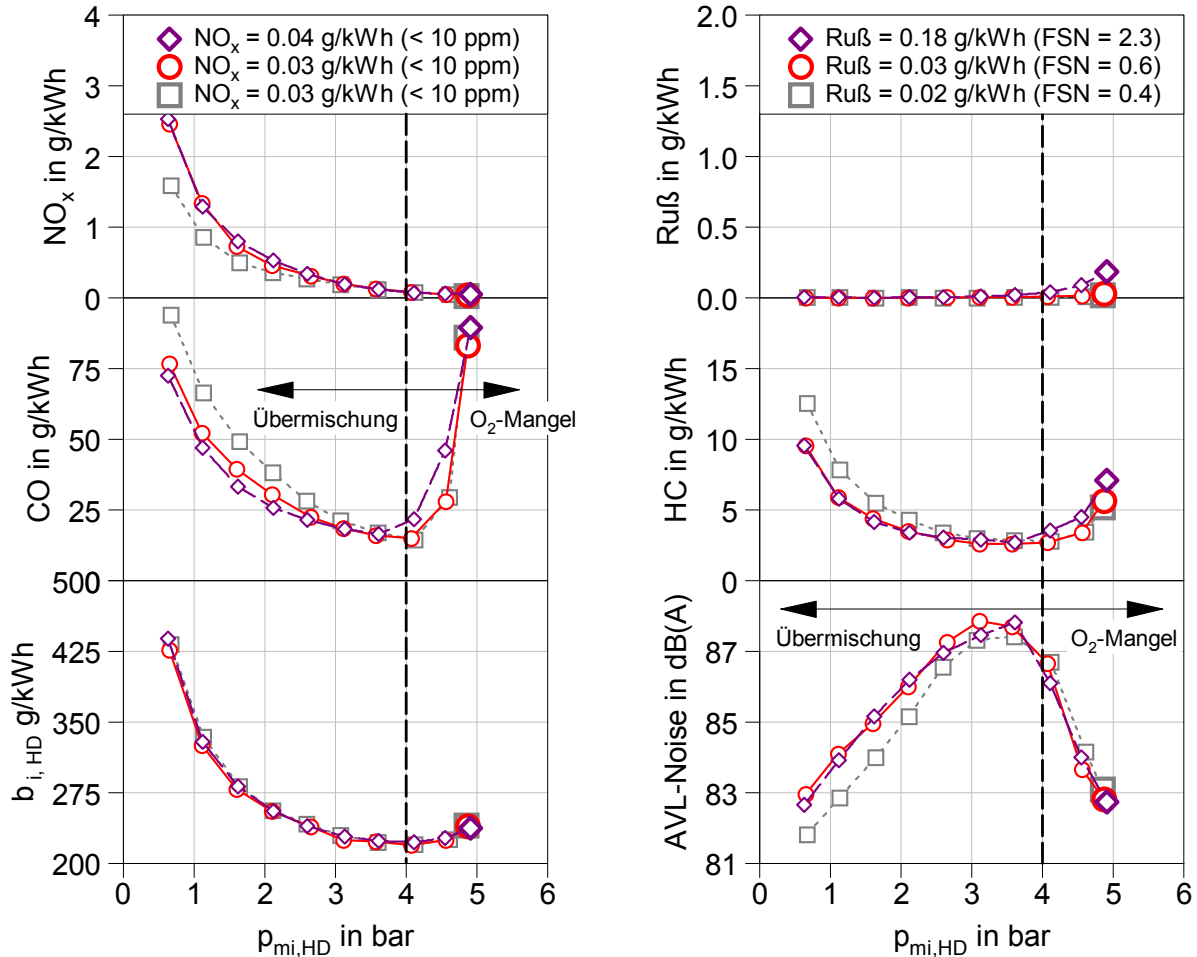


Abb. 43 Geringer Einfluss des Einspritzdrucks auf NO_x , Ruß und Verbrennungsgeräusch bei PCCI

- Auf die bei hohem Einspritzdruck auftretende zu starke Abmagerung des Gemischs deuten neben der NO_x -Emission auch die Verläufe der HC- und der CO-Emission hin. Es ist zu erkennen, dass der geringe Einspritzdruck im Bereich niedriger Last ($\lambda_{\text{Global}} > 1.65$) zu einer geringeren CO-Emission führt. Dieser Effekt kehrt sich im Bereich des Sauerstoffmangels ($\lambda_{\text{Global}} < 1.65$) um. Hier führt der geringere Einspritzdruck tendenziell zu einer erhöhten CO-Emission. Die HC-Emission weist ein ähnliches Verhalten wie die CO-Emission auf. Im Niedriglastbereich zeigt der hohe Einspritzdruck Nachteile in der HC-Emission, während im Luftmangelbereich Vorteile zu sehen sind. Alle drei Fälle weisen einen HC-Anstieg im Luftmangelbereich auf.

- Die Übermischung führt auch zu einem Sinken des Verbrennungsgeräusches im Bereich niedriger Last. Im Bereich hoher Last wirkt sich der Einspritzdruck aufgrund der Vormischung nicht auf das Verbrennungsgeräusch aus. Dies ist ein Merkmal, das den PCCI-Betrieb deutlich vom konventionellen dieselmotorischen Betrieb unterscheidet.

Zur Veranschaulichung des geringen Einflusses des Einspritzdrucks auf die Wärme-freisetzung bei PCCI zeigt **Abb. 44** die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse für die Punkte mit $\lambda_{Global} = 1.00$ bzw. $p_{mi,HD} = 5.0$ bar.

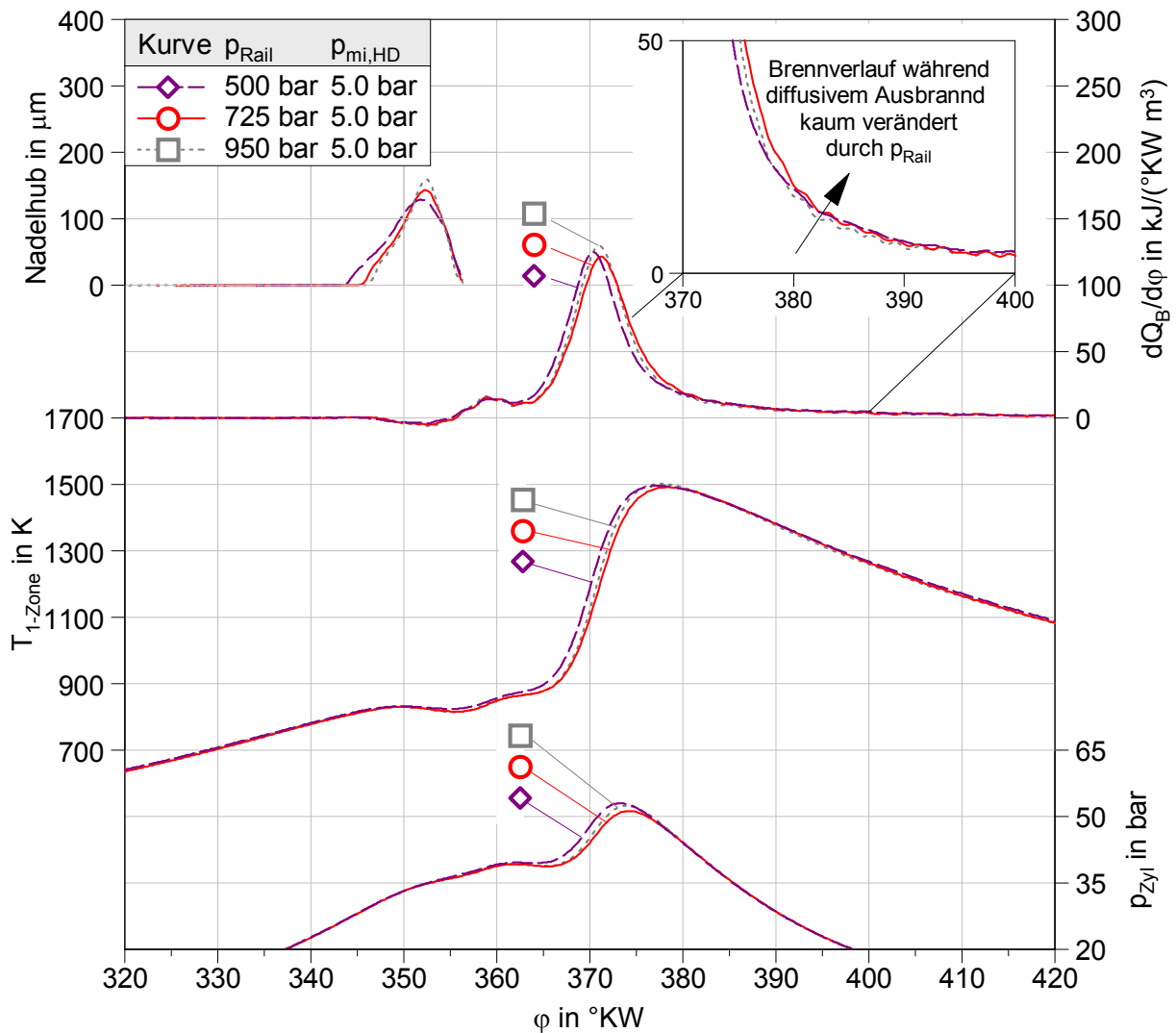
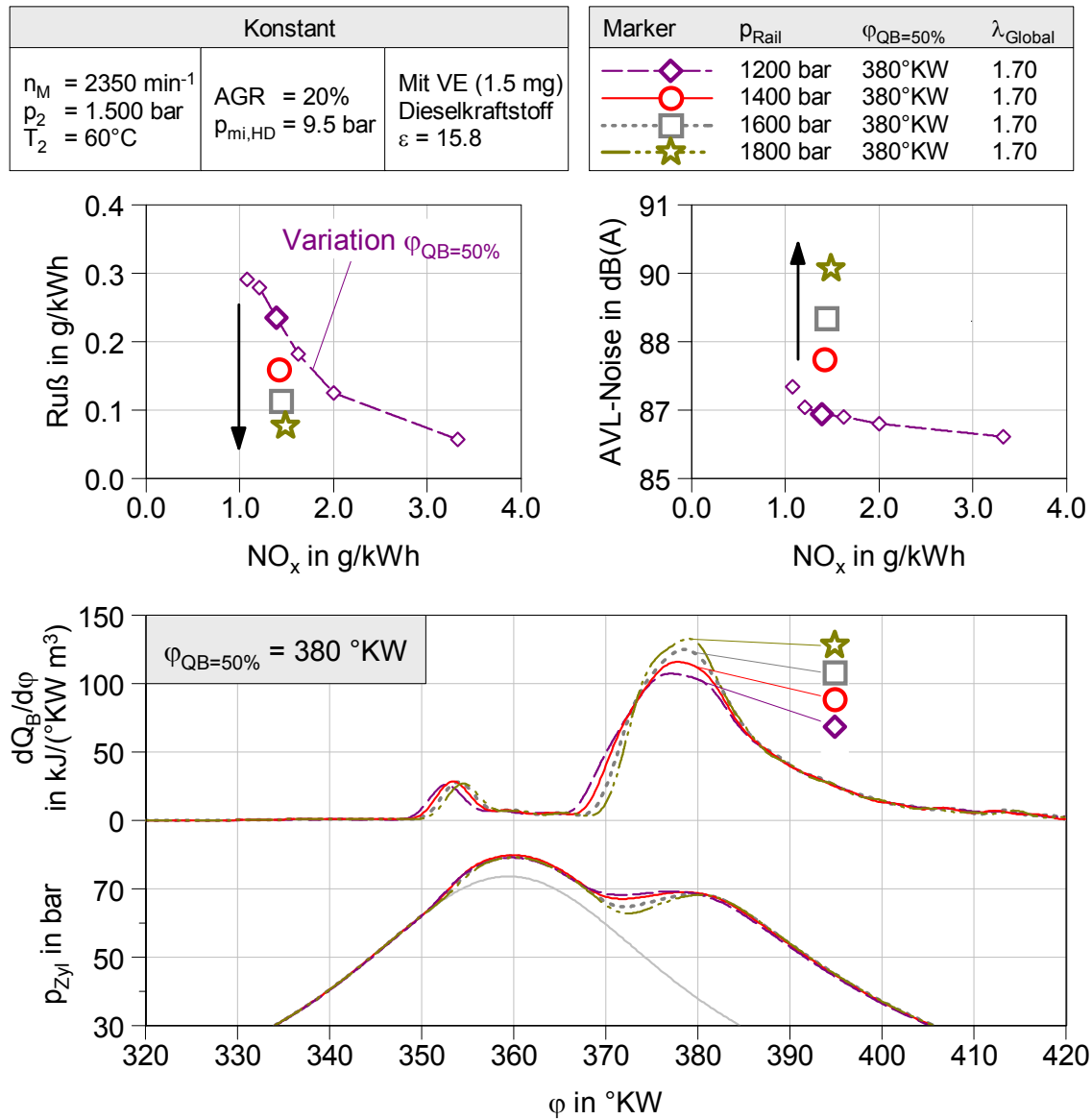


Abb. 44 Geringer Einfluss des Einspritzdrucks auf den Brennverlauf bei PCCI

Um den Unterschied gegenüber dem konventionellen dieselmotorischen Betrieb zu verdeutlichen, sind in **Abb. 45** die Ergebnisse einer Einspritzdruckvariation für einen

hochlastigen Betriebspunkt mit konventioneller Motorabstimmung dargestellt²⁰. Die stärkere Abhängigkeit der Rußemission und des Verbrennungsgeräuschs vom Einspritzdruck ist im Vergleich zu **Abb. 44** deutlich zu erkennen. Aufgrund der kurzen Zündverzüge wird die Charakteristik der Wärmefreisetzung deutlich vom Einspritzdruck beeinflusst.



²⁰ Die Randbedingungen der Betriebspunkte in **Abb. 44** und **Abb. 45** sind bewusst nicht vergleichbar gewählt, um den unterschiedlichen Einfluss des Einspritzdrucks bei PCCI und beim konventionellen dieselmotorischen Betrieb deutlich aufzeigen zu können. Unter gleichen Randbedingungen hinsichtlich der Motordrehzahl, der Last und der Luftpfadparameter, lassen sich die Unterschiede zwischen den beiden Brennverfahren nur bedingt aufzeigen, da nur die Einspritzparameter variiert werden können.

Ähnlich wie bei den Versuchen zur PCCI-Verbrennung in **Abb. 43** und **Abb. 44** zeigt sich auch bei dem in **Abb. 45** dargestellten konventionellen dieselmotorischen Betrieb nur ein sehr geringer Einfluss des Einspritzdrucks auf die NO_x -Emission. Der Grund hierfür sind die relativ hohe AGR-Rate von $\text{AGR} = 20\%$ und der späte Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{\text{QB}=50\%} = 380^\circ\text{KW}$. Der späte Verbrennungsschwerpunkt führt dazu, dass die durch den Einspritzdruck verursachten Unterschiede in den Brennverläufen keine für die NO_x -Emission relevanten Veränderungen der Massentemperaturkurven bewirken.

5.1.5 Einfluss der Ansaugtemperatur

Die Abhängigkeit der Rußbildung von der Temperatur kann durch eine Variation der Ansaugtemperatur bei ansonsten konstanten Randbedingungen überprüft werden. **Abb. 46** zeigt zu diesem Zweck die Lastvariation bei $p_2 = 1.000$ bar und $\text{AGR} = 50\%$, für die drei Ansaugtemperaturen $T_2 = 30^\circ\text{C}$, $T_2 = 60^\circ\text{C}$ und $T_2 = 80^\circ\text{C}$. Zur Kompensation des sich mit der Ansaugtemperatur ändernden Zündverzugs wurden die Einspritzbeginne so angepasst, dass jeweils bei der Last von $p_{\text{mi,HD}} = 4.0$ bar ein Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{\text{QB}=50\%} = 368^\circ\text{KW}$ vorlag. Die Versuche wurden mit einer konstanten Ansaugluftmasse durchgeführt, so dass Abweichungen der AGR-Rate von bis zu $\pm 5\%$ -Punkten durch die Dichteunterschiede im Ansauggas verursacht wurden ($\text{AGR} = 55\%$ im Fall $T_2 = 30^\circ\text{C}$ und $\text{AGR} = 48\%$ im Fall $T_2 = 80^\circ\text{C}$). Die Variation der Ansaugtemperatur führt zu den folgenden Änderungen im Betriebsverhalten:

- Der Zielwert von $\text{NO}_x \leq 0.2$ g/kWh wird bei allen drei Ansaugtemperaturen im Lastbereich oberhalb von $p_{\text{mi,HD}} = 4.0$ bar erreicht (Sauerstoffabnahme in der AGR bei steigendem $p_{\text{mi,HD}}$ bzw. sinkendem λ_{Global}). Im Bereich unterhalb von $p_{\text{mi,HD}} = 4.0$ bar bewirkt die Änderung der Ansaugtemperatur starke Unterschiede in der NO_x -Emission. Der niedrige Verlauf der NO_x -Emission bei $T_2 = 30^\circ\text{C}$ passt zu der stark erhöhten CO- und HC-Emission. Das geringere Temperaturniveau und der längere Zündverzug scheinen hier zu einer Unterkühlung und zu einer starken Abmagerung der Verbrennungszone zu führen.
- Auffällig sind die starken Unterschiede in der Rußemission. Während die Fälle mit $T_2 = 30^\circ\text{C}$ und $T_2 = 60^\circ\text{C}$ bei $\lambda_{\text{Global}} = 1.00$ noch unterhalb des in **Abschnitt 2.3.1** abgeleiteten Grenzwerts von $\text{Ruß} \leq 0.05$ g/kWh liegen, übersteigt die Rußemission des Falls mit $T_2 = 80^\circ\text{C}$ den geforderten Grenzwert um mehr als das Dreißigfache ($\text{Ruß} = 1.56$ g/kWh bzw. $\text{FSN} = 6.1$).
- Die HC-Emission zeigt erneut das in **Abb. 34** beobachtete gegenläufige Verhalten zur Rußpartikelemisison. Im Fall von $T_2 = 80^\circ\text{C}$ verläuft die HC-Emission auf einem deutlich niedrigeren Niveau als bei den beiden anderen Kurven (siehe vergrößerter Bereich in **Abb. 46**).

Konstante Parameter		Kurve	T_2	AGR	φ_{EB}	Marker	λ_{Global}
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	Ohne VE Dieselkraftstoff $\varepsilon = 15.8$	---▽---	30°C	55%	342.5 °KW	▽	1.00
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$		—○—	60°C	50%	344.3 °KW	○	1.00
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$		---△---	80°C	48%	345.0 °KW	△	1.00

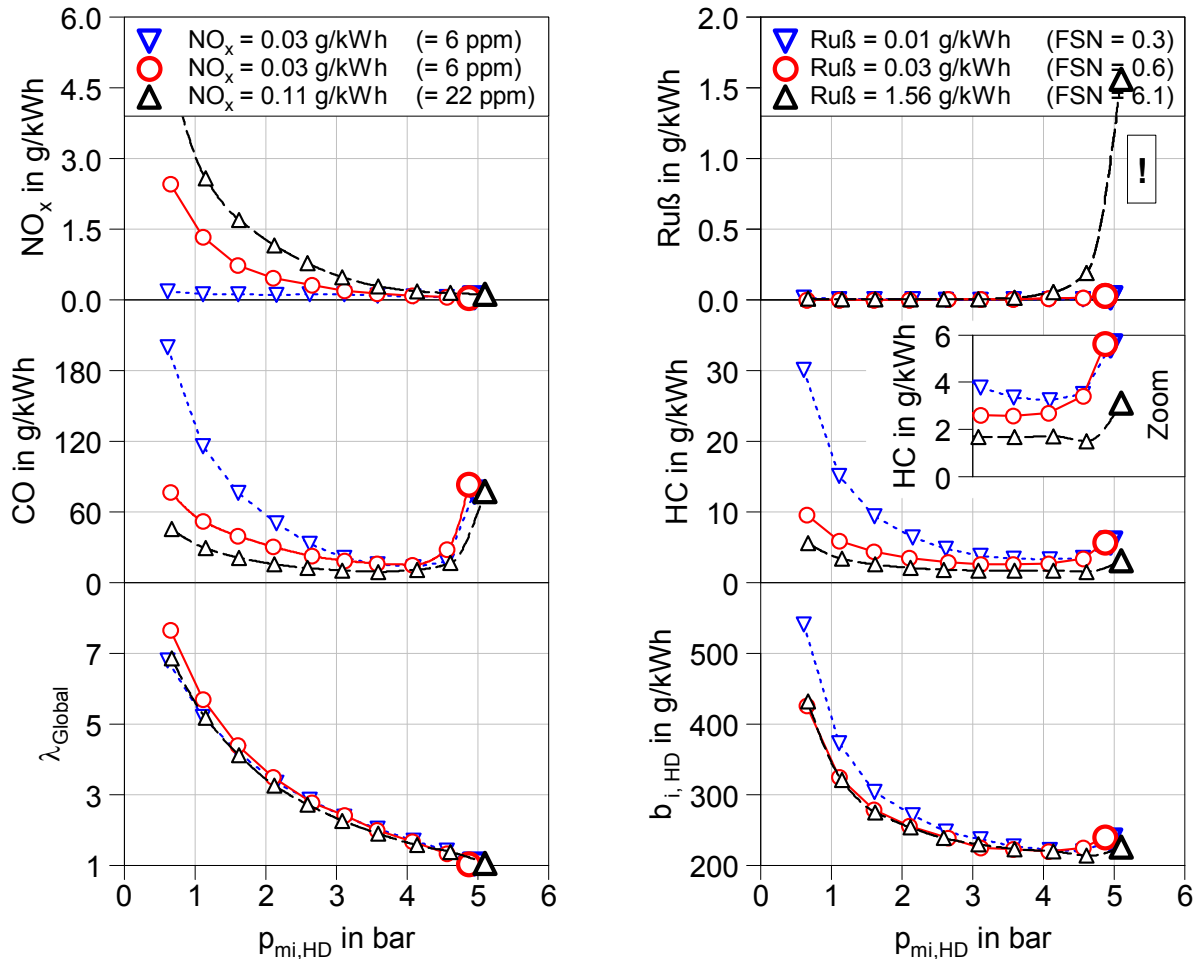


Abb. 46 Starke Temperatursensitivität der Rußemission bei PCCI

Anhand der Ergebnisse der Druckverlaufsanalysen in **Abb. 47** können die durch die Ansaugtemperaturvariation verursachten Unterschiede der Massenmitteltemperaturkurven nachvollzogen werden. Hierbei können die folgenden Beobachtungen gemacht werden:

- Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur ist im Rahmen der Saugrohrtemperaturvariation von 1430 K über 1490 K auf 1670 K gestiegen.
- In Folge der unterschiedlichen Verdichtungsendtemperaturen ist der Zündverzug τ_{HTO} von 2.3 ms über 2.1 ms auf 1.5 ms gesunken.

- Es sind deutliche Unterschiede im Reaktionsniveau während der diffusiven Verbrennungsphase zu sehen. Die Brennverläufe der Fälle mit $T_2 = 30^\circ\text{C}$ und $T_2 = 60^\circ\text{C}$ klingen unter Berücksichtigung der Unterschiede in der Verbrennungsschwerpunktlage ähnlich ab. Im Fall von $T_2 = 80^\circ\text{C}$ kommt es trotz der frühen Verbrennungsschwerpunktlage zu einem höheren Reaktionsniveau in der diffusiven Verbrennungsphase als bei den beiden anderen Fällen.
 - Dieser Effekt könnte einerseits durch den kürzeren Zündverzug und die damit einhergehende geringere Energieumsetzung in der Vormischverbrennung begründet sein.
 - Andererseits könnte dieser Effekt auch durch das höhere Temperaturniveau in der Verbrennungszone begründet sein, so dass die stärkere Wärmefreisetzung in der Diffusionsphase durch ein langsames Verlöschen der Verbrennung hervorgerufen würde.

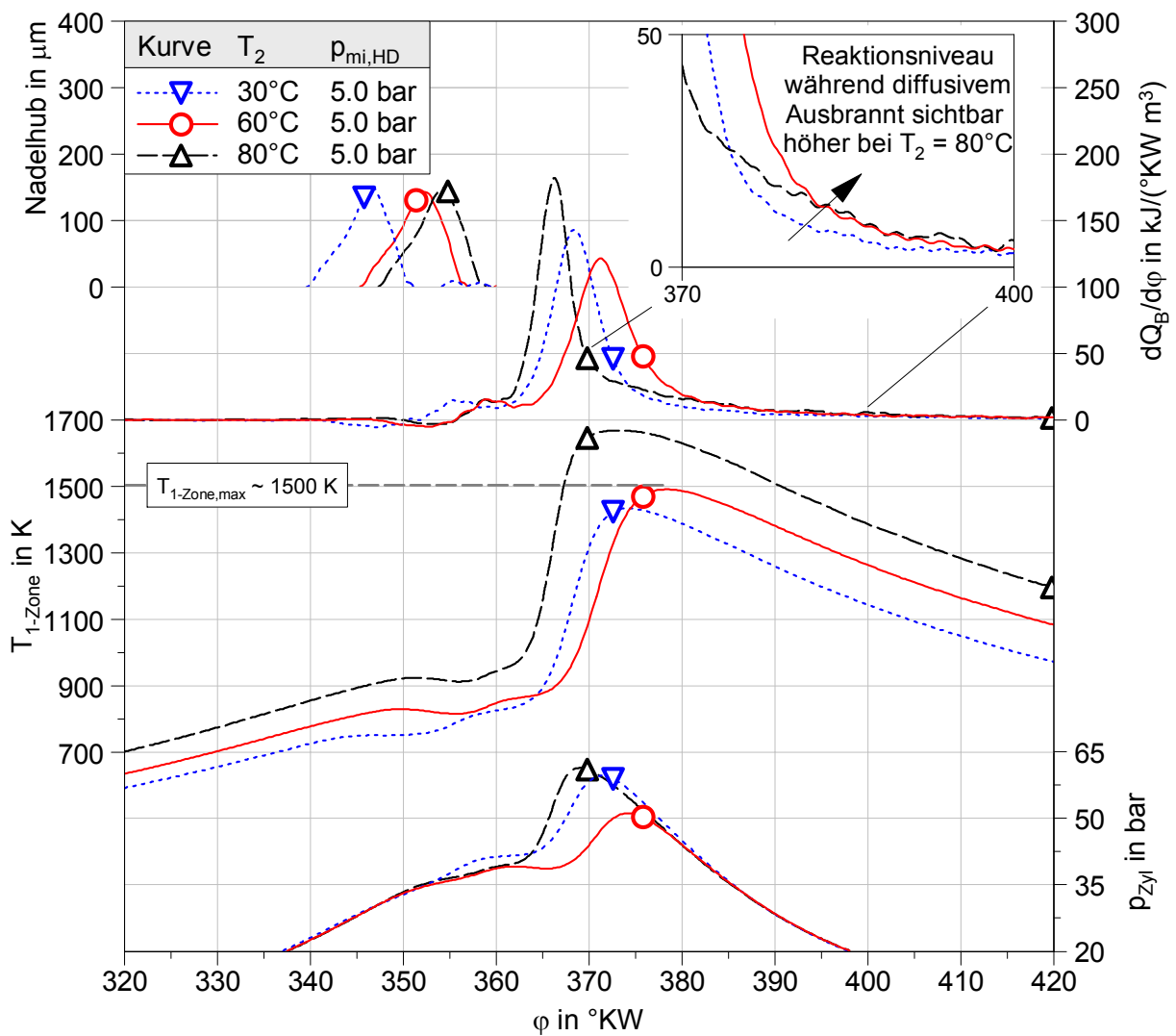


Abb. 47 Einfluss der Ansaugtemperatur auf den Zündverzug und die Wärmefreisetzung

Abb. 48 zeigt die aus der Druckverlaufsanalyse gewonnenen Kennwerte. Für die Punkte mit $\lambda_{\text{Global}} = 1.00$ ist Folgendes zu erkennen:

- Im unteren Diagramm der rechten Spalte ist zu erkennen, dass durch die Saugrohrtemperaturerhöhung der Energieanteil der vorgemischten Verbrennungsphase Q_{Vormisch} von 80% über 78% auf 64% sinkt.
- Im Diagramm darüber ist zu erkennen, dass der normierte Umsetzungsgrad $\eta_{\text{u-norm}}$ bei der Saugrohrtemperaturerhöhung von 81% über 83% auf 92% steigt.
- Das Absinken des in der Vormischphase umgesetzten Energieanteils bei $T_2 = 80^\circ\text{C}$ scheint zumindest teilweise durch einen Zugewinn in der Energieumsetzung während der diffusiven Verbrennungsphase zu Stande gekommen zu sein. Die Hypothese, dass die geringe Rußemission bei PCCI vor allem durch eine geringe Temperatur in der Verbrennungszone verursacht wird (Temperaturhypothese), wird durch diese Beobachtung unterstützt.

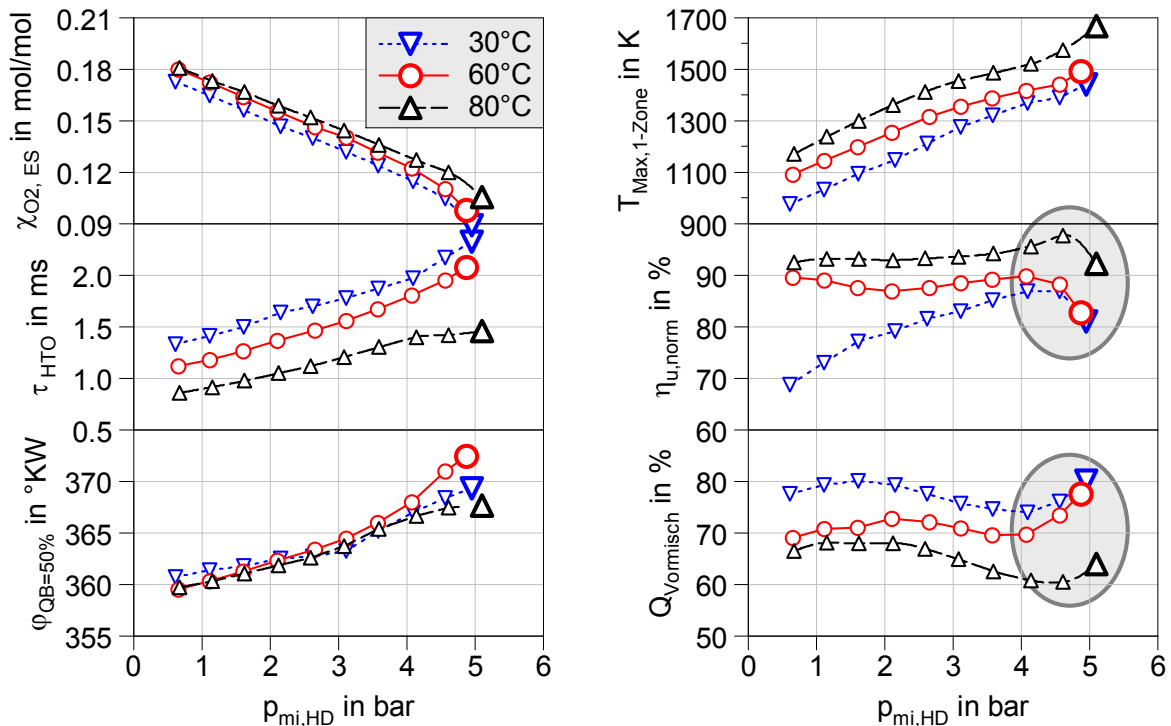


Abb. 48 Vergleich von Q_{Vormisch} und $\eta_{\text{u,norm}}$ zur Bewertung der Brennverlaufsunterschiede

Das Überschreiten der Temperaturschwelle für die Rußbildung im Fall von $T_2 = 80^\circ\text{C}$ wird qualitativ recht gut durch die berechneten adiabaten Flammentemperaturverläufe in **Abb. 49** wiedergegeben. Diese Beobachtung ist allerdings kein Beweis für das Zutreffen der Temperaturhypothese, da durch die Variation der Ansaugtemperatur auch der Zündverzug beeinflusst wird.

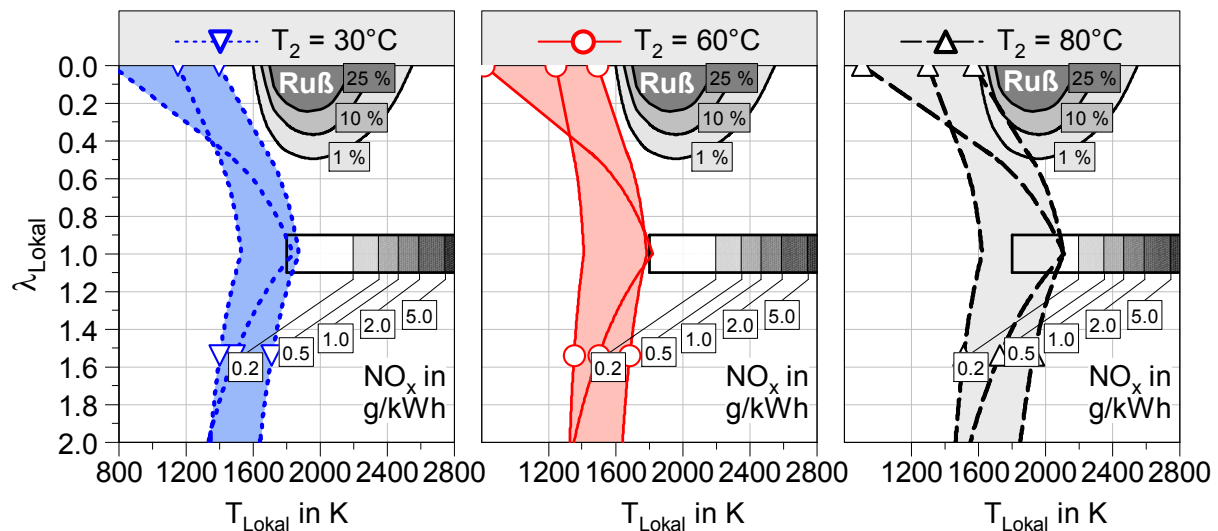


Abb. 49 Bereiche der adiabaten Flammentemperaturen für die Punkte der Ansaugtemperaturvariation mit $\lambda_{\text{Global}} = 1.00$ bzw. $p_{\text{mi,HD}} = 5.0$ bar

5.1.6 Gegenüberstellung der Aussagekraft von Massenmitteltemperatur und adiabater Flammentemperatur

In den **Abschnitten 5.1.1 bis 5.1.5** wurden die Zusammenhänge zwischen den Zielgrößen NO_x, Ruß, HC, CO, $b_{i,\text{HD}}$ auf der einen Seite und den Verbrennungstemperaturen $T_{\text{Max,1-Zone}}$ und $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda=1}$ auf der anderen Seite diskutiert. Dabei hat sich herausgestellt, dass die NO_x-Emission ein verhältnismäßig leicht zu verstehendes Verhalten aufweist, welches eine gute Korrelation zu dem Maximalwert der theoretisch erreichbaren adiabaten Flammentemperatur $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda=1}$ aufweist. Beim Übergang zur rußfreien PCCI-Verbrennung wurde ein starker Einfluss des globalen Verbrennungsluftverhältnisses und des Massenmitteltemperaturniveaus auf die Ruß- und HC-Emission festgestellt. Es wurden zwei Hypothesen zur Erklärung der Rußfreiheit im PCCI-Betrieb aufgestellt (Temperaturhypothese und Zündverzughypothese), die sich aufgrund der hier eingesetzten Messtechnik jedoch nicht direkt bestätigen oder widerlegen ließen. Anhand von gezielten Versuchen wurde festgestellt, dass der Einspritzdruck im PCCI-Betrieb nur einen untergeordneten Einfluss auf die Rußemission und das Verbrennungsgeräusch ausübt. Hierdurch unterscheidet sich der PCCI-Betrieb grundlegend von der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung. Anhand von weiteren Versuchen konnte ein nicht-lineares, nahezu sprunghaftes Verhalten der Rußemission in Abhängigkeit der Ansauglufttemperatur nachgewiesen werden. Da die Untersuchungen neben den Abhängigkeiten der Zielgrößen NO_x, Ruß, HC, CO, $b_{i,\text{HD}}$ von den Temperaturen $T_{\text{Max,1-Zone}}$ und $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda=1}$ auch auf Quereinflüsse bzw. Wechselwirkungen mit weiteren Größen wie z.B. mit dem globalen Verbrennungsluftverhältnis λ_{Global} und dem Zündverzug τ_{HTO} hingewiesen haben, wird in **Tabelle 7** noch einmal zusammengefasst, für welche Beurteilungen die Verbrennungstemperaturen $T_{\text{Max,1-Zone}}$ und $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda=1}$ verwendet werden können.

Tabelle 7 Gegenüberstellung der Aussagekraft von $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ und $T_{\text{Lokal},T_{\text{Max},\lambda=1}}$

	$T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$	$T_{\text{Lokal},T_{\text{Max},\lambda=1}}$	λ_{Global}	τ_{HTO}	Bemerkung
NO_x	-	✓	-	-	Abhängig von der Gemischaufbereitung
Ruß	✓	-	✓	✓	Abhängig von der Gemischaufbereitung und Temperatur in tendenziell fetten Verbrennungszonen (düsennahe Verbrennung, Strahlachse, Wandfilm)
HC	✓	-	✓	✓	
CO	✓	-	✓	✓	Abhängig von λ_{Global} und der Temperatur in mageren Verbrennungszonen (Strahlaußenbereich)
$b_{i,\text{HD}}$	✓	-	-	-	Abhängig von der themodynamisch relevanten globalen Gastemperatur

Die in **Tabelle 7** dargestellte Zuordnung der Verbrennungstemperaturen zu den jeweiligen Zielgrößen lässt sich anhand der Berechnungsansätze erklären:

- Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ kann als Indikator für die Temperatur in der Verbrennungszone gegen Ende der Verbrennung, d.h. wenn sich das Gas aus der Verbrennungszone weitgehend über den Brennraum verteilt hat, betrachtet werden. Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur hat dabei keinen direkten Bezug zu den lokal auftretenden Temperaturspitzen in der Flamme, da er lediglich von drei globalen Einflüssen abhängt:
 - Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur hängt von der Verdichtungsendtemperatur ab, die wiederum von der Ansaugtemperatur, dem Verdichtungsverhältnis und dem Wandwärmeverlust beeinflusst wird.
 - Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur hängt von dem Verhältnis der eingebrachten Kraftstoffenergie zur absoluten Wärmekapazität der Zylinderladung ab. Dieses Verhältnis kann auch als „Ladungsverdünnung“ bezeichnet werden, da die absolute Wärmekapazität der Zylinderladung im Wesentlichen nur von der Zylinderfüllung beeinflusst wird. Die Ladungszusammensetzung (Füllung mit Frischluft oder aber mit AGR) spielt aufgrund des relativ geringen Einflusses durch den Unterschied in den spezifischen Wärmekapazitäten zwischen Frischluft und Abgas nur eine untergeordnete Rolle für die absolute Wärmekapazität. AGR-Effekte (und damit NO_x -Effekte) sind in dem Wert $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ kaum sichtbar.

- Der Maximalwert der Massenmitteltemperatur hängt vom Brennverlauf ab, welcher die Information über den Verbrennungsschwerpunkt und die Brenndauer beinhaltet.
- Die adiabate Flammentemperatur $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda = 1}$ kann als Indikator für die maximal erreichbare Flammentemperatur in der Diffusionsschicht ($\lambda = 1$ – Schicht) im äußeren Bereich der Flammenkeule von DI-Dieselmotoren verwendet werden. Voraussetzung für das Auftreten dieser Temperatur in der Diffusionsschicht ist, dass die Vormischung vor Beginn der Verbrennung nicht soweit fortgeschritten ist, dass bereits Verbrennungsluftverhältnisse im Bereich $\lambda_{\text{Lokal}} > 1.00$ vorliegen. Grundsätzlich hängt die adiabate Flammentemperatur $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda = 1}$ nur von zwei Einflüssen ab:
 - Die adiabate Flammentemperatur hängt von der Ausgangstemperatur des Gemischs vor der Reaktion ab, für die im Fall von $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda = 1}$ der Maximalwert der Massenmitteltemperatur verwendet wird.
 - Die adiabate Flammentemperatur hängt von der Ladungszusammensetzung des Gemischs vor der Reaktion ab, für die im Fall von $T_{\text{Lokal,T-Max},\lambda = 1}$ die räumlich gemittelte Ladungszusammensetzung gemäß der Einzonenmodellierung zum Zeitpunkt der maximalen Massenmitteltemperatur verwendet wird.

5.2 PCCI-Lastgrenze bei Dieselkraftstoff und $\varepsilon = 15.8$

Die bisher betrachteten Messungen mit $\lambda_{\text{Global}} = 1.00$ legen nahe, dass die Rußbildung unter bestimmten Bedingungen unterdrückt werden kann, da selbst unter Bedingungen, die auf Sauerstoffmangel in der Verbrennungszone hinweisen (s. CO-Emission), keine nennenswerte Rußemission gemessen wurde. Mit Blick auf die HC- und CO-Emission ist jedoch eine Abstimmung des PCCI-Betriebs außerhalb des Sauerstoffmangelbereichs, d.h. in diesem Fall bei $\lambda_{\text{Global}} \geq 1.65$ sinnvoll.

Zur Überprüfung der Möglichkeit einer Lastanhebung im weitgehend NO_x - und rußfreien PCCI-Betrieb werden im Folgenden die Randbedingungen $\text{AGR} = 50\%$ und $\lambda_{\text{Global}} = 1.65$ mit Hilfe höherer Aufladegrade ($\Pi > 1$) auf höherlastige Betriebspunkte übertragen.

Bei den in **Abb. 50** gezeigten Messungen zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze wurde an allen Punkten ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt von 368 °KW eingestellt. Beim Versuch, die PCCI-Lastgrenze mit Dieselkraftstoff und einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15.8$ anzuheben, zeigen sich die folgenden Effekte:

- Das Ziel von $\text{NO}_x \leq 0.2$ g/kWh kann durch die Anwendung der AGR-Rate von 50% auch bei angehobener Last erreicht werden kann.
- Die Rußemission steigt trotz des konstanten Verbrennungsluftverhältnisses mit zunehmender Last schnell an, so dass das Ziel von $\text{Ruß} \leq 0.05$ g/kWh ab einer Last von $p_{\text{mi,HD}} = 5.0$ bar überschritten wird.

- Der in **Abb. 50** dargestellte relative Zündverzug wird ausgehend vom Betriebspunkt mit $AGR = 50\%$ und $p_{mi,HD} = 4.0$ bar zunehmend kürzer, obwohl die Saugrohrtemperatur und der Sauerstoffmolenbruch der Frischladung im Rahmen der Versuchsreihe konstant gehalten wurden. Die Ursache für den kürzer werdenden Zündverzug ist der proportional zur Last steigende Ladedruck p_2 (erforderlich wegen der Randbedingungen $\lambda_{Global} = \text{konstant}$ und $AGR = \text{konstant}$).

Konstant	Kurve	p_2	AGR	φ_{EB}	$\varphi_{QB=50\%}$	λ_{Global}
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ $T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_{Rail} = 725 \text{ bar}$ Keine VE	---□---	1.000 bar	0%	355.8 °KW	variabel	variabel
	---◇---	1.000 bar	35%	352.8 °KW	variabel	variabel
	---○---	1.000 bar	50%	345.5 °KW	variabel	variabel
	○+□+◇	variabel	50%	variabel	368°KW	1.65

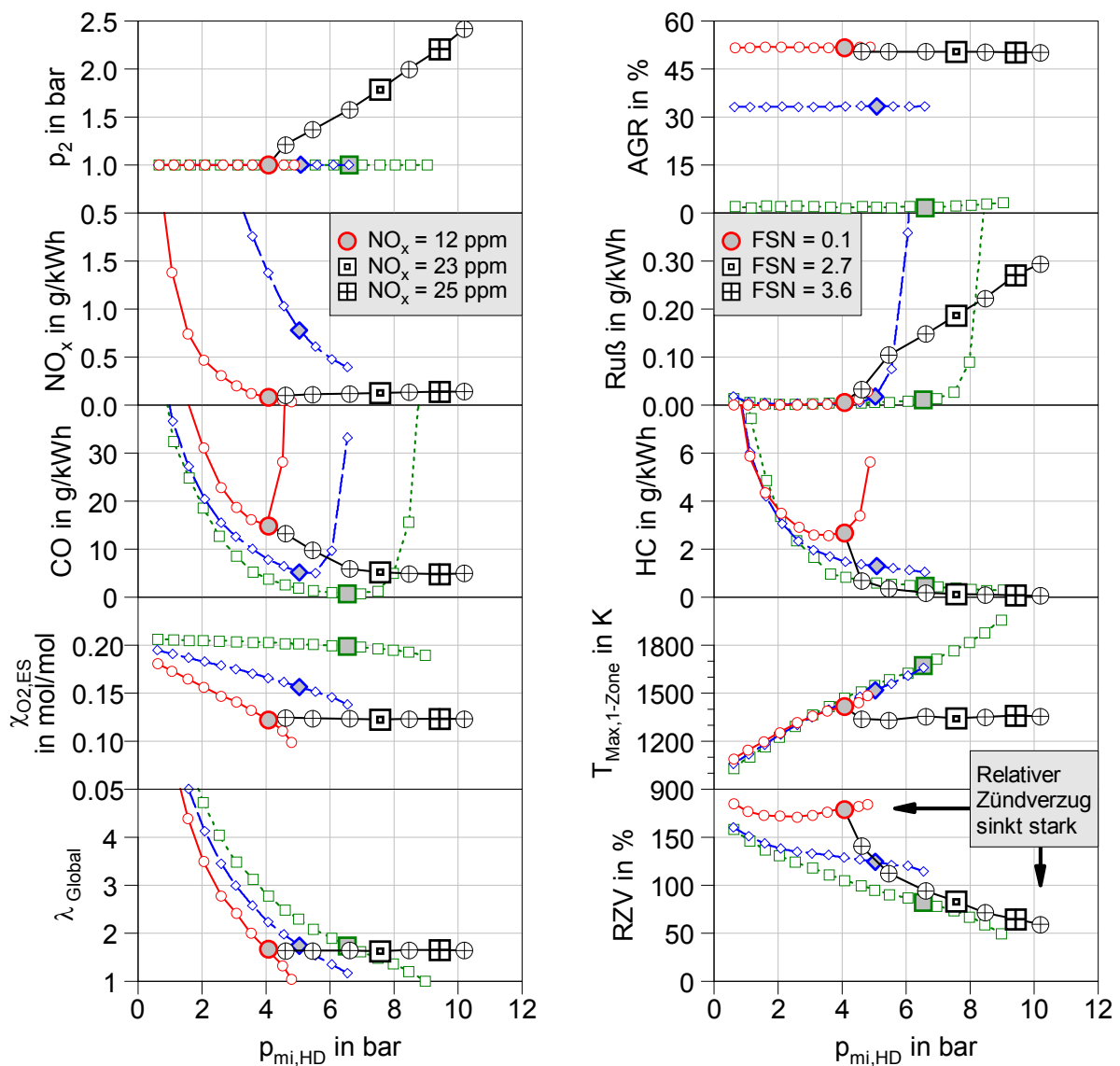


Abb. 50 Versuch der Lastanhebung im PCCI-Betrieb - Einfluss der Aufladung auf den Zündverzug und die Rußemission

Abb. 51 stellt die während des Zündverzugs herrschenden Prozessbedingungen dar, um zu belegen, dass der steigende Ladedruck die Hauptursache für den sinkenden Zündverzug ist.

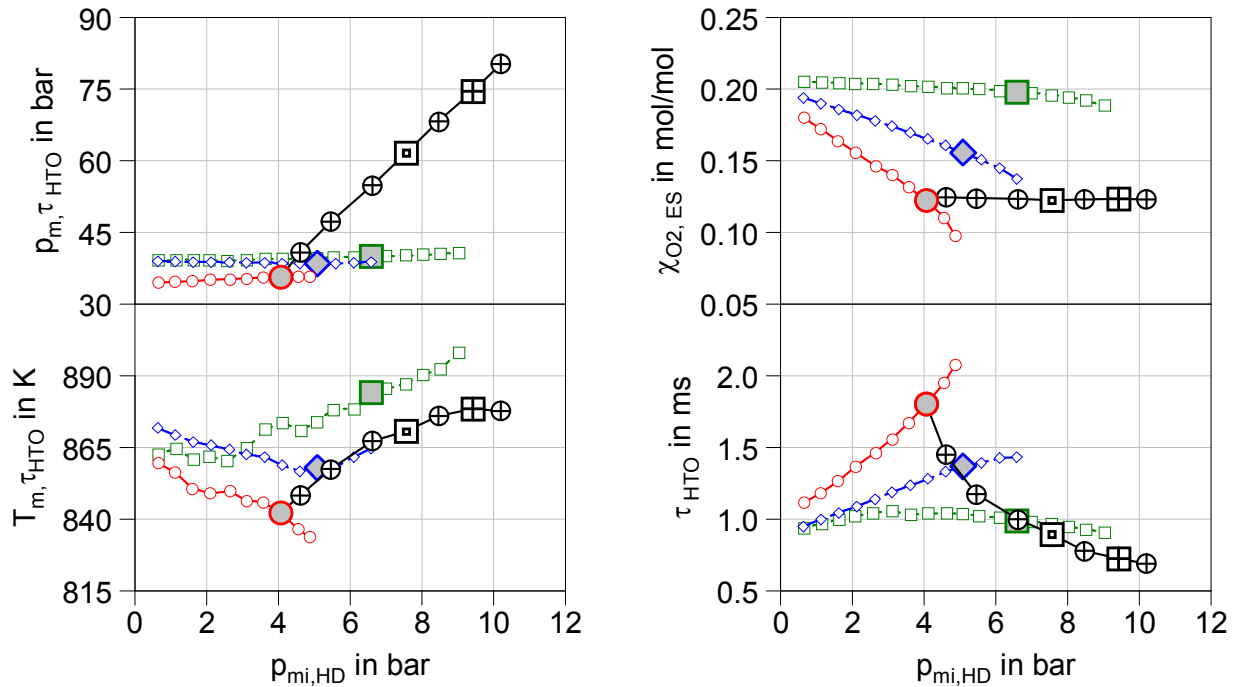


Abb. 51 Während des Zündverzugs herrschende Prozessbedingungen (gemittelt im Zeitintervall von τ_{HTO})

Die Verkürzung des Zündverzugs bei höherem Ladedruck ist auch anhand der Druckverlaufsanalyse in **Abb. 52** gut zu erkennen. Es fällt auf, dass die Kalte-Flamme-Wärmefreisetzung bei der zeitlichen Annäherung von Einspritzung und Verbrennung durch den Kühlungseffekt der Kraftstoffverdampfung überdeckt wird. Bei der nulldimensionalen Analyse tritt sie daher immer weniger stark in Erscheinung. Weiterhin fällt auf, dass die größere freizusetzende Wärme bei steigender Last zunehmend in der diffusiven Verbrennungsphase umgesetzt wird. Die Unterschiede in der diffusiven Verbrennungsphase tragen auch dazu bei, dass trotz der unterschiedlichen Phasenlagen der Brennverlaufmaxima ein konstanter Verbrennungsschwerpunkt bei allen drei Fällen vorliegt.

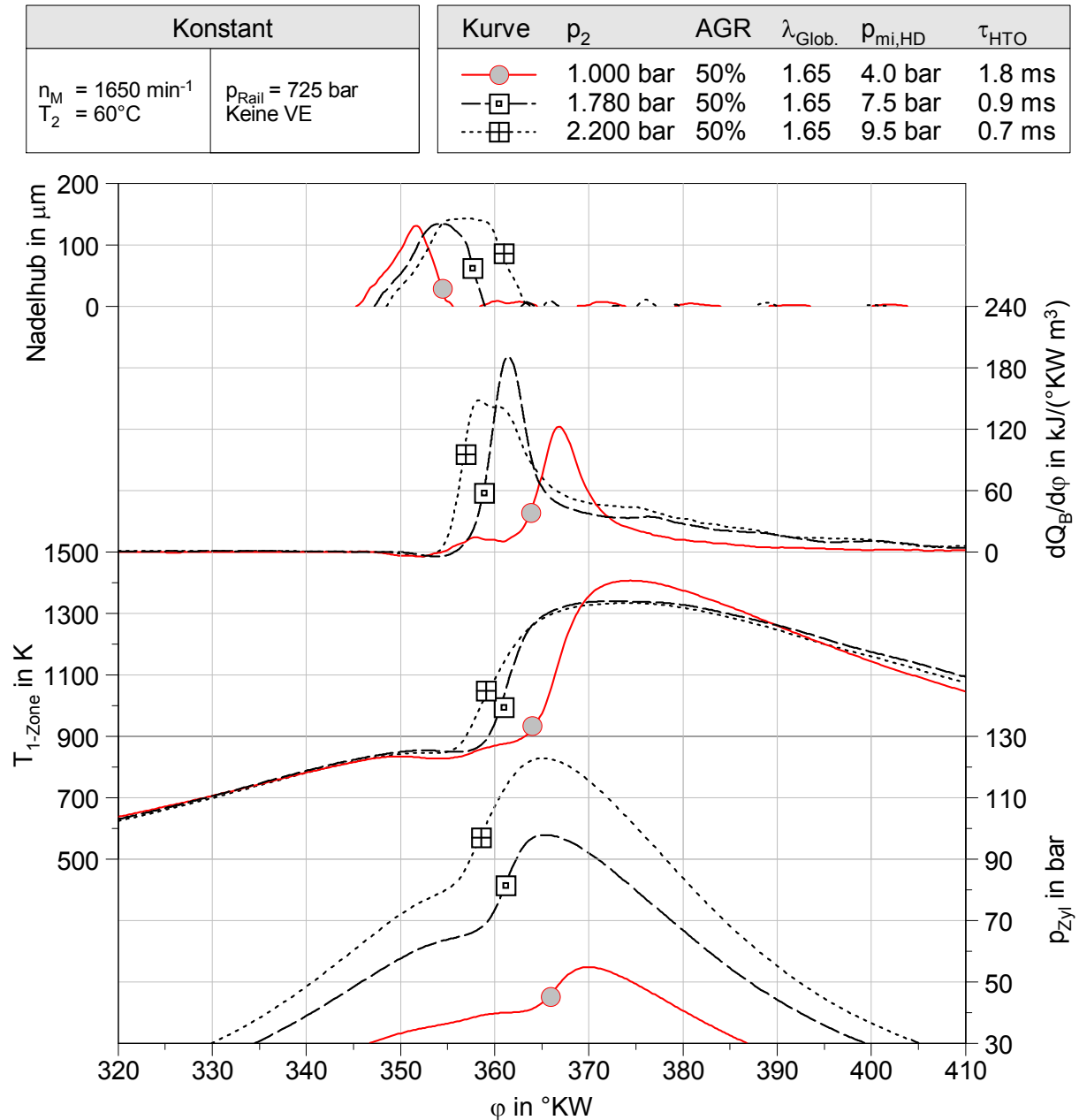


Abb. 52 Versuch der Lastanhebung im PCCI-Betrieb - Druckverlaufsanalyse für die Punkte mit $p_{\text{mi,HD}} = 4.0 \text{ bar}$, $p_{\text{mi,HD}} = 7.5 \text{ bar}$ und $p_{\text{mi,HD}} = 9.5 \text{ bar}$ aus **Abb. 50**

Um Formveränderungen im Brennverlauf an Betriebspunkten unterschiedlicher Last bewerten zu können, bietet sich eine auf den Gesamtenergieumsatz normierte Darstellung an. **Abb. 53** zeigt eine solche Darstellung für die Brennverläufe aus **Abb. 52**. Es ist zu erkennen, dass die Brennverläufe bei steigender Last auch in normierter Darstellung ein höheres Niveau im Bereich der diffusiven Verbrennungsphase aufweisen. Analog dazu sinken die Maximalwerte der normierten Brennverläufe mit abnehmendem Zündverzug bzw. zunehmender Last (geringere Ausprägung der Vormischverbrennung).

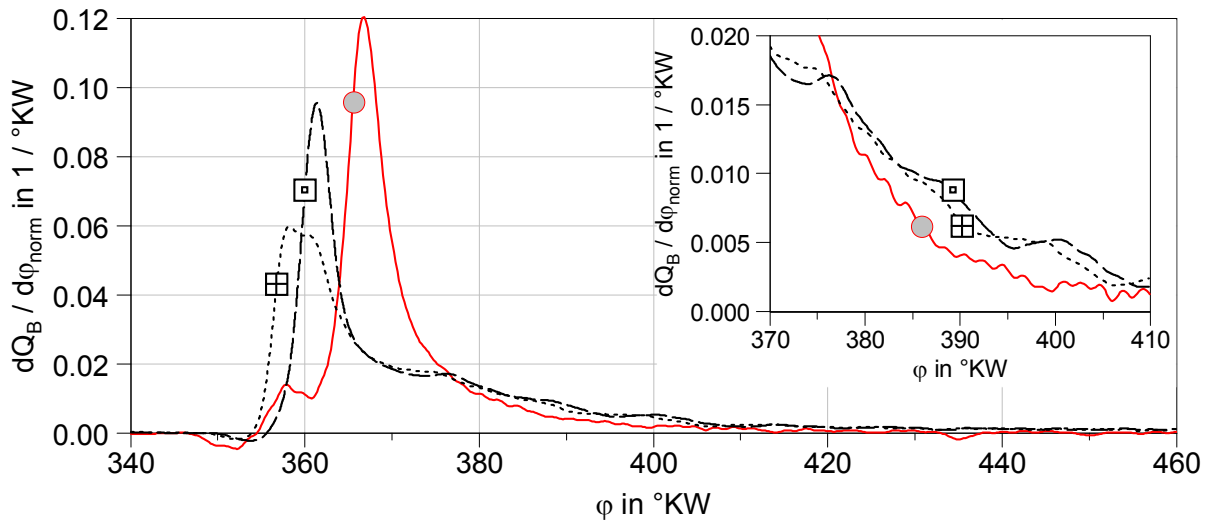


Abb. 53 Normierte Brennverläufe der Punkte mit $p_{mi,HD}$ 4.0 bar, 7.5 bar und 9.5 bar

Die Ergebnisse des Lastanhebungsversuchs legen nahe, dass der Anstieg der Rußemission mit dem bei höherer Last und höherem Ladedruck kürzer werdenden Zündverzug in Zusammenhang steht. Die Darstellung der erreichbaren adiabaten Flammentemperaturverläufe in **Abb. 54** bestätigt die Relevanz des Zündverzugs (Zündverzughypothese), da alleine aufgrund der Ladungszusammensetzung und der daraus resultierenden Flammentemperaturen kein Unterschied zwischen den drei oben diskutierten Betriebspunkten bestehen dürfte.

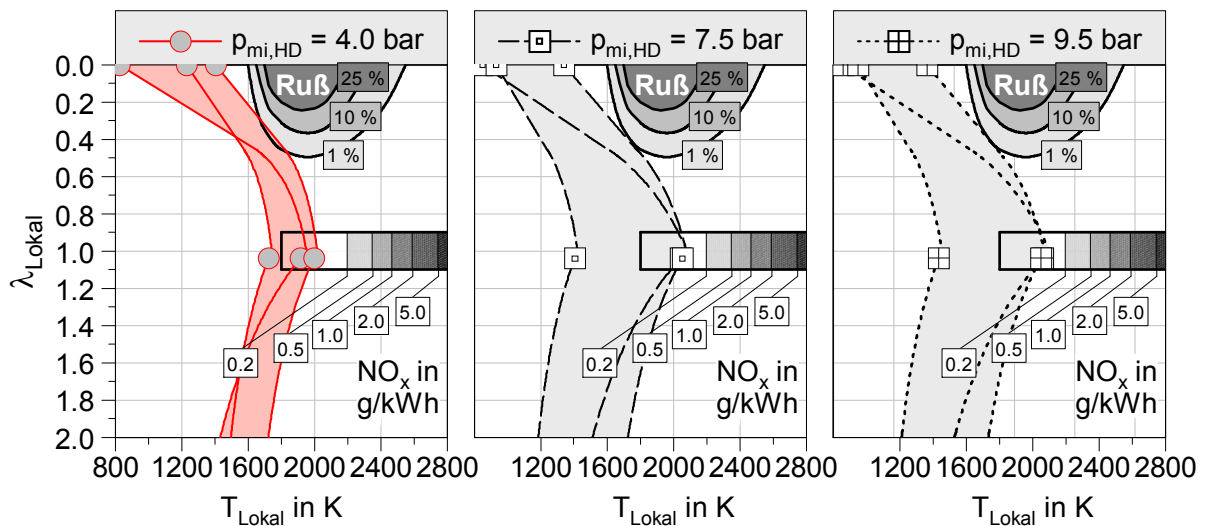


Abb. 54 Adiabate Flammentemperaturverläufe für die drei Betriebspunkte der Lastvariation mit $\lambda_{Global} = 1.65$ und $AGR = 50\%$ - Bestätigung der Zündverzughypothese

5.3 Modellierung des Betriebsverhaltens in der $\lambda_{\text{Global}}\text{-}T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Ebene

In diesem Abschnitt wird das Emissionsverhalten unter Berücksichtigung der Einflüsse des Ladedrucks und des Zündverzugs modelliert und anschaulich dargestellt. Hierfür wird ein empirisches Modell für das Motorbetriebsverhalten erstellt und analysiert. Mit Hilfe des Modells ist es möglich, das Betriebsverhalten bei beliebig wählbaren Parameterkombinationen (innerhalb des Variationsraums) darzustellen, ohne dass genau für diese Einstellungen Messungen vorliegen müssen. Das Modell wurde, wie in **Abschnitt 4.2.4** erläutert, mit Hilfe der Model Based Calibration Toolbox von Matlab[®] erstellt. Die Eingangs- und Ausgangsparameter des Modells sind in **Abb. 55** schematisch aufgeführt.

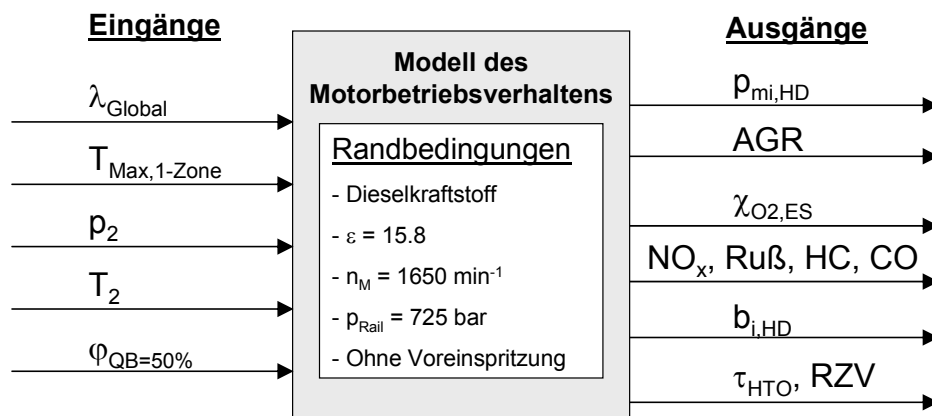


Abb. 55 Modell des Motorbetriebsverhaltens: Eingangs- und Ausgangsparameter

Zum Anlernen der Modellkoeffizienten wurden 373 Messungen vom Einzylinderprüfstand, die mit Dieselkraftstoff und einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15.8$ durchgeführt wurden, verwendet²¹. Hierbei wurde unter anderem auf Messungen aus den Diplomarbeiten [98] und [43] zurückgegriffen. Wie in den vorigen Versuchen sind für den Eingangsdatensatz nur Messungen mit Einfachspritzung bei einem Einspritzdruck von $p_{\text{Rail}} = 725 \text{ bar}$ und bei einer Motordrehzahl von $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ berücksichtigt worden. Die Variationsbreite der Eingangs- und Ausgangsgrößen zeigt **Tabelle 8**. Entsprechend der Konfiguration der Modelleingänge zeigt **Abb. 56** die Messpunkte in Form eines Streuplots in der Ebene von λ_{Global} und $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$. Bemerkenswert ist hierbei, dass der Parameter $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ als Y-Achse, also sozusagen als Eingangsparameter für die graphischen Analysen verwendet wird, obwohl er im Allgemeinen keine im Versuchsbetrieb vorliegende Führungsgröße ist. Diese Modellkonfiguration wurde gewählt, um die Abhängigkeit der NO_x - und Rußemission von der Massenmitteltemperatur direkt darstellen zu können.

²¹ Die ausführliche Analyse dieser Messdaten ohne Verwendung von mathematischen Modellen befindet sich in der Diplomarbeit [98].

Tabelle 8 Modell des Motorbetriebsverhaltens: Variationsbreite der Eingangs- und Ausgangsgrößen

Eingang	Bereich	Ausgang	Bereich	Ausgang	Bereich
λ_{Global} in kg/kg	1.0 – 10.0	$p_{\text{mi,HD}}$ in bar	0.5 – 14.5	HC in g/kWh	0 – 16
$T_{\text{Max,1-Zone}}$ in K	1000 – 2150	AGR in %	0 – 65	CO in g/kWh	0 – 160
p_2 in bar	0.550 – 2.600	$\chi_{\text{O}_2\cdot\text{ES}}$ in mol/mol	7.2 – 20.6	$b_{\text{i,HD}}$ in g/kWh	178 – 640
T_2 in °C	30 – 80	NO _x in g/kWh	0 – 11	τ_{HTO} in ms	0.6 – 2.7
$\varphi_{\text{QB=50\%}}$ in °KW	357 – 380	Ruß g/kWh	0.0 – 3.6	RZV in %	30 – 310

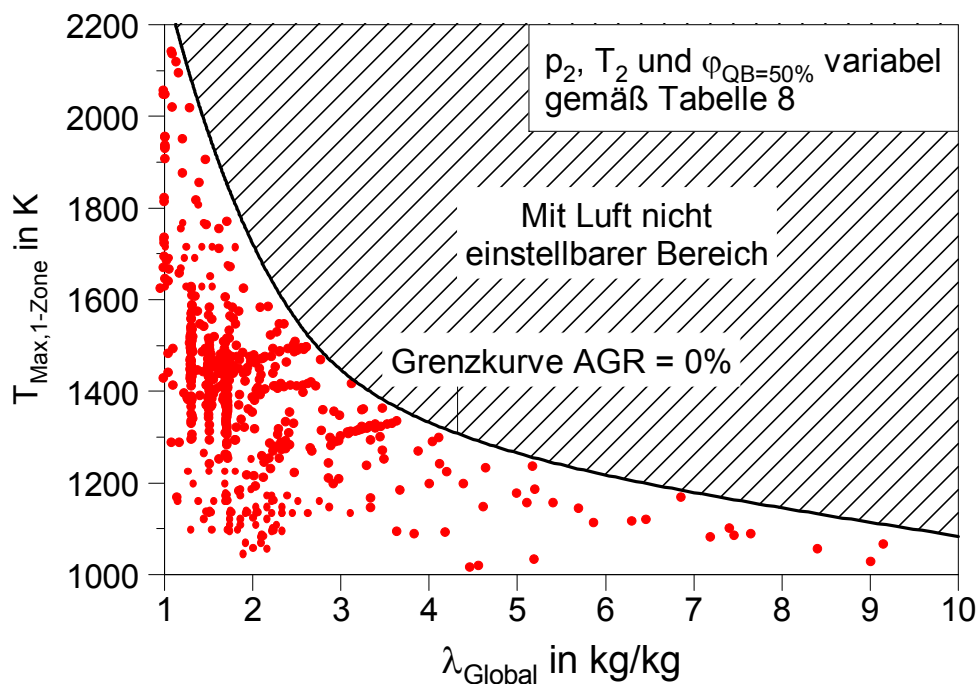


Abb. 56 Streuplot der 373 Messpunkte in der $\lambda_{\text{Global}}-T_{\text{max,1-Zone}}$ -Ebene

Bei der Modellbildung wurden Polynomansätze verwendet, die in Abhängigkeit der zu modellierenden Ausgangsgröße in ihrer Ordnung variiert wurden. Die Angaben zu den verwendeten Polynomen und zu den erzielten Bestimmtheitsmaßen R^2 sind in **Tabelle 9** dargestellt:

Tabelle 9 Modell des Motorbetriebsverhaltens: Ordnung der Polynome²², Ordnung der gemischten Terme und erzielte Bestimmtheitsmaße R^2

Modell	Ordnung d. Polynoms	Ordnung d. gemischten Terme	R^2	Modell	Ordnung d. Polynoms	Ordnung d. gemischten Terme	R^2
$p_{mi,HD}$	2-2-2-2-2	2	0.989	HC	5-5-3-3-3	1	0.856
AGR	2-2-2-2-2	2	0.942	CO	5-5-3-3-3	1	0.867
$\chi_{O_2,ES}$	2-2-2-2-2	2	0.949	$b_{i,HD}$	5-5-3-3-3	1	0.950
NO_x	2-2-2-2-2	2	0.952	τ_{HTO}	3-3-3-3-3	1	0.939
Ruß	3-3-3-3-3	3	0.854	RZV	2-2-2-2-2	2	0.917

Zur Veranschaulichung der Darstellung in der $\lambda_{Global}-T_{Max,1-Zone}$ -Ebene zeigt **Abb. 57** zunächst die Ergebnisse des Modells für $p_{mi,HD}$ und AGR bei den zwei Ladedrücken $p_2 = 1.000$ bar und $p_2 = 2.200$ bar. Die Modellergebnisse gelten für die Ansaugtemperatur $T_2 = 60^\circ C$ und den Verbrennungsschwerpunkt $\varphi_{QB=50\%} = 368$ °KW. Um das Modell zu validieren, sind in den Diagrammen für $p_2 = 1.000$ bar (linke Spalte) zusätzlich die Messergebnisse der Lastvariationen bei den drei AGR-Raten 0%, 35% und 50% aus **Abb. 34** dargestellt²³. In den Diagrammen für $p_2 = 2.200$ bar (rechte Spalte) ist der Messpunkt mit $p_2 = 2.200$ bar und $p_{mi,HD} = 9.5$ bar aus dem Lastanhebungsversuch bei $\lambda_{Global} = 1.65$ und AGR = 50% dargestellt (s. **Abb. 50**).

Beim Vergleich der Diagramme auf der linken und der rechten Seite fällt zunächst auf, dass die maximal erreichbaren Massenmitteltemperaturen (obere Grenzkurve mit AGR = 0%) mit zunehmendem Ladedruck sinken. Ausschlaggebend für diesen Effekt sind die kürzeren Zündverzüge, die zu einer weniger vorgemischten Verbrennung und damit zu niedrigeren Verbrennungsumsatzraten führen. Mit Blick auf die AGR-Raten und die indizierten Mitteldrücke der Hochdruckschleife zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen den Modellergebnissen und den Messdaten. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und den modellierten AGR-Raten auf der linken Seite beruhen auf der Tatsache, dass die Messungen nicht alle exakt bei einem Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{QB=50\%} = 368$ °KW durchgeführt wurden.

²² Die angegebene Ordnung der Polynomterme bezieht sich auf die Reihenfolge der Eingangsparameter in **Abb. 55** (gezählt von oben nach unten).

²³ Die Messergebnisse der Lastvariationen aus **Abb. 34** dürften streng genommen nicht zur Validierung in den Diagrammen dargestellt werden, da bei diesen Messungen lediglich die Einspritzbeginne, aber nicht die Verbrennungsschwerpunkte konstant gehalten wurden. Diese Ungenauigkeit wird hier in Kauf genommen, da die Kurven lediglich zur Veranschaulichung der Darstellungsart verwendet werden.

Die Abweichungen der gemessenen $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Werte von den Werten an den AGR-Isolinien des Modells passen in ihrem Vorzeichen zu den Abweichungen der Messungen von dem Verbrennungsschwerpunkt $\varphi_{\text{QB}=50\%} = 368 \text{ °KW}$. Die Messungen mit früheren Verbrennungsschwerpunkten liegen bei höheren $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Werten und umgekehrt. Die eigentlich zu der Modellansicht passenden Punkte mit $p_{\text{mi,HD}} = 4.5 \text{ bar}$ und $\varphi_{\text{QB}=50\%} = 368 \text{ °KW}$ (grau gefüllte, fette Marker) liegen exakt auf den zugehörigen AGR-Isolinien.

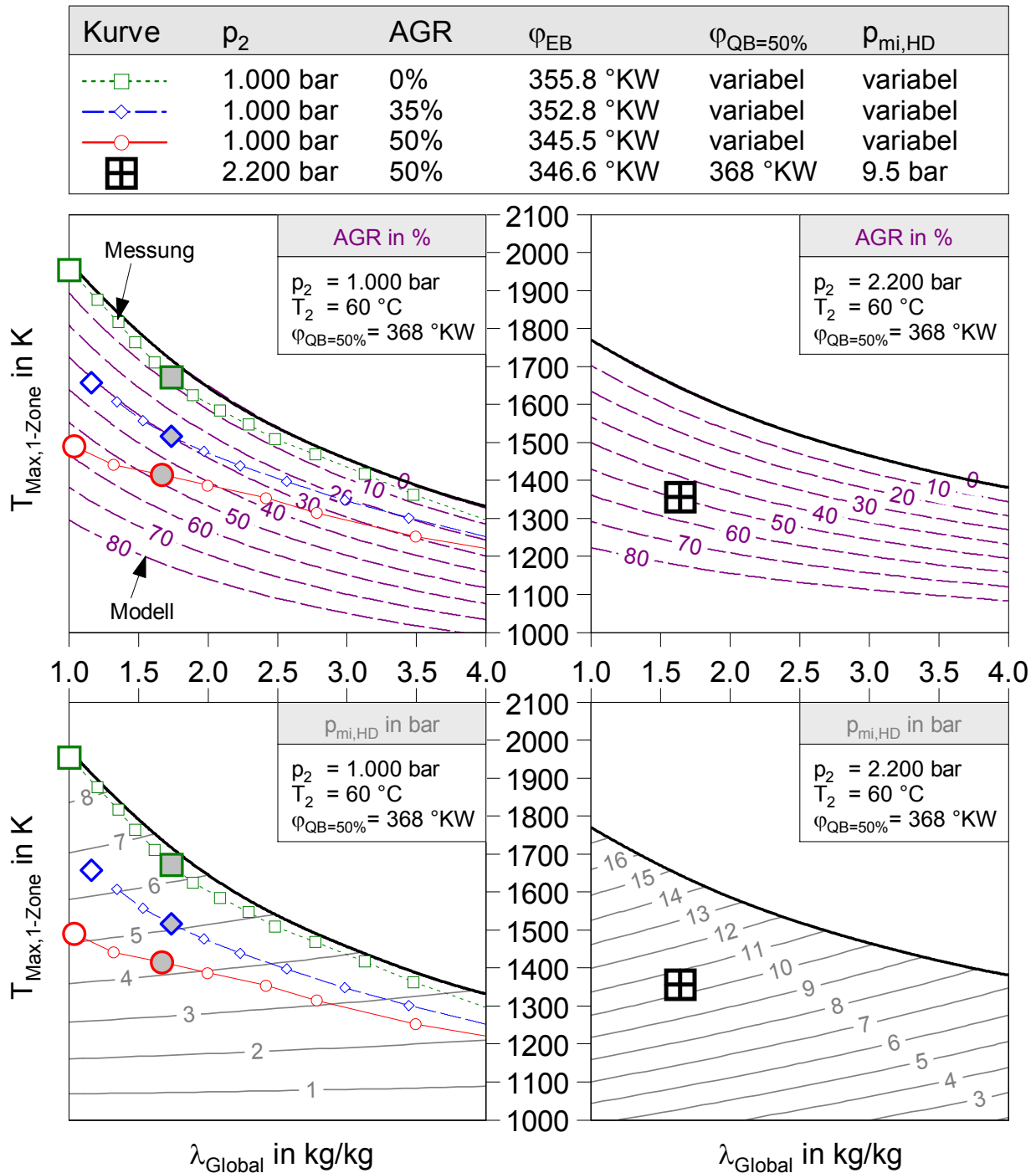


Abb. 57 Modellergebnisse für AGR und $p_{\text{mi,HD}}$

Abb. 58 zeigt die Modellergebnisse für die NO_x -Emission und den Sauerstoffmolenbruch der Frischladung $\chi_{\text{O}_2, \text{ES}}$. Beim Vergleich der Lage der Validierungspunkte mit den in **Abb. 34** und **Abb. 51** dargestellten Messergebnissen ist eine sehr gute Übereinstimmung zu erkennen. Ähnlich wie bei der Modellierung der NO_x -Emission mit der adiabaten Flammentemperatur $T_{\text{Lokal}, T\text{-Max}, \lambda=1}$ in **Abschnitt 5.1.1** wird in dem Modell des Motorbetriebsverhaltens der Spitzenwert der Massenmitteltemperatur als Eingangsgröße genutzt. Der zum Zeitpunkt $\varphi_{T\text{-Max}, 1\text{-Zone}}$ verfügbare Sauerstoffmolenbruch wird in diesem Modell allerdings nicht als Eingangsgröße benötigt, da er implizit durch die Modelleingangsparameter $T_{\text{Max}, 1\text{-Zone}}$, λ_{Global} , p_2 , T_2 , und $\varphi_{\text{QB}=50\%}$ abgebildet wird. Auffällig ist der sehr ähnliche Verlauf der Isolinien für den Sauerstoffmolenbruch und die NO_x -Emission. Die starke Abhängigkeit der NO_x -Emission von $\chi_{\text{O}_2, \text{ES}}$ wird hierdurch erneut offensichtlich. Weiterhin ist zu erkennen, dass die NO_x -Emission in der $\lambda_{\text{Global}}\text{-}T_{\text{Max}, 1\text{-Zone}}$ -Darstellung nur sehr wenig vom Ladedruck beeinflusst wird, und dass das Zielniveau von $\text{NO}_x \leq 0.2 \text{ g/kWh}$ stets bei Sauerstoffmolenbrüchen der Frischladung im Bereich von $12\% < \chi_{\text{O}_2, \text{ES}} < 14\%$ erreicht wird.

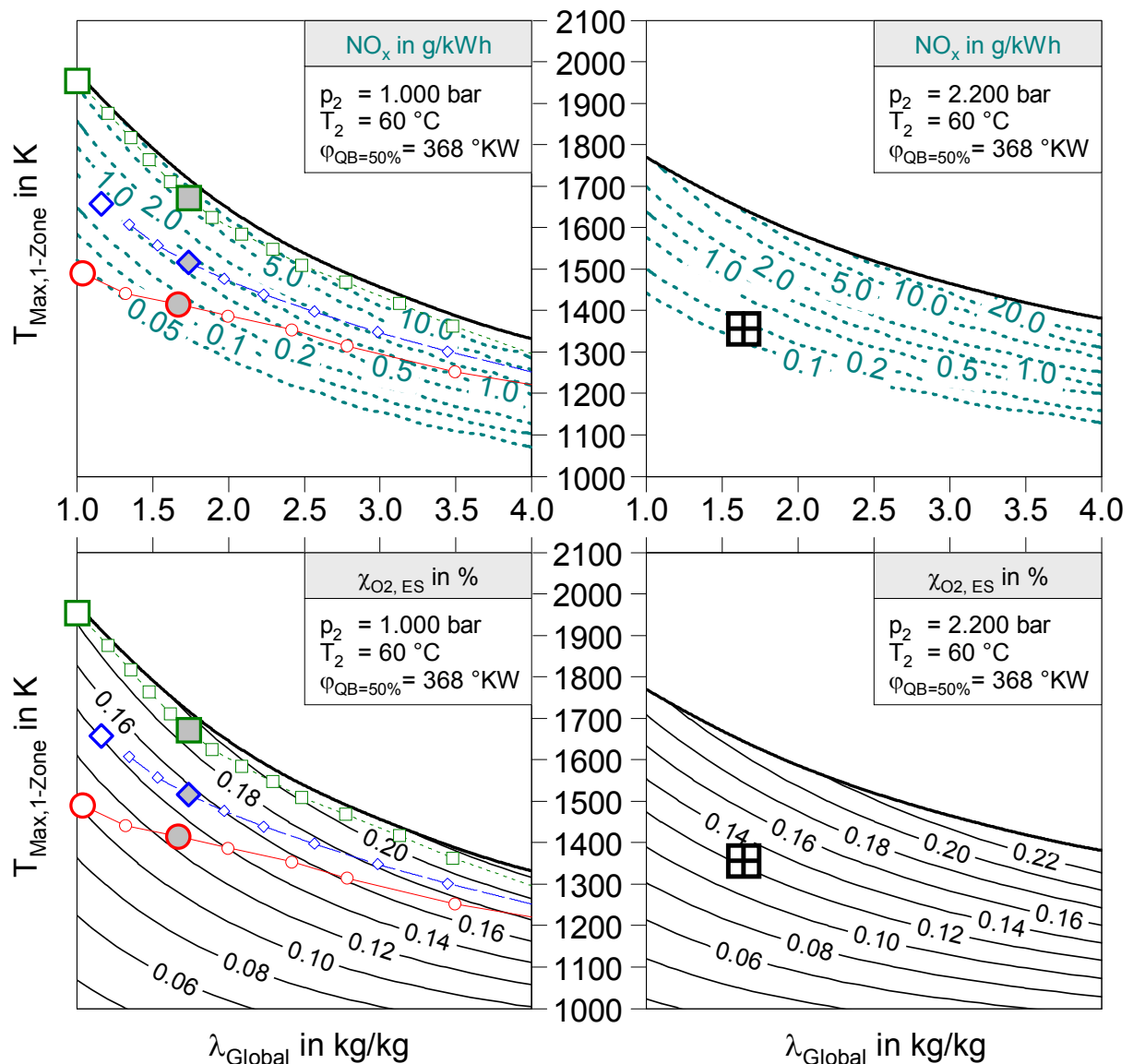


Abb. 58 Modellergebnisse für NO_x und $\chi_{\text{O}_2, \text{ES}}$

Abb. 59 zeigt eine Vergrößerung des betriebsrelevanten $\lambda_{\text{Global}}-T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Bereichs, in dem die niedrigen $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ -Werte von 12% bis 14% erreicht werden. Zusätzlich zu den $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ -Isolinien sind die Isolinie für AGR = 50% und die zwei Isolinien für $\text{NO}_x = 0.1 \text{ g/kWh}$ und $\text{NO}_x = 0.2 \text{ g/kWh}$ eingetragen. Es ist deutlich zu erkennen, dass bei konstanter AGR-Rate (hier 50%) der Sauerstoffmolenbruch im Ansauggas abnimmt, wenn das Verbrennungsluftverhältnis geringer wird. Der Grund hierfür ist die Abnahme des Sauerstoffgehalts in der AGR (eingezeichnet rechts). Weiterhin zeigt sich, dass die NO_x -Emission entlang der $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ -Isolinien in Richtung niedrigerer $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ -Werte abnimmt (eingezeichnet links)²⁴.

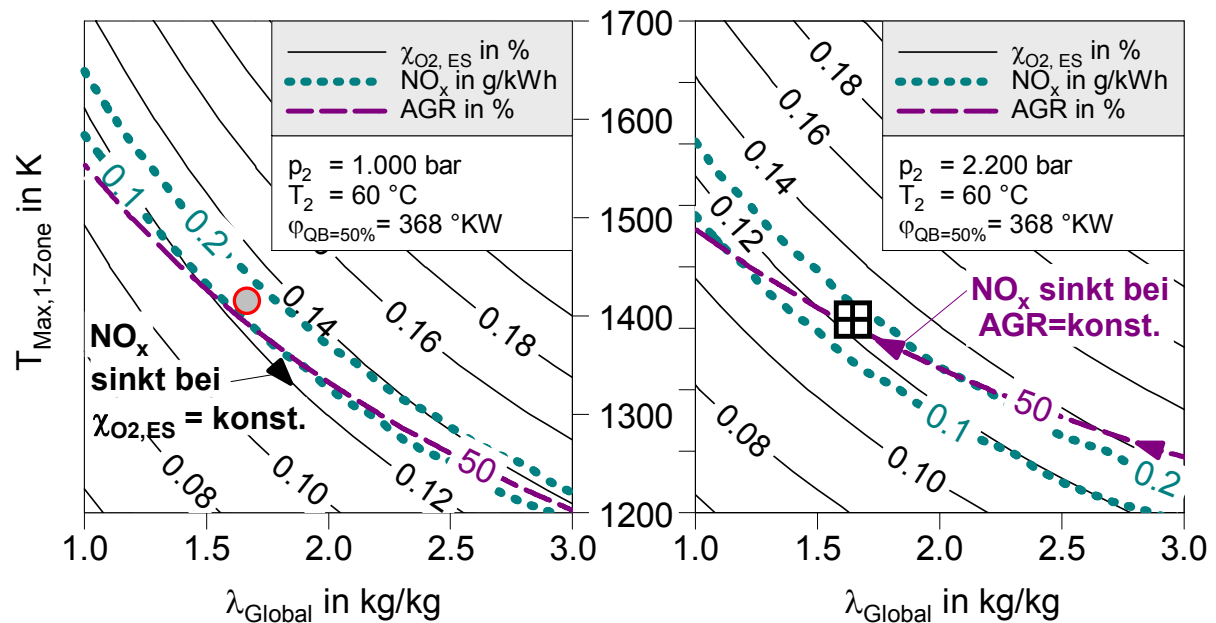


Abb. 59 Kombinationen von λ_{Global} , $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$, AGR-Rate und $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$ für den NO_x -freien Betrieb

Abb. 60 zeigt die Modellergebnisse für die CO- und HC-Emission. Die Validierung mit Hilfe der drei Lastvariationen bei $p_2 = 1.000 \text{ bar}$ und dem Messpunkt aus dem Lastanhebungsversuch mit $p_2 = 2.200 \text{ bar}$ zeigt eine gute quantitative Übereinstimmung zwischen dem Modell und den Messergebnissen. Es ist sowohl der Effekt einer höheren CO-Emission bei niedrigen Verbrennungsluftverhältnissen (Sauerstoffmangelbereich), als auch der Anstieg der CO- und HC-Emission im Bereich sehr niedriger Massenmitteltemperaturen zu sehen. Das Modell gibt auch das höhere CO- und HC-Emissionsniveau bei einer Verringerung des Ladedrucks und damit einer Verlängerung des Zündverzugs wieder. Dieser Effekt ist besonders stark bei der HC-Emission zu sehen, die sich beim Übergang von $p_2 = 2.200 \text{ bar}$ zu $p_2 = 1.000 \text{ bar}$ im relevanten Bereich unterhalb von $\lambda_{\text{Global}} = 2.0$ mehr als verdoppelt.

²⁴ Dieser Effekt einer sinkenden Ausgangstemperatur vor der chemischen Reaktion wird auch bei der Berechnung der adiabaten Flammentemperatur berücksichtigt (s. **Abschnitt 5.1.1**).

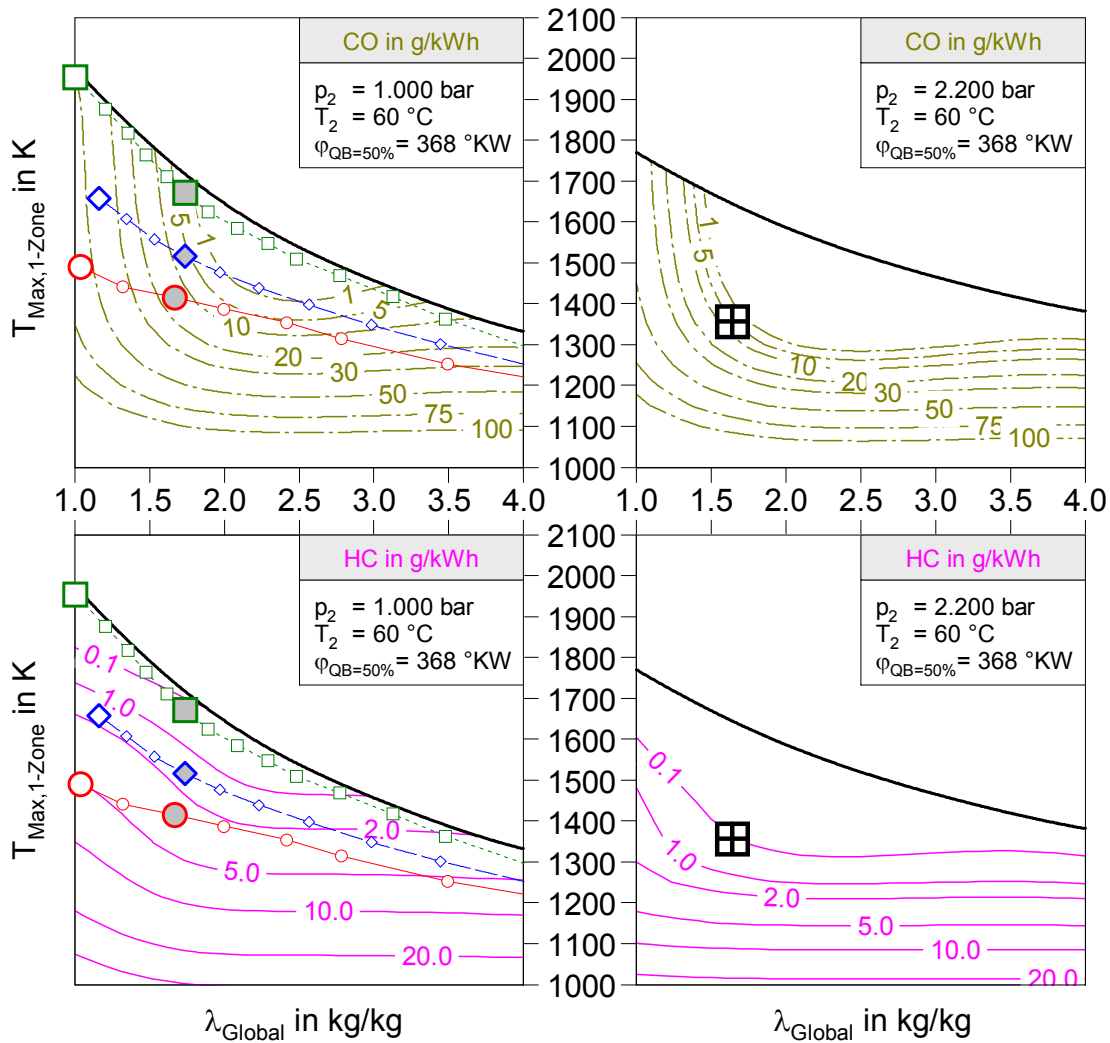


Abb. 60 Modellergebnisse für die CO- und HC-Emission

Die obere Bildreihe von **Abb. 61** zeigt die Modellergebnisse und die zur Validierung genutzten Messergebnisse für die Rußemission. In den Diagrammen der mittleren und unteren Bildreihe sind die Modellergebnisse und die Validierungsdaten für den absoluten Zündverzug τ_{HTO} und den relativen Zündverzug RZV dargestellt. Beim Vergleich der Modellergebnisse mit den Messdaten (s. auch **Abb. 50** und **Abb. 51**) zeigt sich eine gute Übereinstimmung sowohl für die Rußemission als auch für die Zündverzüge τ_{HTO} und RZV. Es ist zu erkennen, dass das Gebiet einer nennenswerten Rußemission mit Ruß > 0.05 g/kWh bei beiden Ladedrücken die Form einer Halbinsel in der λ_{Global} - $T_{Max,1-Zone}$ -Darstellung einnimmt. Auch in dieser Darstellung zeigt sich also, dass neben dem Absinken des Rußertrags bei hohen Luftverhältnissen auch eine untere und eine obere Temperaturgrenze existieren. Die Abbildung zeigt, wie sich das Rußgebiet bei höherem Ladedruck sowohl in Richtung höherer λ_{Global} -Werte, als auch in Richtung niedrigerer $T_{Max,1-Zone}$ -Werte ausbreitet. Passend dazu gibt das Modell auch die Verkürzung des absoluten und relativen Zündverzugs in Folge der Anhebung des Ladedrucks wieder (s. Zündverzugswerte in **Abb. 50** und **Abb. 51**).

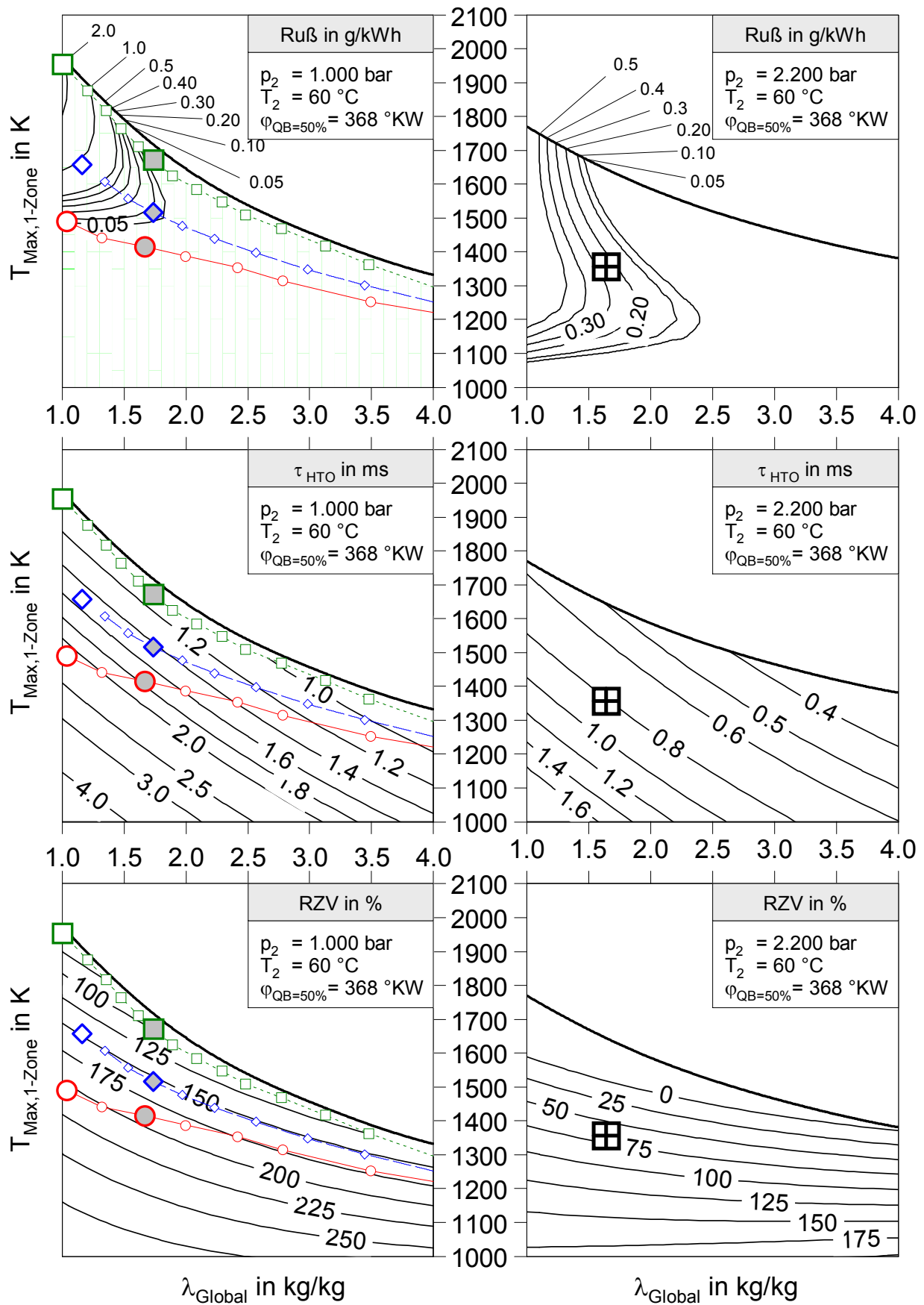


Abb. 61 Modellergebnisse für die Rußemission, den absoluten Zündverzug τ_{HTO} und den relativen Zündverzug RZV

Zum Eingrenzen der optimalen Werte von λ_{Global} , $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ und RZV, mit denen ein ruß- und NO_x -freier Motorbetrieb bei minimaler CO-Emission realisiert werden kann, stellt **Abb. 62** die entsprechenden Isolinien der vorab diskutierten Größen übereinandergelegt dar²⁵. Der Zielbereich für den optimalen Betrieb wird fortan als Schnittmenge der folgenden Teilflächen definiert (s. Pfeile in **Abb. 62**):

- die Fläche unterhalb der gepunkteten Isolinie für $\text{NO}_x = 0.2 \text{ g/kWh}$
- die Fläche unterhalb und rechts von der durchgezogenen Isolinie für Ruß = 0.05 g/kWh
- die Fläche oberhalb der strich-punktiierten Isolinie für $\text{CO} = 20 \text{ g/kWh}$
- die Fläche oberhalb der durchgezogenen Isolinie für $\text{HC} = 5 \text{ g/kWh}$

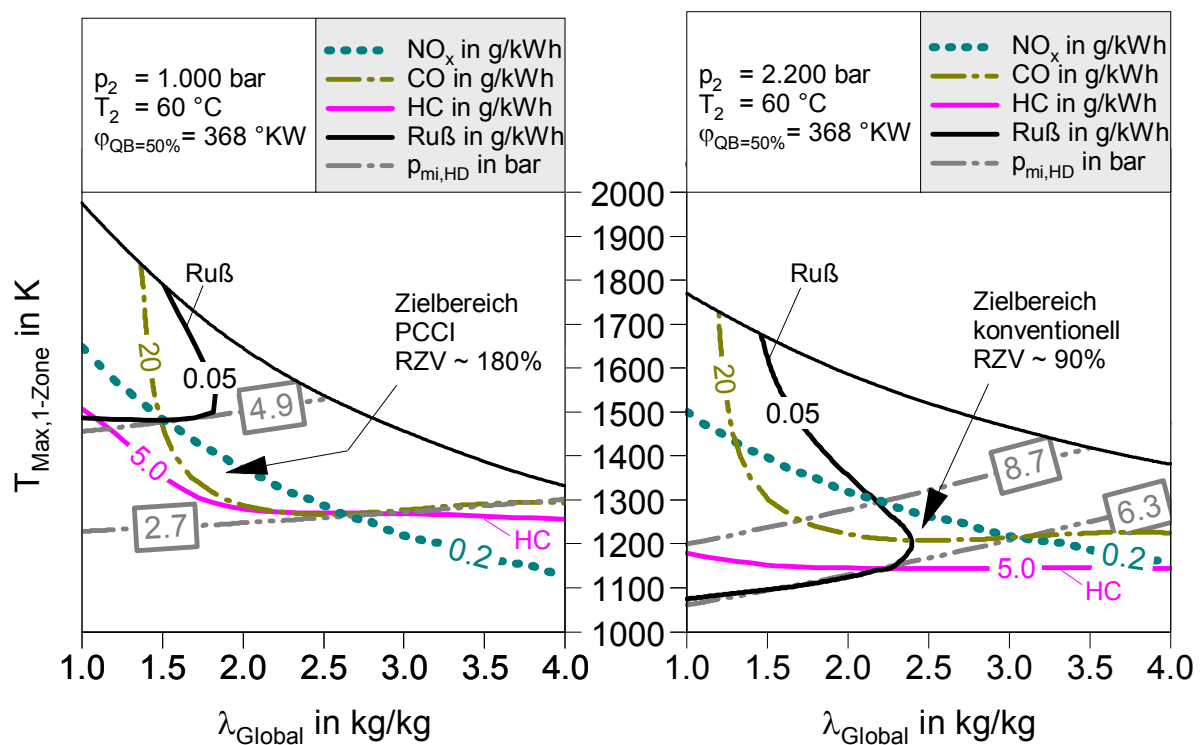


Abb. 62 Zielbereiche des Ruß- und NO_x -freien Motorbetriebs bei unterschiedlichen Ladedrücken

Im Fall des geringen Ladedrucks und des dadurch bedingten langen Zündverzugs ergibt sich ein relativ großer zulässiger Betriebsbereich. Der Bereich ist insbesondere deshalb größer als der zulässige Betriebsbereich bei hohem Ladedruck, weil die

²⁵ Zu Gunsten der Übersichtlichkeit wurde dabei auf die Darstellung der Isolinien für RZV verzichtet. In den Diagrammen sind lediglich die mittleren Werte von RZV in den Zielbereichen erwähnt (s. Pfeile).

Schnittmenge zwischen den NO_x -, CO- und HC-Isolinien nicht von dem Rußgebiet überdeckt wird. Bei $p_2 = 1.000$ bar wird in dem gesamten Bereich zwischen $\text{NO}_x \leq 0.2$ g/kWh, $\text{CO} \leq 20$ g/kWh und $\text{HC} \leq 5$ g/kWh keine Rußemission vorhergesagt. Das Zielgebiet befindet sich bezüglich der Temperatur $T_{\text{Max},1\text{-Zone}}$ vollständig unterhalb des Rußgebiets und wird deshalb fortan als „PCCI-Zielgebiet“ bezeichnet. Allerdings ist das PCCI-Zielgebiet auch deshalb größer als das konkurrierende Zielgebiet bei höherem Ladedruck, weil der zulässige Grenzwert für die HC-Emission mit $\text{HC} = 5$ g/kWh sehr hoch gewählt wurde. Im Fall des höheren Ladedrucks wird dieser Grenzwert nicht ausgeschöpft und eine Verschärfung des HC-Zielwerts wäre hier (anders als bei dem PCCI-Zielgebiet) ohne eine Verkleinerung des Zielgebiets möglich. Das Zielgebiet umfasst aufgrund des geringen Ladedrucks von $p_2 = 1.000$ bar einen Lastbereich von $p_{\text{mi,HD}} = 2.7$ bar bis $p_{\text{mi,HD}} = 4.9$ bar und liegt im Mittel bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda_{\text{Global}} = 2.0$.

Im Fall des höheren Ladedrucks liegt das Zielgebiet rechts vom Rußgebiet, d.h. bei relativ hohen Verbrennungsluftverhältnissen. Der hier genutzte Mechanismus für die geringe Rußemission ist stärker als beim oben genannten PCCI-Zielbereich die vollständige Oxidation des gebildeten Rußes. Deshalb kann dieses Gebiet als Zielbereich der konventionellen ruß- und NO_x -freien Verbrennung bezeichnet werden. Das „konventionelle Zielgebiet“ umfasst aufgrund des hohen Ladedrucks von $p_2 = 2.200$ bar einen Lastbereich von $p_{\text{mi,HD}} = 6.3$ bar bis $p_{\text{mi,HD}} = 8.7$ bar und liegt im Mittel bei einem Verbrennungsluftverhältnis von $\lambda_{\text{Global}} = 2.6$.

Der Unterschied im mittleren Verbrennungsluftverhältnis zwischen dem PCCI-Zielbereich und dem konventionellen Zielbereich verdeutlicht, dass mit Hilfe der längeren Zündverzüge (PCCI-Brennverfahren) eine um ca. 30% höhere spezifische Leistungsausbeute bei ruß- und NO_x -freiem Betrieb erzielt werden kann. In den folgenden Abschnitten soll daher geklärt werden, ob das hier aufgezeigte PCCI-Betriebsverhalten bezüglich NO_x , Ruß und CO auch auf höhere Lastpunkte übertragbar ist, wenn geeignete Maßnahmen zum Aufrechterhalten des relativen Zündverzugs von $\text{RZV} \approx 180\%$ ergriffen werden. Es soll deshalb zunächst überprüft werden, welche Maßnahmen zur Kompensation der Zündverzugsverkürzung bei höherem Ladedruck in Betracht kommen, und in welcher Auslegung diese gegebenenfalls angewendet werden können.

5.4 Zündverzugsmodell für Dieselkraftstoff

Um Maßnahmen zur Kompensation der Zündverzugsverkürzung bei steigendem Ladedruck ableiten zu können, wird zunächst ein Modell für den Zündverzug τ_{HTO} von Dieselkraftstoff erstellt. Dieses Modell soll in Anlehnung an die reaktionskinetischen Einflüsse auf den Zündverzug als Eingangsparameter die Größen Druck, Temperatur und Ladungszusammensetzung berücksichtigen. Deshalb werden als Eingangsgrößen die über das Zündverzugsintervall gemittelten Bedingungen bezüglich Druck ($p_{\text{m},\tau_{\text{HTO}}}$), Temperatur ($T_{\text{m},\tau_{\text{HTO}}}$) und Sauerstoffmolenbruch ($\chi_{\text{O}_2,\text{ES}}$) im Brennraumgas gewählt. Für die Berechnungsmethode und Definition dieser Größen wird auf **Abschnitt 4.2.3** verwiesen. Die Ein- und Ausgangsparameter des Modells sind in **Abb. 63** dargestellt.

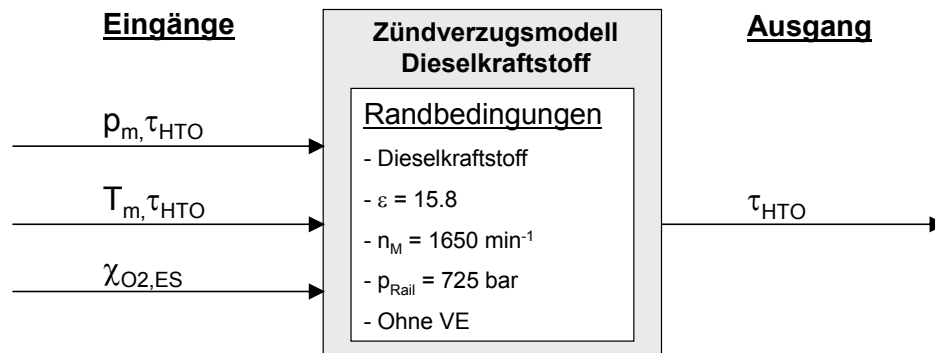


Abb. 63 Ein- und Ausgangsparameter des Zündverzugsmodells

Zum Anlernen der Modellkoeffizienten werden dieselben Messpunkte wie beim Modell des Motorbetriebsverhaltens im vorigen Abschnitt verwendet. Die Variationsbreite der Ein- und Ausgangsparameter des Zündverzugsmodells zeigt **Tabelle 10**:

Tabelle 10 Variationsbreite der Ein- und Ausgangsparameter des Zündverzugsmodells

Eingang	Bereich
p_m, τ_{HTO} in bar	16 – 88
T_m, τ_{HTO} in K	760 – 925
$\chi_{O_2,ES}$ in %	7.2 – 20.6

Ausgang	Bereich
τ_{HTO} in ms	0.6 – 2.7

Bei der Modellbildung wurde ein Polynomansatz verwendet. Die Angaben zu dem verwendeten Polynom und zu dem erzielten Bestimmtheitsmaß R^2 sind in **Tabelle 11** zusammengefasst:

Tabelle 11 Zündverzugsmodell für Dieselkraftstoff: Ordnung der Polynome, Ordnung der gemischten Terme und erzieltes Bestimmtheitsmaß R^2

Modell	Ordnung des Polynoms	Ordnung der gemischten Terme	R^2
τ_{HTO}	3-5-3	1	0.949

Zur Veranschaulichung der Ergebnisse des Modells zeigt **Abb. 64** sechs Schnitte durch den Eingangsparameterraum, bei denen abwechselnd jeweils eine der drei Eingangsgrößen konstant gehalten wird.

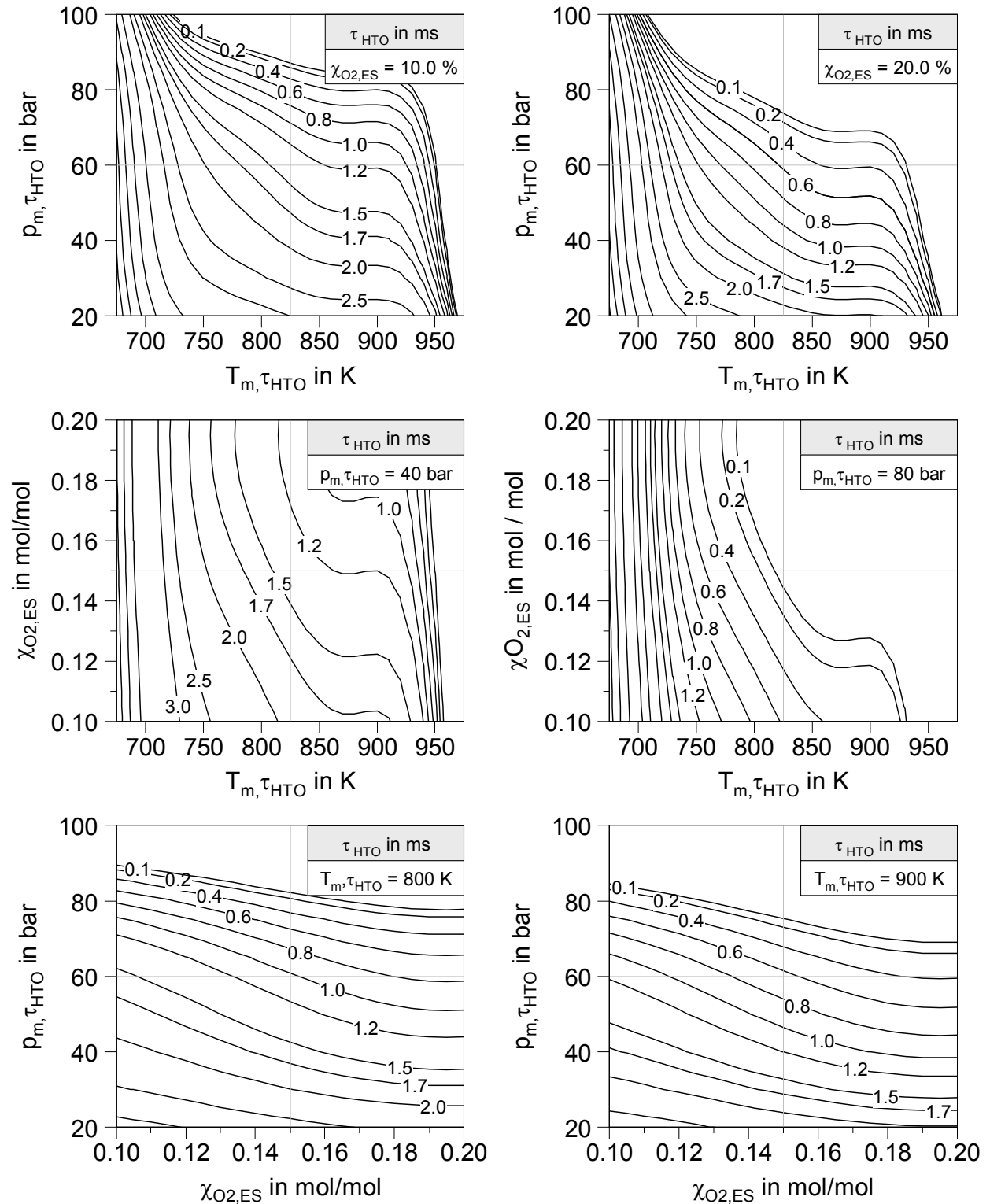


Abb. 64 Ergebnisse des Zündverzugsmodells

Bei der Betrachtung der Diagramme in **Abb. 64** können die folgenden Beobachtungen gemacht werden:

- Das Modell gibt die erwartete Verkürzung des Zündverzugs bei steigender Temperatur, steigendem Druck und steigendem Sauerstoffmolenbruch korrekt wieder.
- Der dargestellte Parameterbereich deckt die für heutige Pkw-Dieselmotoren relevanten Betriebsbedingungen ab. Innerhalb dieses Bereichs
 - verkürzt sich der Zündverzug τ_{HTO} im Mittel um etwa 0.7 ms, wenn der Sauerstoffmolenbruch $\chi_{\text{O}_2, \text{ES}}$ von 10% auf 20% angehoben wird,
 - verkürzt sich der Zündverzug τ_{HTO} im Mittel um etwa 1.3 ms, wenn der Druck $p_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}}$ von 40 bar auf 80 bar angehoben wird (im betrachteten Parameterbereich übt der Druck demnach einen sehr starken Einfluss auf den Zündverzug aus),
 - verkürzt sich der Zündverzug τ_{HTO} im Mittel um etwa 0.4 ms, wenn die Temperatur $T_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}}$ von 800 K auf 900 K angehoben wird.
- Es ist zu erkennen, dass sich der Sauerstoffmolenbruch und der Druck im betrachteten Bereich näherungsweise linear auf den Zündverzug auswirken, während die Temperatur ein stark nicht-lineares Verhalten aufweist. In Richtung sehr niedriger und sehr hoher Temperaturen ist eine starke Verdichtung der Isolinien zu sehen.
- Im Temperaturbereich zwischen 850°C und 950°C ist der aus der Arrhenius-Darstellung bekannte negative (bzw. nur geringfügig positive) Temperaturkoeffizient zu sehen.

Mit Hilfe von **Abb. 65** kann der Einfluss des Sauerstoffmolenbruchs im Zündverzugsmodell validiert werden. Hierzu sind zwei Schnitte im Eingangsparameterraum für konstanten Druck dargestellt. Es sind die beiden Drücke $p_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}} = 35$ bar und $p_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}} = 40$ bar gewählt, um erneut Validierungen mit den Messungen aus **Abb. 51** vornehmen zu können. Im linken Diagramm ist die Lastvariation bei AGR = 50% eingetragen, da hier mit guter Näherung ein konstanter Druck von $p_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}} = 35$ bar während des Zündverzugs herrscht. Im rechten Diagramm konnte sowohl die Lastvariation bei AGR = 0%, als auch die Lastvariation bei AGR = 35% eingetragen werden, da bei beiden ein Druck von $p_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}} = 40$ bar näherungsweise zutrifft. Beim Vergleich mit den in **Abb. 51** dargestellten Messwerten zeigt das Modell eine gute Übereinstimmung.

Die in **Abb. 65** zu erkennende Verschiebung der Messwerte für $T_{\text{m}, \tau_{\text{HTO}}}$ mit zunehmender Last kann folgendermaßen erklärt werden: Bei den Lastvariationen mit AGR = 35% und AGR = 50% kommt es aufgrund des zunehmenden Zündverzugs und der zunehmenden Einspritzmenge zu einer immer stärkeren Auswirkung der Verdampfungskühlung während des Zündverzugsintervalls. Diese überwiegt den leichten Anstieg der Kompressionsendtemperatur mit steigender Last (s. **Abschnitt**

4.2.1 für die Annahme bei der Wandtemperaturmodellierung). Im Fall von AGR = 0% bleibt der Zündverzug auch bei steigender Last kurz, so dass sich die Verdampfungskühlung mit der positiven Wärmefreisetzung der Verbrennung überlagert und keine Absenkung von T_m, τ_{HTO} zur Folge hat.

Kurve	p_2	T_2	AGR	$p_{mi,HD}$	λ_{Global}	Φ_{EB}	$\Phi_{QB=50\%}$
---□---□---	1.000 bar	60 °C	0%	variabel	variabel	355.8 °KW	variabel
---◇---◇---	1.000 bar	60 °C	35%	variabel	variabel	352.8 °KW	variabel
---○---○---	1.000 bar	60 °C	50%	variabel	variabel	345.5 °KW	variabel

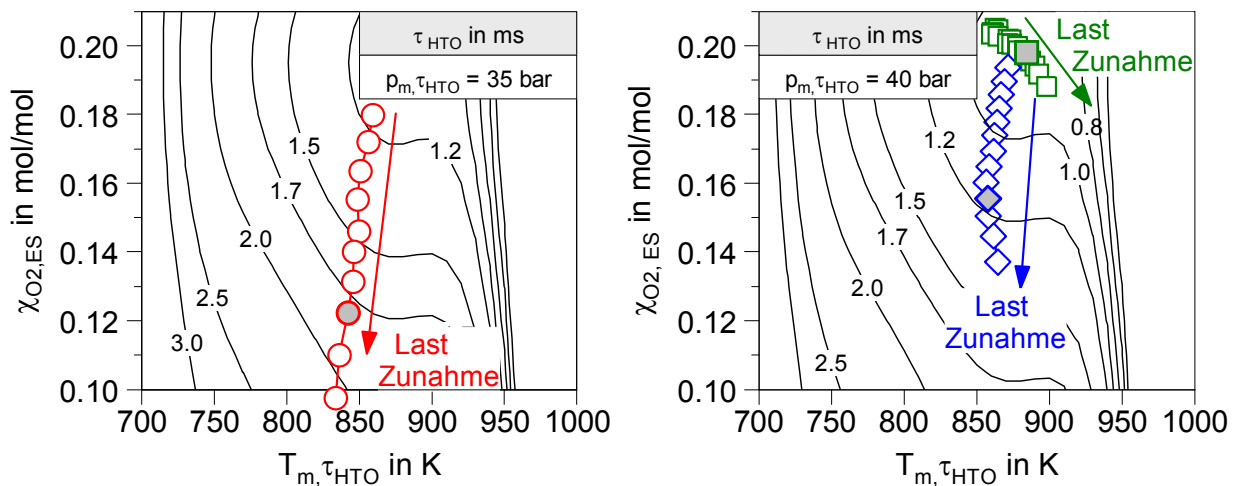


Abb. 65 Validierung des Zündverzugsmodells bezüglich des Einflüsse von T_m, τ_{HTO} und $\chi_{O_2,ES}$

Mit Hilfe von **Abb. 66** können die Einflüsse der Temperatur und des Drucks im Zündverzugsmodell validiert werden:

- Im linken Diagramm sind Messungen, die bei einem Sauerstoffmolenbruch von $\chi_{O_2,ES} = 12\%$ erfolgt sind, eingetragen. Zur Validierung des Druckeinflusses ist hier die Messreihe des Lastanhebungsversuchs bei AGR = 50% und $\lambda_{Global} = 1.65$ dargestellt. Zur Validierung des Temperatureinflusses sind zwei einzelne Messpunkte dargestellt, bei denen es sich um die Punkte mit $p_{mi,HD} = 4.0$ bar aus den Lastvariationen bei $T_2 = 30^\circ C$ und $T_2 = 80^\circ C$ handelt (s. auch **Abb. 46** und **Abb. 47**).
- Das rechte Diagramm gilt für einen Sauerstoffmolenbruch von $\chi_{O_2,ES} = 20\%$. Hier ist zur Validierung eine Messreihe für AGR = 0% eingetragen, die näherungsweise der Randbedingung $\chi_{O_2,ES} = 20\%$ entspricht. Es handelt sich um die zuvor diskutierte Lastvariation bei $p_2 = 1.000$ bar und AGR = 0% (s. **Abb. 50** und **Abb. 51**).

Sowohl bei dem niedrigen, als auch bei dem hohen Sauerstoffmolenbruch zeigt sich, dass das Modell die Abhängigkeit des Zündverzugs von der Temperatur $T_{m,\tau_{HTO}}$ und vom Druck $p_{m,\tau_{HTO}}$ korrekt wiedergibt.

Kurve	p_2	T_2	AGR	$p_{mi,HD}$	λ_{Global}	Φ_{EB}	$\Phi_{QB=50\%}$
○ ⊕ □ ⊕ ⊕	vari.	60 °C	50%	variabel	1.65	variabel	368 °KW
▽	1.000 bar	30 °C	50%	4.0 bar	1.65	342.5 °KW	368 °KW
△	1.000 bar	80 °C	50%	4.0 bar	1.65	345.0 °KW	368 °KW
--- □ --- □	1.000 bar	60 °C	0%	variabel	variabel	355.8 °KW	variabel

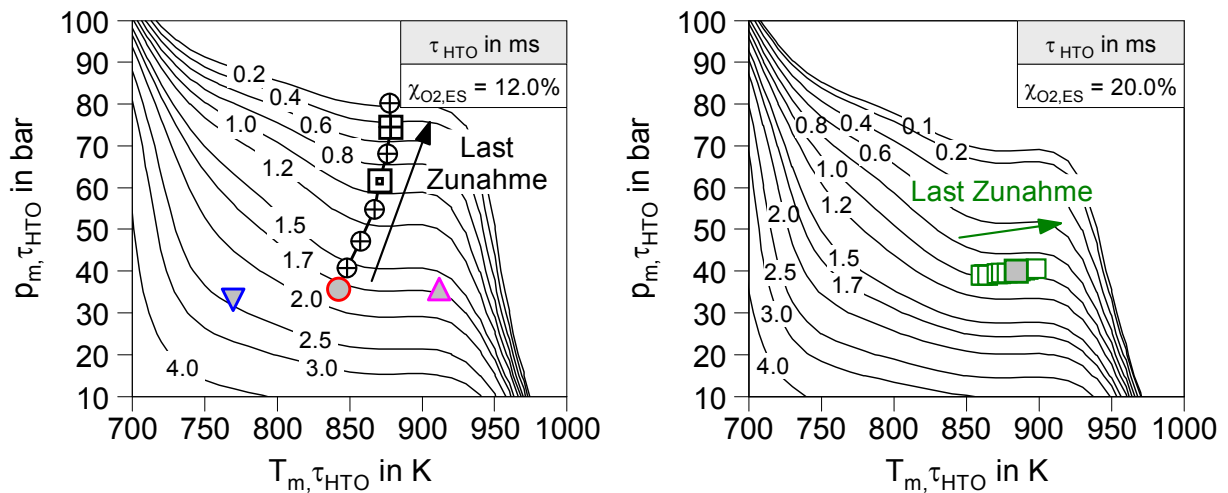


Abb. 66 Validierung des Zündverzugsmodells bezüglich der Einflüsse von $T_{m,\tau_{HTO}}$ und $p_{m,\tau_{HTO}}$

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird mit dem soeben beschriebenen Zündverzugsmodell überprüft, inwiefern eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses angewendet werden kann, um die Verkürzung des Zündverzugs bei höheren Ladedrücken zu kompensieren.

5.5 Anhebung der Lastgrenze durch Absenkung des Verdichtungsverhältnisses

5.5.1 Simulation

Unter Verwendung der in **Abschnitt 5.3** abgeleiteten Zielwerte für die AGR-Rate und das Verbrennungsluftverhältnis werden in diesem Abschnitt zwei Motorbetriebszustände mit abgesenktem geometrischen Verdichtungsverhältnis simuliert. Hierbei werden feste Werte für die Last $p_{mi,HD}$ und das Verdichtungsverhältnis ε , ebenso wie ein normierter, PCCI-typischer Brennverlauf als Eingangsparameter für die Simulation angenommen. Für die Simulation wird das in **Abschnitt 4.2.1** beschriebene Programm zur nulldimensionalen Hochdruckprozessrechnung verwendet.

Anschließend wird anhand des Ergebnisses der Simulation und unter Verwendung des Diesel-Zündverzugsmodells überprüft, ob der für die PCCI-Verbrennung erforderliche relative Zündverzug von $RZV = 180\%$ bei der Prozessführung hätte erreicht werden können. Hierbei ist es wichtig zu erwähnen, dass die Annahme des PCCI-typischen, normierten Brennverlaufs bei dieser Vorgehensweise nur nachträglich bestätigt oder widerlegt werden kann, je nachdem, ob das gewünschte relative Zündverzugsniveau erreicht wird oder nicht. Wird das Zündverzugsniveau nicht erreicht, so liegt ein Simulationsergebnis für einen fiktiven Brennverlauf vor, der so mit Dieselkraftstoff nicht erreicht werden kann.

Als Ausgangsbasis für die Diskussion der Simulationsergebnisse zeigt **Abb. 67** zunächst die Temperatur- und Druckzustände während der Verdichtung, Verbrennung und ungefeuerten Expansion von drei Messpunkten aus dem Lastanhebungsversuch mit $AGR = 50\%$, $\lambda_{Global} = 1.65$ und $\chi_{O_2,ES} = 12\%$. Anhand dieser Kurven kann das Zustandekommen der für den Zündverzug ausschlaggebenden Werte für $T_{m,\tau_{HTO}}$ und $p_{m,\tau_{HTO}}$ nachvollzogen werden.

Die Prozessbedingungen zwischen dem Einspritzbeginn und dem Beginn der Hochtemperaturoxidation ($\Rightarrow \tau_{HTO}$) sind auf den Verbrennungskurven „fett“ eingezeichnet. Diese s-förmigen Kurvenabschnitte unterscheiden sich für die drei Verbrennungsfälle insofern, als dass der lange Zündverzug im Fall $p_{mi,HD} = 4.0$ bar zu einem geringfügig früheren Beginn des Kurvenabschnitts auf der Verdichtungskurve und anschließend zu einer wesentlich stärkeren Sichtbarkeit der Verdampfungskühlung durch die Einspritzung sowie der Temperaturanhebung durch die Kalte-Flamme-Verbrennung führt.

Um nun zu überprüfen, inwiefern eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zu längeren Zündverzügen führt, wird eine Hochdruckprozessrechnung durchgeführt. Für die Validierung der Hochdruckprozessrechnung wird auf **ANHANG VI** verwiesen. Hier wird ein Vergleich zwischen der Simulation und der Messung für die in **Abb. 52** gezeigten Druckverläufe durchgeführt.

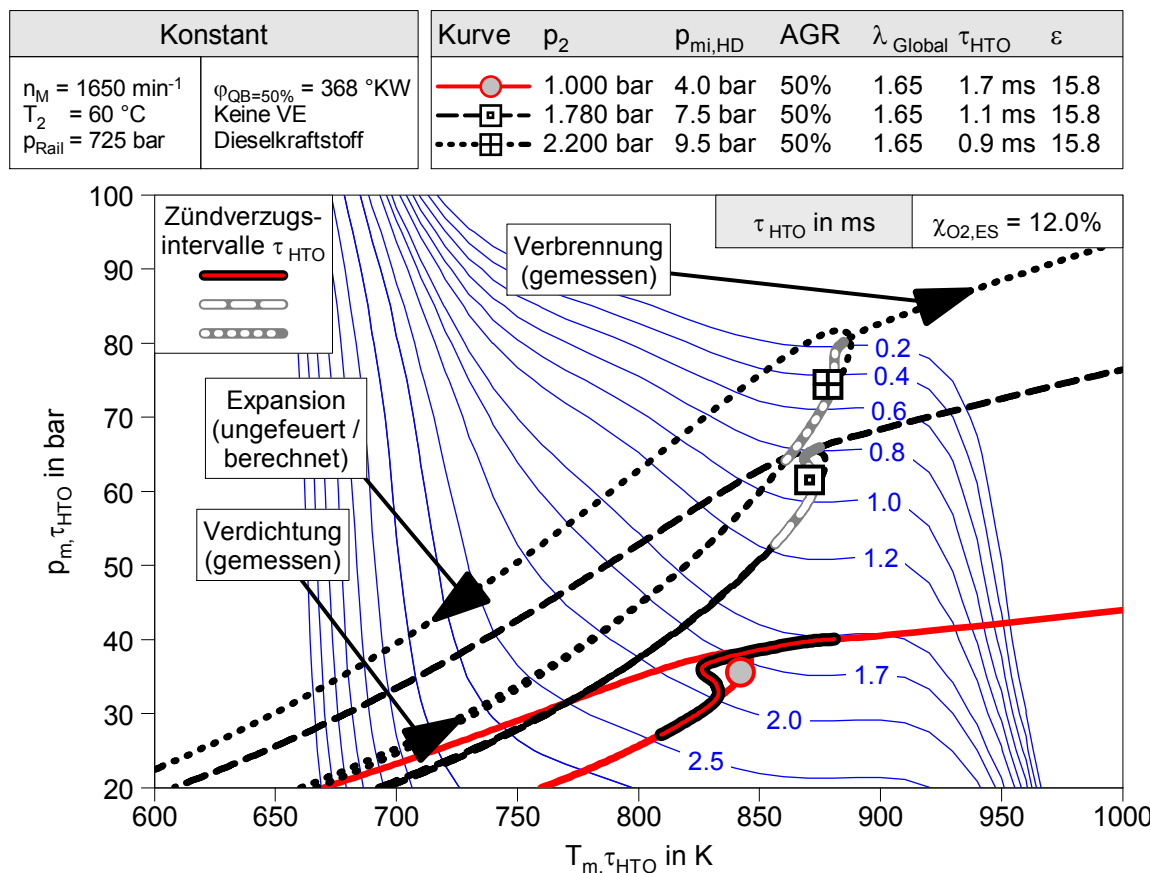


Abb. 67 Darstellung des Brennraumdrucks über der Massenmitteltemperatur (Messungen)

Bei der Hochdruckprozessrechnung wird folgendermaßen vorgegangen:

- Es werden die Ansaugtemperatur und die Ladungszusammensetzung der in **Abb. 67** dargestellten Betriebspunkte mit $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$ und $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$ einer Hochdruckprozessrechnung als Startwerte vorgegeben.
- Für die Wärmefreisetzung wird der Brennverlauf des gemessenen Falls mit $p_{mi,HD} = 4.0 \text{ bar}$ in Y-Richtung skaliert, so dass sich die gewünschten Motorlasten von $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$ und $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$ einstellen.
- Der Betriebspunkt mit $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$ wird versuchsshalber mit $\varepsilon = 13.0$ und der Betriebspunkt mit $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$ mit $\varepsilon = 10.0$ berechnet.
- Der Ladedruck der Referenzpunkte wird lediglich als Startwert vorgegeben, da er in Abhängigkeit der für die Lasterreichung benötigten Kraftstoffmenge geringfügig mitskaliert werden muss. Bei abgesenktem Verdichtungsverhältnis sinkt der thermische Wirkungsgrad, wodurch im Fall einer konstanten Ziellast ein geringfügig höherer Kraftstoffmengenbedarf entsteht²⁶.

²⁶ Diese Aussage gilt so allg. nur für die Prozesssimulation, bei der eine vollständige Umsetzung der Kraftstoffmasse angenommen wird (Quereinflüsse durch HC- und CO-Emission nicht berücksichtigt).

In **Abb. 68** sind die Ergebnisse der Hochdruckprozessrechnungen dargestellt. Neben den idealtypischen, skalierten PCCI-Brennverläufen ist hier der Einfluss der Verdichtungsverhältnisabsenkung auf die Verdichtungstemperaturkurve gut zu erkennen. Die Absenkung der Verdichtungstemperaturkurve im zündverzugsrelevanten Kurbelwinkelabschnitt beträgt beim Übergang von $\epsilon = 15.8$ zu $\epsilon = 10.0$ ca. $\Delta T = 100$ K.

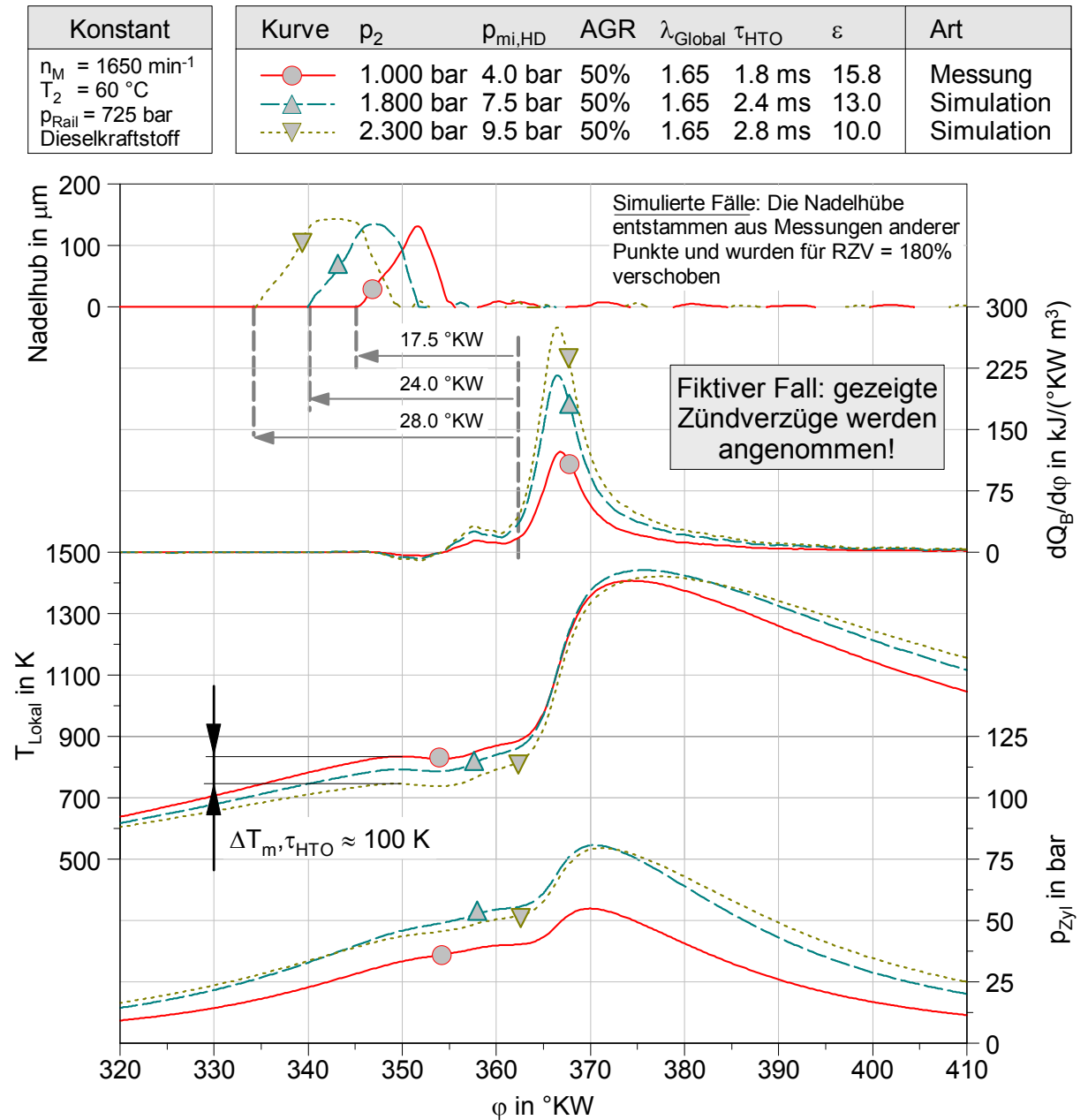


Abb. 68 Simulationsergebnis für zwei fiktive PCCI-Verbrennungsfälle mit $\epsilon = 13.0$ und $\epsilon = 10.0$ im Vergleich zu $\epsilon = 15.8$

Die Zylinderdruckkurven zeigen die Überlagerung des Effekts der Verdichtungsverhältnisabsenkung mit dem Effekt der für die Lastanhebung bei $AGR = 50\%$ und $\lambda_{Global} = 1.65$ notwendigen Ladedruckanhebung. Diese Überlagerung führt interessanterweise dazu, dass sich die drei Kurven bezüglich des Drucks im zündverzugsrelevanten Kurbelwinkelabschnitt nicht in der Reihenfolge der Last bzw. der Verdichtungsverhältniswerte staffeln. Die Ursache hierfür liegt gemäß der Isentropengleichung $p_{ZOT} = p_2 \cdot \varepsilon^\kappa$ darin, dass der Ladedruck einen linearen Einfluss auf den Verdichtungsdruck und das Verdichtungsverhältnis einen exponentiellen Einfluss auf den Verdichtungsdruck ausübt.

In **Tabelle 12** werden die Verdichtungsdrücke der drei Fälle überschlägig mit der Isentropengleichung berechnet, wodurch der Effekt bei der Staffelung der Druckkurven in **Abb. 68** bestätigt wird.

Tabelle 12 Plausibilisierung der Verdichtungsdrücke in **Abb. 68**

p_2	ε	κ	P_{ZOT}
in bar	in -	in -	in bar
1.000	15.8	1.35	41.5
1.800	13.0	1.35	57.4
2.300	10.0	1.35	51.5

Die in **Abb. 68** dargestellten Nadelhubverläufe sind nur zur Illustration der zu erwartenden Einspritzdauern und der erforderlichen Einspritzbeginne zum Erreichen des relativen Zündverzugs von $RZV = 180\%$ aufgetragen. Die Nadelhubverläufe wurden aus anderen Messdaten übernommen und passend auf der Kurbelwinkelachse verschoben. **Abb. 69** zeigt, wie die zu erwartenden Einspritzdauern in Abhängigkeit der Last berechnet wurden. Für die Lastvariation bei $p_2 = 1.000$ bar und $AGR = 0\%$ wurden die Einspritzmengen und die anhand der Nadelhubsignale gemessenen Einspritzdauern über $p_{mi,HD}$ aufgetragen. Ohne Berücksichtigung der zwei höchsten Lastpunkte (Sauerstoffmangelbereich) ergab sich eine lineare Trendlinie für die Abhängigkeit der Einspritzdauer von der Last. Für die Lastzustände $p_{mi,HD} = 7.5$ bar und $p_{mi,HD} = 9.5$ bar wurde so der für $RZV = 180\%$ erforderliche absolute Zündverzug τ_{HTO} und die Vorlagerung der Einspritzbeginne (s. **Abb. 68**) berechnet.

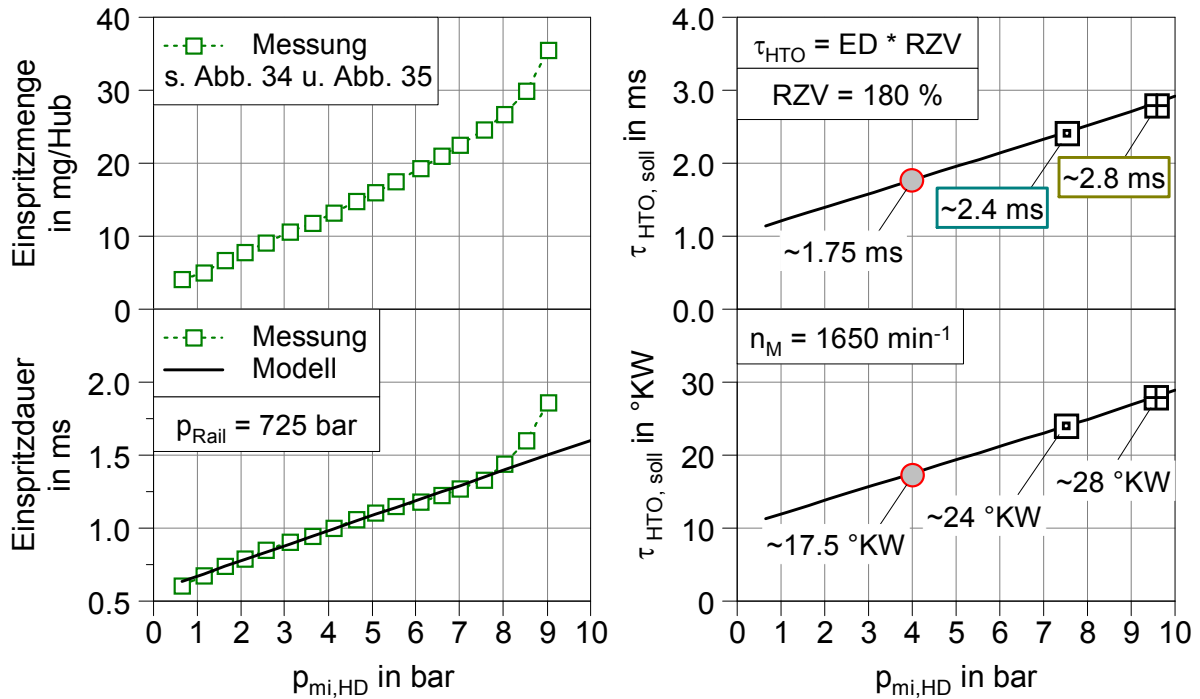


Abb. 69 Abschätzung des erforderlichen absoluten Zündverzugs τ_{HTO} bei steigender Einspritzmenge und $RZV = 180\%$

Abb. 70 zeigt die Simulationsergebnisse für die Verdichtungsverhältnisabsenkung in der Darstellung des Zylinderdruckverlaufs über dem Massenmitteltemperaturverlauf. Beim Vergleich mit den Isolinien des Zündverzugsmodells zeigt sich, dass die in der Legende dargestellten Sollwerte des Zündverzugs von $\tau_{HTO} = 2.4 \text{ ms}$ bei $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$ und $\tau_{HTO} = 2.8 \text{ ms}$ bei $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$ nicht erreicht werden. Laut dem Zündverzugsmodell würde in Realität bei den Ansaugbedingungen und dem Verdichtungsverhältnis des Punkts mit $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$ nur ein Zündverzug von $\tau_{HTO} = 1.7 \text{ ms}$ ($RZV = 128\%$) und bei Bedingungen des Punkts mit $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$ nur ein Zündverzug von $\tau_{HTO} = 2.3 \text{ ms}$ ($RZV = 148\%$) vorliegen.

Anhand der Simulationsergebnisse kann die folgende Schlussfolgerung über die PCCI-Lastgrenze bei Verwendung von Dieselkraftstoff gezogen werden:

- Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13.0$ liegt die Lastgrenze unterhalb von $p_{mi,HD} = 7.5 \text{ bar}$.
- Bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10.0$ liegt die Lastgrenze unterhalb von $p_{mi,HD} = 9.5 \text{ bar}$.

Konstant	Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	AGR	λ_{Global}	τ_{HTO}	ε	Art
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	—○—	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	1.7 ms	15.8	Messung
$T_2 = 60 \text{ °C}$	—□—	1.785 bar	7.5 bar	50%	1.65	0.9 ms	15.8	Messung
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	—△—	1.785 bar	7.5 bar	50%	1.65	2.4 ms	13.0	Simulation
$\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ °KW}$	—▣—	2.200 bar	9.5 bar	50%	1.65	0.7 ms	15.8	Messung
Keine VE	—▽—	2.200 bar	9.5 bar	50%	1.65	2.8 ms	10.0	Simulation
Dieselmotorkraftstoff								

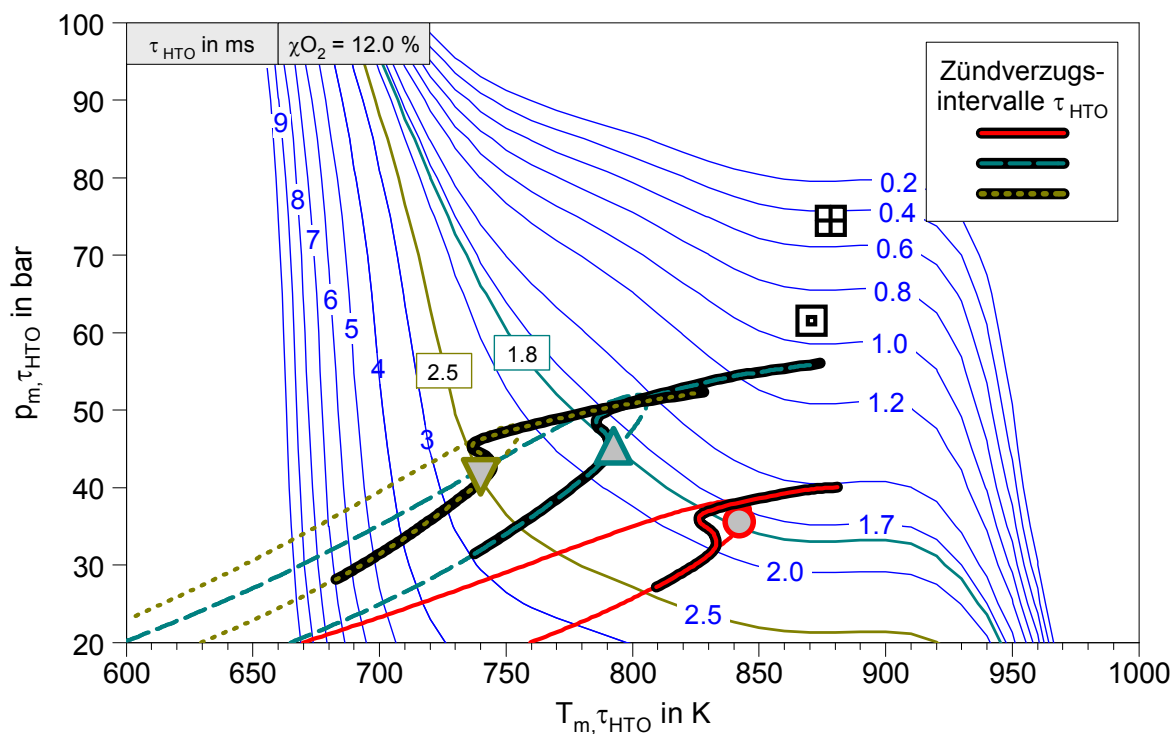


Abb. 70 Darstellung des Zylinderdrucks über der Massenmitteltemperatur für die Verbrennungsfälle mit $\varepsilon = 15.8$ (Messung), $\varepsilon = 13.0$ (Simulation) und $\varepsilon = 10.0$ (Simulation)

Mit Hilfe der hier vorgestellten Simulationemethode könnten in einer iterativen Vorgehensweise die PCCI-Lastgrenzen bei $\varepsilon = 13.0$ und $\varepsilon = 10.0$ herausgefunden werden. Bei der Absenkung der Zielwerte für $p_{mi,HD}$ würde über den niedrigeren erforderlichen Ladedruck ein längerer Zündverzugs erreichbar sein und gleichzeitig durch die kürzere Einspritzdauer bei niedrigerer Last der erforderliche absolute Zündverzugs sinken. Auf diese Weise würde in einem iterativen Vorgehen relativ schnell eine Lösung für die Lastgrenzen bei $\varepsilon = 13.0$ und $\varepsilon = 10.0$ gefunden werden.

Im nächsten Abschnitt soll an Stelle der genauen Bestimmung der Lastgrenzen mittels Simulation der praktische Nachweis zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze bei abgesenktem Verdichtungsverhältnis erbracht werden.

5.5.2 Messungen

In diesem Abschnitt werden Messergebnisse für die PCCI-Lastgrenze bei reduziertem Verdichtungsverhältnis vorgestellt. Die Reduzierung der Verdichtungsverhältnisse erfolgte, wie in **Abschnitt 4.1** beschrieben, über eine Vergrößerung der Kolbenmulde durch Abtragen einer konstanten Wandstärke. Ziel war es, die Verdichtungsverhältnisse $\varepsilon = 13.0$ und $\varepsilon = 10.0$ zu realisieren. In Realität ergab die Ausliterung der Brennräume die Werte $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$, was zu Beginn der Versuchsreihen mit Hilfe von Schleppdruckmessungen bestätigt werden konnte. **Abb. 71** zeigt am Beispiel der Motorkonfiguration mit $\varepsilon = 13.3$, wie während der Versuche vorgegangen wurde, um die Last zu ermitteln, bei der die Zielkriterien $AGR = 50\%$, $\lambda_{Global} = 1.65$ und $RZV = 180\%$ gleichermaßen erfüllt werden. Die Vorgehensweise lässt sich wie folgt erklären:

- Es wurden feste, jedoch zunächst relativ willkürlich gewählte Ladedruckwerte und eine AGR-Rate von 50% eingestellt.
- Dann wurde die Einspritzmenge und damit die Last soweit erhöht, dass die Bedingung $\lambda_{Global} = 1.65$ erfüllt wurde.
- Zur Dokumentation des sich ergebenden Zündverzugsverhaltens wurde anschließend eine Variation der AGR-Rate bei festem Ladedruck und fester Last durchgeführt (Dokumentation des $\chi_{O_2,ES}$ -Einflusses auf den Zündverzug).

Es lassen sich die folgenden Beobachtungen über den Betrieb bei $\varepsilon = 13.3$ machen:

- Beim Betrachten des Diagramms für den relativen Zündverzug zeigt sich, dass die Kurve mit $p_{mi,HD} = 4.5$ bar beim Durchlaufen von $\lambda_{Global} = 1.65$ ein viel zu hohes Zündverzugsniveau von $RZV \approx 275\%$ aufweist. Die PCCI-Lastgrenze wird in diesem Fall also unterschritten.
- Umgekehrt zeigt sich für die Kurve mit $p_{mi,HD} = 7.3$ bar im Bereich von $\lambda_{Global} = 1.65$ ein etwas zu geringes Zündverzugsniveau von $RZV \approx 140\%$. Die PCCI-Lastgrenze wurde hier also überschritten.
- Das etwas zu geringe Zündverzugsniveau für die Kurve mit $p_{mi,HD} = 7.3$ bar führt zu einer messbaren Rußemission aller Punkte mit $\lambda_{Global} \leq 1.65$. Hierdurch wird bestätigt, dass die Wahl von $RZV = 180\%$ einen sinnvollen Schwellwert für die Homogenisierung des Gemischs beim PCCI-Brennverfahren darstellt.
- Bei der Kurve mit $p_{mi,HD} = 6.5$ bar und $p_2 = 1.425$ bar werden die Bedingungen für die PCCI-Lastgrenze erreicht.
- Der Vergleich der Kurven für NO_x und $\chi_{O_2,ES}$ bestätigt die Beobachtung, dass das Ziel von $NO_x \leq 0.2$ g/kWh im Bereich von $12\% \leq \chi_{O_2,ES} \leq 14\%$ erreicht wird.
- Anhand des Diagramms für den Spitzenwert der Massenmitteltemperatur erkennt man, dass ein längerer relativer Zündverzug aufgrund des steileren Brennverlaufs zu höheren $T_{max,1-Zone}$ -Werten führt.

- Anhand der Diagramme für die CO- und HC-Emission ist zu erkennen, dass Punkte gleichen Verbrennungsluftverhältnisses und gleicher AGR-Rate bei längerem relativen Zündverzug mehr CO und HC emittieren. Dieser Effekt tritt trotz der Tatsache ein, dass bei längerem relativen Zündverzug höhere Massenmitteltemperaturen erreicht werden. Bemerkenswerterweise laufen die Kurven für die CO-Emission beim Übergang in den Luftmangelbereich ($\lambda_{Global} \leq 1.65$) auf einem Punkt zusammen.

Konstant		Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	AGR	λ_{Global}	RZV	ϵ
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ $T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ $p_{Rail} = 725 \text{ bar}$ $\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ }^\circ\text{KW}$	Keine VE Dieselkraftstoff	⊕	vari.	vari.	50%	1.65	vari.	15.8
		●	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	180%	15.8
		▼	1.000 bar	4.5 bar	vari.	vari.	vari.	13.3
		□	1.490 bar	6.5 bar	vari.	vari.	vari.	13.3
		▲	1.600 bar	7.3 bar	vari.	vari.	vari.	13.3

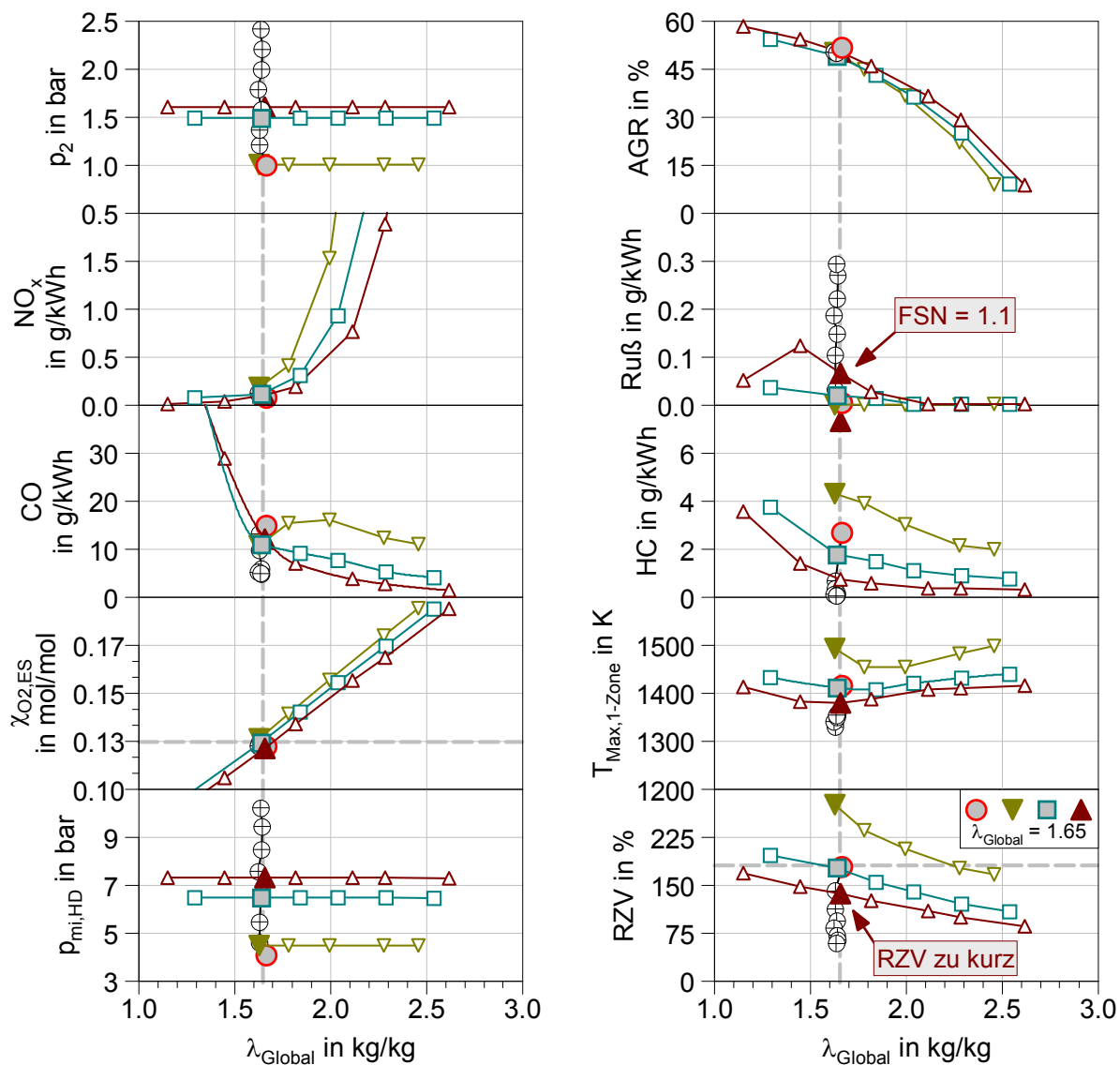


Abb. 71 Messungen zur Annäherung an die Lastgrenze bei $\epsilon = 13.3$

In **Abb. 72** sind die für $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$ ermittelten Betriebspunkte der PCCI-Lastgrenze zusammen mit dem Lastanhebungsversuch bei $\varepsilon = 15.8$ dargestellt. Zunächst zeigt sich, dass für alle drei Verdichtungsverhältnisse Einstellpunkte existieren, bei denen die Zielwerte für das Verbrennungsluftverhältnis, die AGR-Rate und den relativen Zündverzug erreicht werden. Hiermit kann der zuvor definierte NO_x - und rußfreie Motorbetrieb realisiert werden. Im Vergleich zu dem Lastanhebungsversuch bei $\varepsilon = 15.8$ weisen die zwei zusätzlichen PCCI-Punkte eine höhere CO- und HC-Emission auf. Der Punkt bei $\varepsilon = 13.3$ zeigt einen niedrigeren und der Punkt bei $\varepsilon = 10.4$ einen höheren in der Vormischverbrennung umgesetzten Energieanteil Q_{Vormisch} als der Referenzpunkt mit $\varepsilon = 15.8$. Dieser Effekt ist nicht eindeutig geklärt, er könnte aber an den geringfügigen Unterschieden der realisierten Sauerstoffmolenbrüche im Ansauggas liegen.

Konstant		Kurve	p_2	$p_{\text{mi,HD}}$	AGR	λ_{Global}	RZV	ε
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	Keine VE Dieselkraftstoff	—○—	vari.	vari.	50%	1.65	vari.	15.8
$T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$		○	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	180%	15.8
$p_{\text{Rail}} = 725 \text{ bar}$		□	1.490 bar	6.5 bar	50%	1.65	180%	13.3
$\varphi_{\text{QB}=50\%} = 368 \text{ }^\circ\text{KW}$		☆	2.100 bar	8.5 bar	50%	1.65	180%	10.4

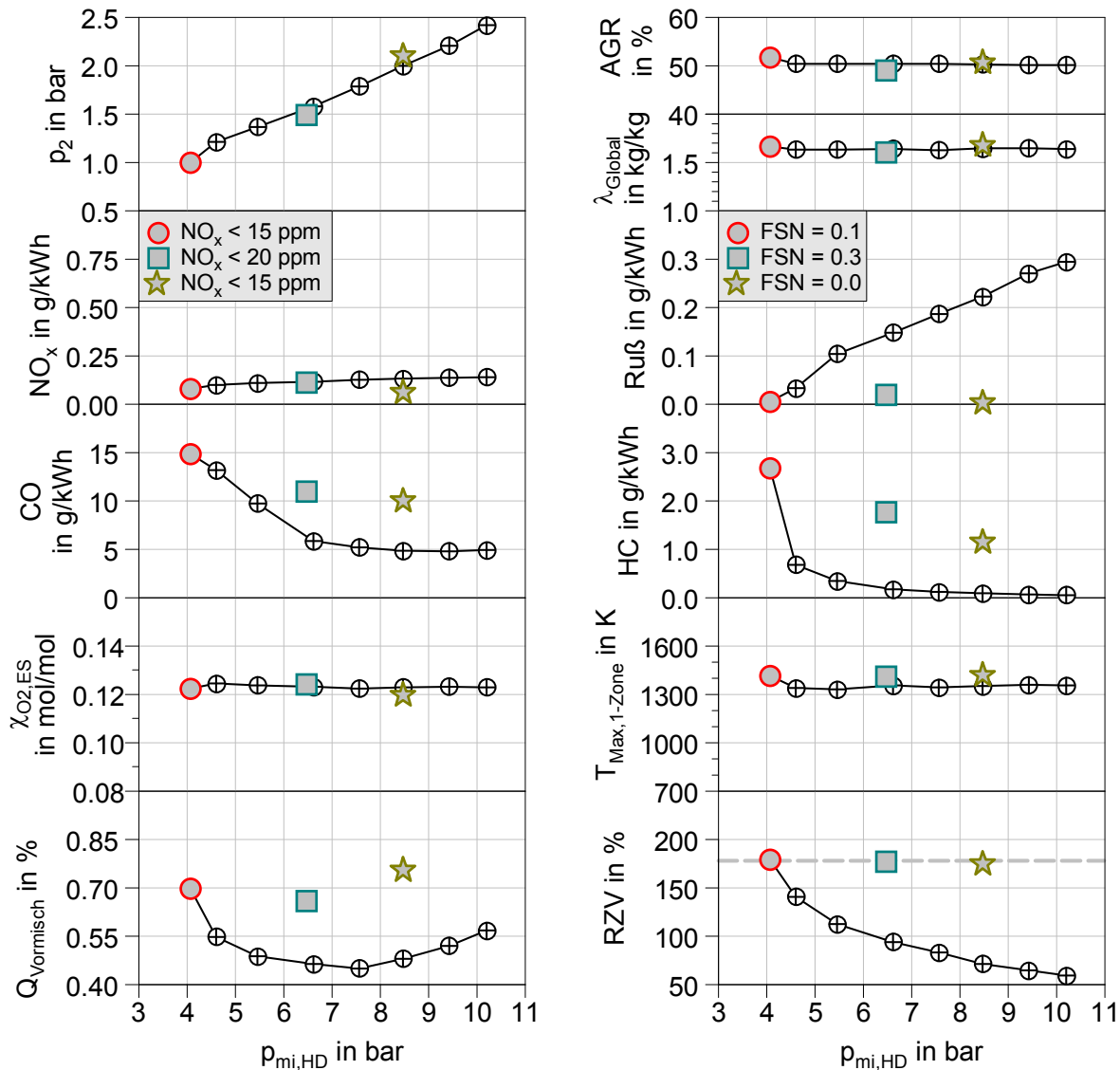


Abb. 72 Lastanhebungsversuch bei $\varepsilon = 15.8$ und PCCI-Lastgrenze bei $\varepsilon = 13.3$ u. $\varepsilon = 10.4$

In **Abb. 73** sind die zündverzugsbestimmenden Prozesswerte dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, wie die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ein Sinken der Werte für T_m, τ_{HTO} bewirkt. Bezüglich p_m, τ_{HTO} bewirkt die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses eine Abschwächung des Anstiegs des Kompressionsenddrucks. **Abb. 74** zeigt die Übereinstimmung der gemessenen Zündverzüge mit dem Modell.

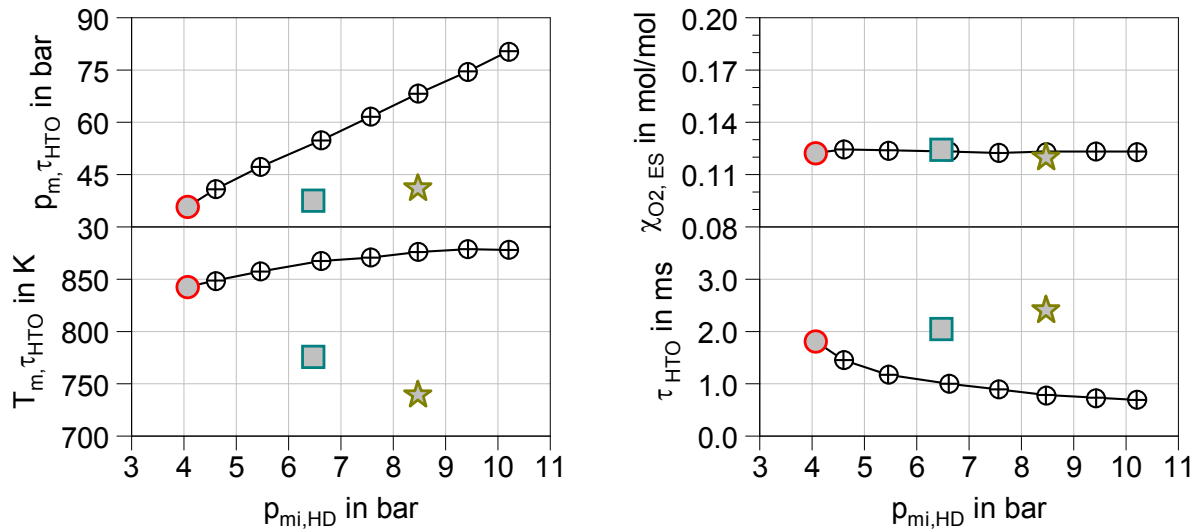


Abb. 73 Absenkung des Verdichtungsverhältnisses: Zündverzugsbestimmende Prozessbedingungen; es gilt die Legende von **Abb. 72**

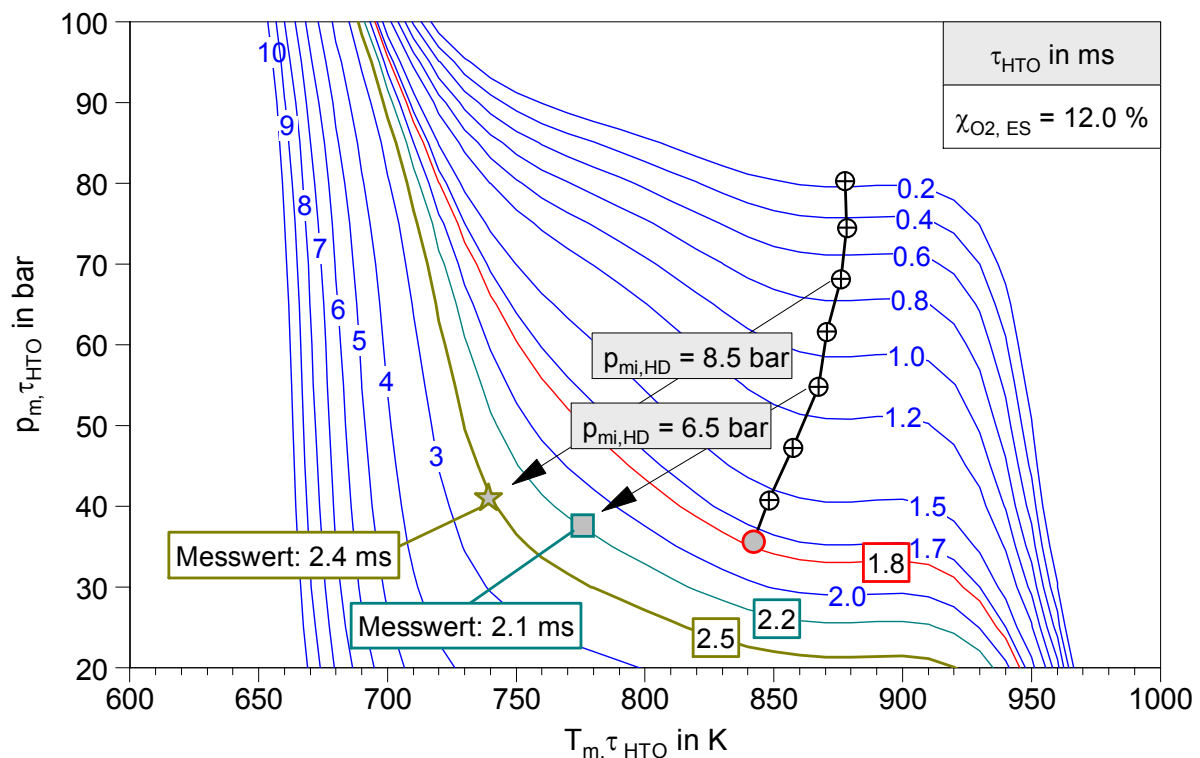


Abb. 74 Absenkung des Verdichtungsverhältnisses: Validierung des Zündverzugsmodells; es gilt die Legende von **Abb. 72**

Die Druckverlaufsanalysen der drei Lastgrenzenpunkte sind in **Abb. 75** dargestellt. Auffällig ist die hohe Ähnlichkeit der erzielten Brennverläufe. Hierdurch zeigt sich, dass die bei der Simulation in **Abschnitt 5.5.1** gewählte Vorgehensweise der Skalierung der Brennverläufe in Y-Richtung gerechtfertigt ist. Weiterhin ist zu erkennen, dass sich eine Staffelung der Temperatur- und Druckkurven in der Reihenfolge der Verdichtungsverhältnisse ergibt. Diesbezüglich unterscheiden sich die Messungen von den Simulationsergebnissen in **Abb. 68**²⁷.

Konstant		Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	AGR	λ_{Global}	RZV	ε
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	$\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ °KW}$	●	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	180%	15.8
$T_2 = 60 \text{ °C}$	Keine VE	■	1.490 bar	6.5 bar	50%	1.65	180%	13.3
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	Dieselmkraftstoff	★	2.100 bar	8.5 bar	50%	1.65	180%	10.4

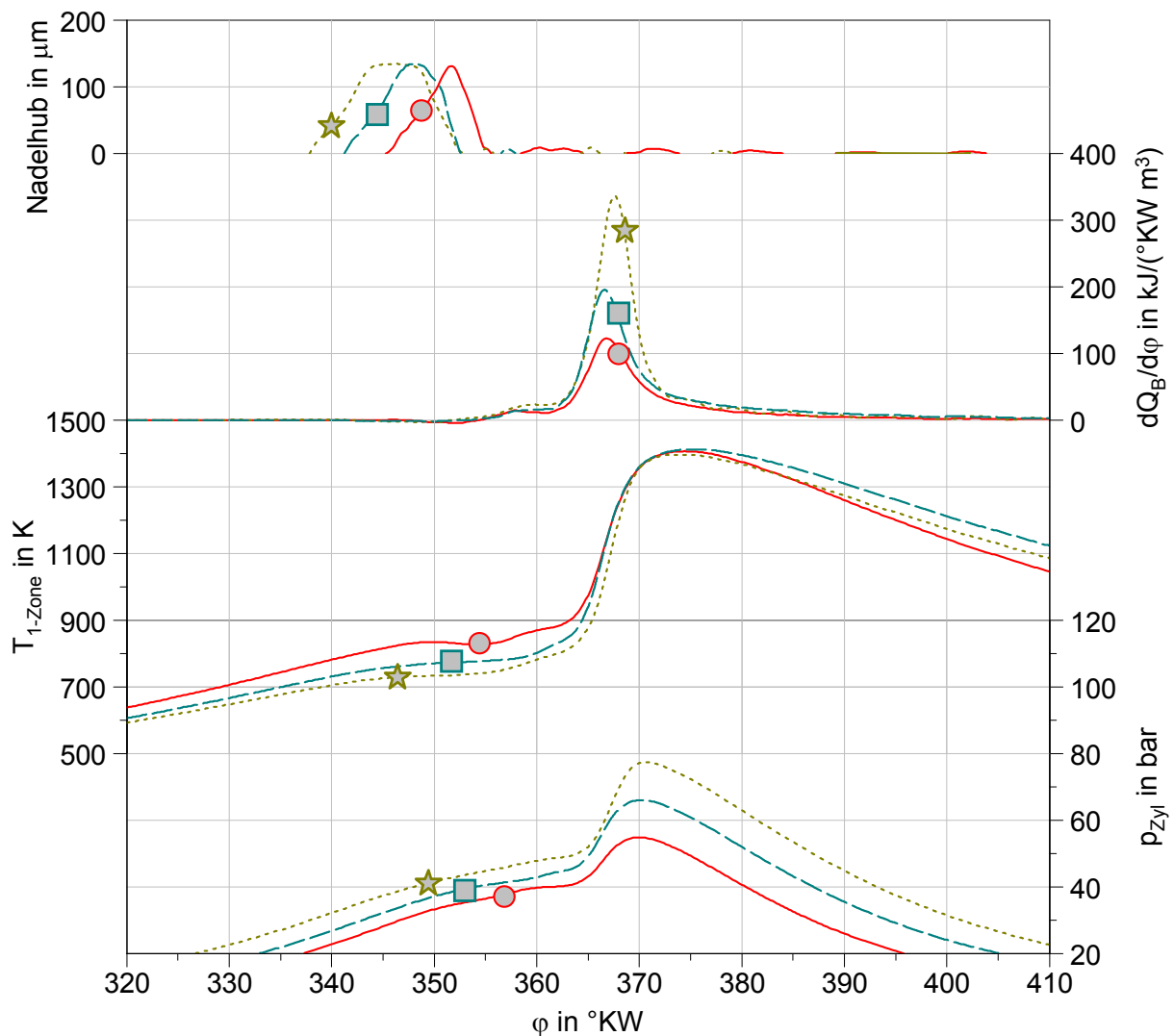


Abb. 75 Druckverlaufsanalyse für die PCCI-Lastgrenzen bei $\varepsilon = 15.8$, $\varepsilon = 13.3$ und $\varepsilon = 10.4$

²⁷ Die Staffelung der simulierten Druckkurven in **Abb. 68** ist durch die dort für die PCCI-Lastgrenze geschätzten Kombinationen aus $p_{mi,HD}$, p_2 und ε begründet.

5.6 Anhebung der Lastgrenze durch Absenkung der Cetanzahl

In diesem Abschnitt wird überprüft, ob das in **Abschnitt 5.3** beschriebene PCCI-Brennverfahren auch bei höherer Last realisiert werden kann, wenn die Zündwilligkeit des Kraftstoffs abgesenkt wird. Hierzu wurden Versuche beim Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 15.8$ mit zwei Mischungen aus Diesel- und Benzinkraftstoff (Super 95) sowie mit reinem Benzinkraftstoff durchgeführt. Die Analysekenwerte der verwendeten Kraftstoffe zeigt **Tabelle 13**. Es ist zu erkennen, dass mit der Zumischung von Benzin sowohl die Cetanzahl des Gemischs sinkt, als auch die Flüchtigkeit des Gemischs zunimmt. Die Einflüsse dieser Parameter auf den Zündverzug und das Emissionsverhalten können im Rahmen dieser Versuche nicht getrennt voneinander bewertet werden.

Tabelle 13 Kennwerte der untersuchten Mischungen aus Diesel- und Benzinkraftstoff

Kraftstoff	Diesel	Benzin	ρ	H_u	Aromaten- gehalt	Ersatzformel	$T_{50\%}$	CZ / ROZ
-	Vol. %	Vol. %	kg/dm ³	MJ/kg	%	$C_xH_yO_z$	°C	- / -
B0	100	0	834.8	42.96	26	$C_{13.6}H_{26.4}$	274	53 / -
B50	50	50	785.9	42.70	30	$C_{9.3}H_{18.0}O_{0.10}$	178	30 / -
B75	25	75	761.4	42.56	33	$C_{8.0}H_{15.3}O_{0.13}$	113	20 / -
B100	0	100	736.9	42.41	35	$C_{6.9}H_{13.2}O_{0.16}$	85	- / 96

Bei der Bestimmung der PCCI-Lastgrenze in Abhängigkeit der Zündwilligkeit des Kraftstoffs wurde wie bei den Versuchen zur Absenkung des Verdichtungsverhältnisses in **Abschnitt 5.5.2** verfahren. Die Ergebnisse der Versuche sind in den **Abb. 76** bis **Abb. 79** dargestellt²⁸. Die Beobachtungen, die anhand von **Abb. 76** gemacht werden können, lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Nach Einstellung der PCCI-Zielwerte von $AGR = 50\%$, $\lambda_{Global} = 1.65$ und $RZV = 180\%$ ist es mit Hilfe der Benzinzumischung gelungen, den ruß- und NO_x -freien Betrieb bei angehobener Motorlast zu realisieren.
- Die CO-Emission ist durch die Verlängerung des Zündverzugs höher als die der bezüglich der Last vergleichbaren Punkte des Lastanhebungsversuchs mit Dieseldieselkraftstoff. Das selbe Verhalten zeigt auch die HC-Emission.
- Der längere relative Zündverzug führt gegenüber dem Lastanhebungsversuch mit reinem Dieseldieselkraftstoff zu geringfügig höheren Maximalwerten der Massennitteltemperatur.

²⁸ Basierend auf den selben Messdaten wurden weitere Analysen des Motorbetriebsverhaltens bei Veränderung der Kraftstoffzusammensetzung vorgenommen. Siehe Diplomarbeiten [21], [43] und [71].

- Die Anteile der in der Vormischverbrennung freigesetzten Energie sind bedingt durch die langen Zündverzüge sehr hoch ($Q_{Vormisch} \geq 70\%$). Die Messwerte für $Q_{Vormisch}$ unterliegen ähnlich wie bei der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses einer gewissen Streuung, es scheint aber ein leichter Trend zur Anhebung von $Q_{Vormisch}$ bei höherer Benzinzumischung vorzuliegen.

Konstant	Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	AGR	λ_{Global}	RZV	Kraftstoff (Vol.%)
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	—⊕—	vari.	vari.	50%	1.65	vari.	B0
$T_2 = 60 \text{ °C}$	○	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	180%	B0
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	⊗	1.550 bar	6.8 bar	50%	1.65	180%	B50
$\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ °KW}$	⊙	1.900 bar	8.3 bar	50%	1.65	180%	B75
Keine VE	⊕	2.400 bar	10.1 bar	50%	1.65	180%	B100
Kolben $\varepsilon = 15.8$							

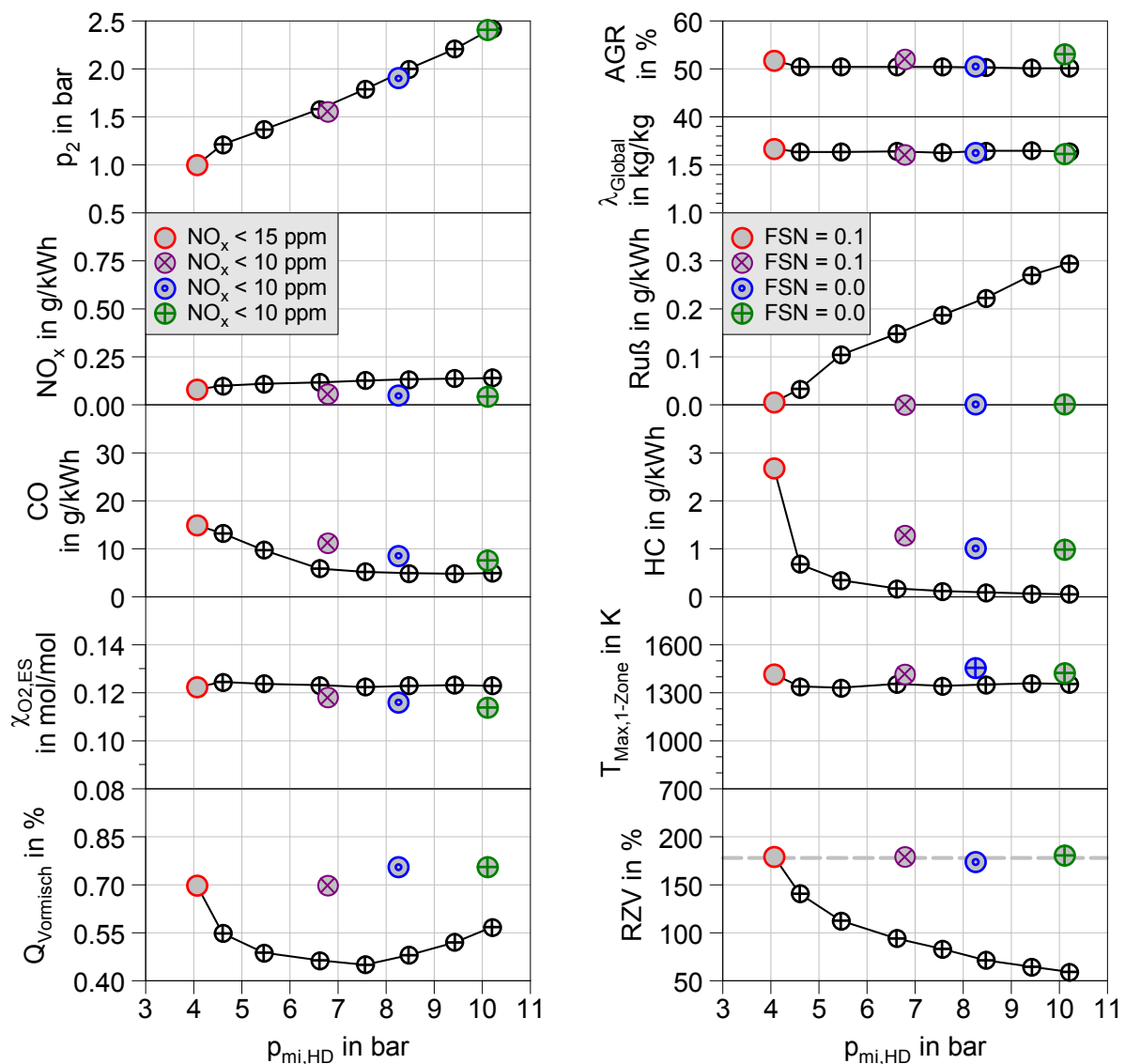


Abb. 76 PCCI-Lastgrenzen für vier Mischungen aus Diesel- und Benzin-Kraftstoff

In **Abb. 77** sind die Zündverzüge τ_{HTO} und die dazu führenden Prozessbedingungen während der Gemischaufbereitungszeit dargestellt. Folgendes lässt sich anhand der Zündverzugsanalysen feststellen:

- Die für den konstanten relativen Zündverzug $\text{RZV} = 180\%$ erforderlichen längeren Zündverzüge τ_{HTO} sind deutlich zu erkennen.
- Die Temperaturwerte $T_{\text{m},\tau_{\text{HTO}}}$ fallen aufgrund der Frühverlagerung des Gemischaufbereitungszeitraums geringfügig bei steigender Last. Die Werte sind aufgrund des konstanten Verdichtungsverhältnisses aber nicht so gering wie die Werte bei der Verdichtungsverhältnisabsenkung in **Abschnitt 5.5.2**.

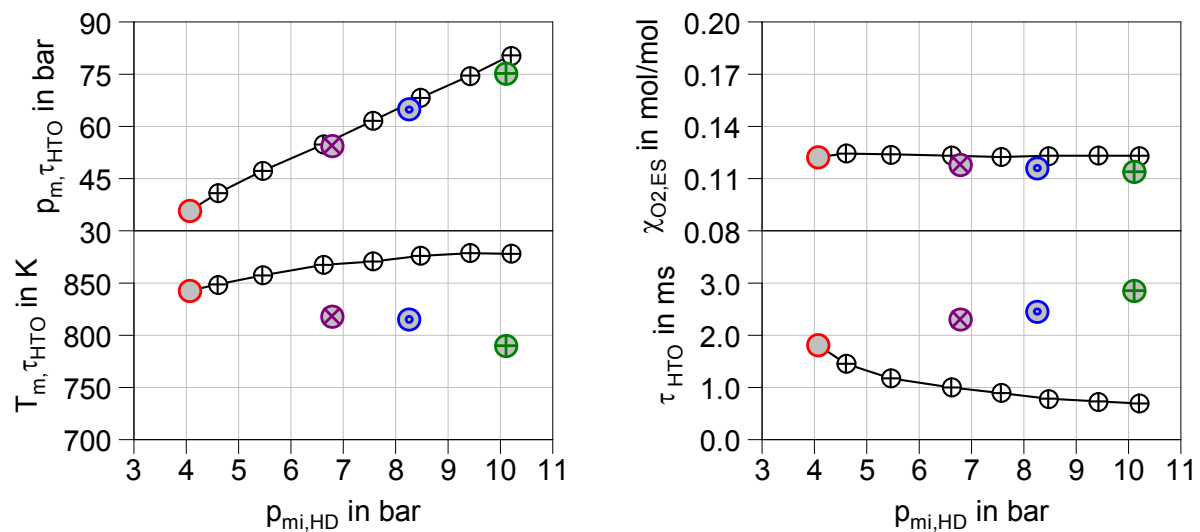


Abb. 77 Anhebung der PCCI-Lastgrenze durch Absenkung der Kraftstoffzündwilligkeit: Zündverzugsbestimmende Prozessbedingungen

Das in **Abschnitt 5.4** vorgestellte Zündverzugsmodell wurde mit Hilfe der Ergebnisse der Kraftstoffversuche erweitert. Hierfür wurde das Modell um den volumetrischen Benzinmischungsanteil B als vierten Eingangsparameter ergänzt. Zum Anlernen des erweiterten Modells standen 125 Messpunkte mit $B = 50\%$, 309 Messpunkte mit $B = 75\%$ und 26 Messpunkte mit $B = 100\%$ zur Verfügung. Nähere Angaben zu dem erweiterten Zündverzugsmodell sind in **ANHANG VII** aufgeführt.

Als Beispiel für die Ergebnisse des erweiterten Zündverzugsmodells zeigt **Abb. 78** die starke Verlängerung der erzielbaren Zündverzüge beim Übergang von reinem Diesel- zu reinem Benzinkraftstoff. Mit Fokus auf eine geringe NO_x -Rohemission wurde die Darstellung von $p_{\text{m},\tau_{\text{HTO}}}$ über $T_{\text{m},\tau_{\text{HTO}}}$ bei einem Sauerstoffmolenbruch von $\chi_{\text{O}_2,\text{ES}} = 12\%$ gewählt.

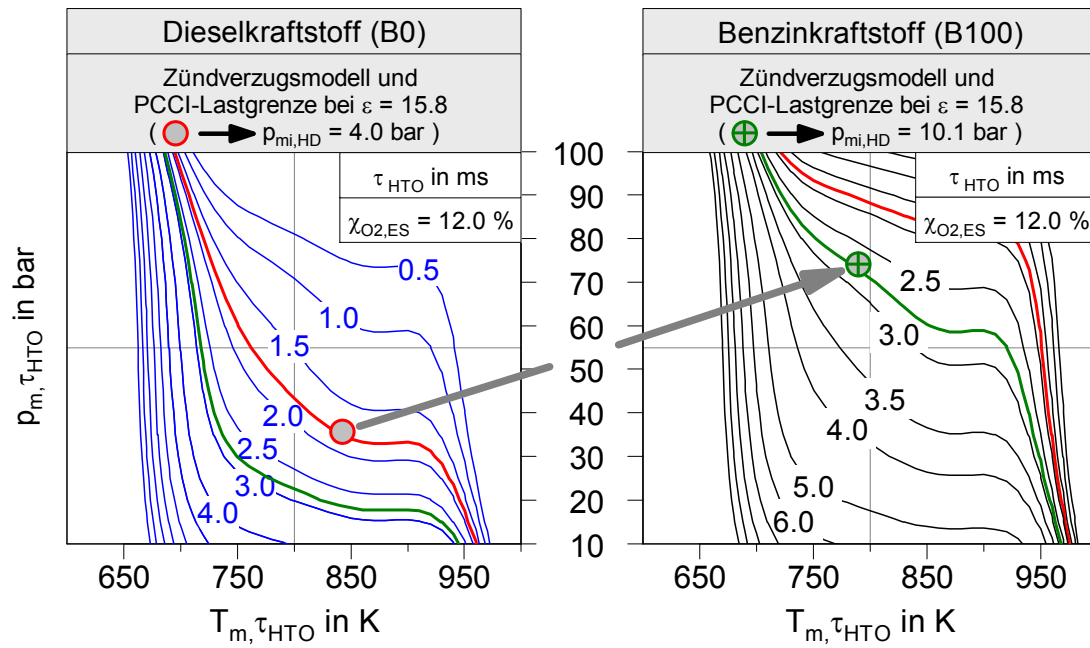


Abb. 78 Vergleich der erzielbaren Zündverzüge (Modell) und PCCI-Lastgrenzen (Messung) der beiden Kraftstoffe B0 und B100

Die Druckverlaufsanalysen für die Lastgrenzenpunkte der unterschiedlichen Kraftstoffmischungen sind in **Abb. 79** dargestellt. Auch hier fällt die hohe Ähnlichkeit der erzielten Brennverläufe auf. Es ist zu erkennen, dass die Zündbedingungen, anders als bei der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, durch ähnliche Verdichtungs- temperaturkurven ($T_2 = \text{konst.}$, $\varepsilon = \text{konst.}$), aber durch deutlich unterschiedliche Verdichtungsdruckkurven bewirkt werden. Die deutliche Anhebung der Zylinderdruckkurven bei diesen Messungen liegt daran, dass dem steigenden Ladedruck, anders als in **Abschnitt 5.5**, nicht durch eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses entgegengewirkt wird.

Konstant	Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	AGR	λ_{Global}	RZV	Kraftstoff (Vol.%)
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	○	1.000 bar	4.0 bar	50%	1.65	180%	B0
$T_2 = 60 \text{ °C}$	⊗	1.550 bar	6.8 bar	50%	1.65	180%	B50
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	⊙	1.900 bar	8.3 bar	50%	1.65	180%	B75
$\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ °KW}$	⊕	2.400 bar	10.1 bar	50%	1.65	180%	B100
$\varepsilon = 15.8$							
Keine VE							

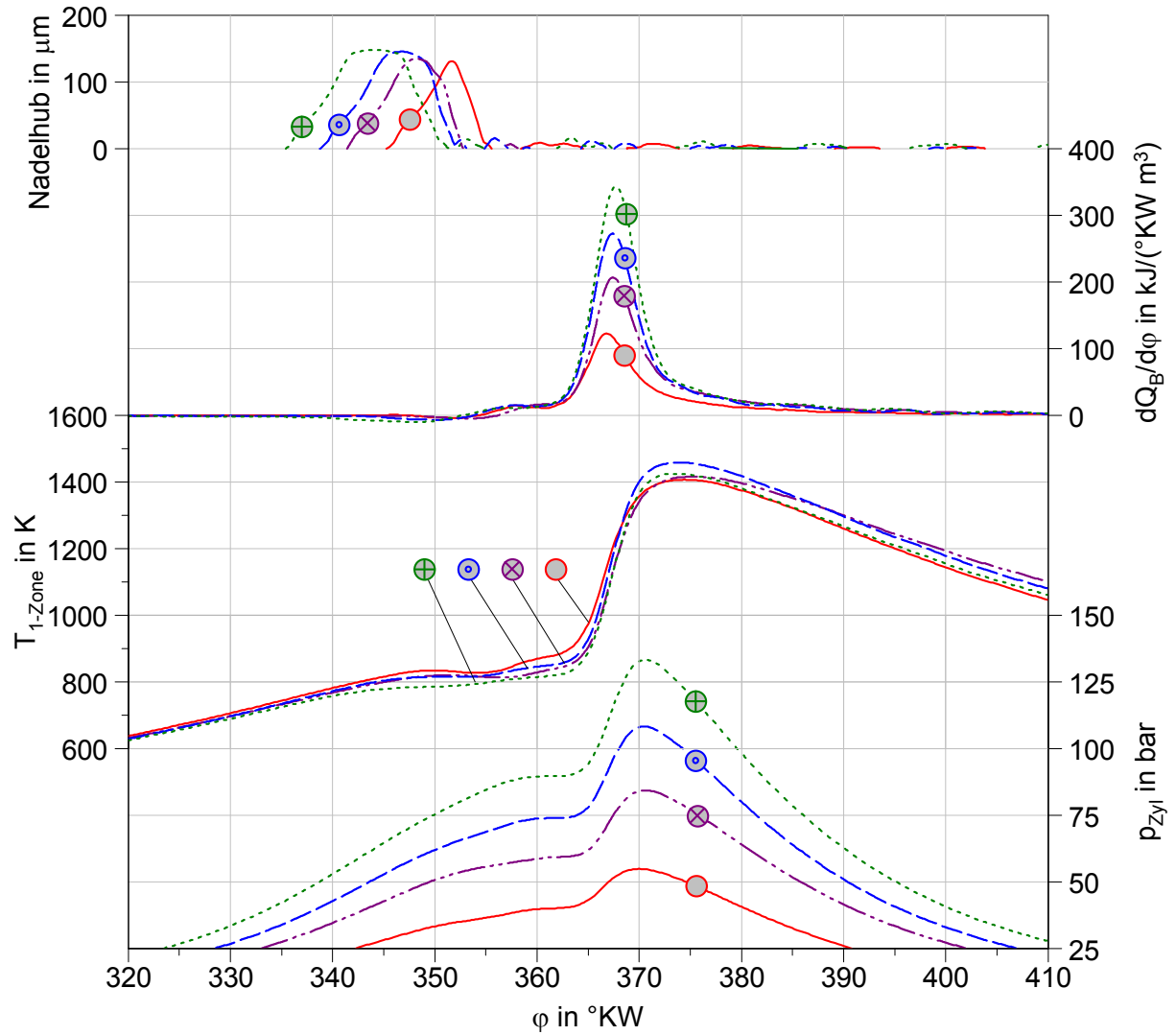


Abb. 79 Druckverlaufsanalyse für die PCCI-Lastgrenzen der Kraftstoffmischungen B0, B50, B75 und B100

5.7 Nachteile im PCCI-Betrieb unterhalb der Lastgrenze

In den letzten beiden Abschnitten wurde gezeigt, dass sich der PCCI-Betrieb bei einer Anpassung des Verdichtungsverhältnisses und/oder des Kraftstoffs auch bei höherer Motorlast realisieren lässt. Bei derartigen Änderungen der Motorauslegung entstehen jedoch Probleme für den Betrieb unterhalb der PCCI-Lastgrenze. Hier werden die erwünschten Zündverzugswerte je nach Auslegung deutlich überschritten. Eine mit dem Ziel einer geringen NO_x -Emission eingestellte erhöhte AGR-Rate kann unter diesen Bedingungen zu einer kritischen Verlängerung des Zündverzugs führen und damit ein Aussetzen der Zündung bewirken. Daher kann bei einer Auslegung für den Hochlast-PCCI-Betrieb das in der unteren Teillast erwünschte NO_x -Emissionsniveau nicht mehr erreicht werden, wenn keine zusätzlichen Maßnahmen wie z.B. Voreinspritzungen angewendet werden.

Im Versuchsbetrieb ist das Phänomen des Zündaussetzers daran zu erkennen, dass selbst bei einer deutlichen Frühverschiebung der Einspritzung keine Wärme-freisetzung mehr erfolgt. Die Ausgangssituation an der Zündgrenze stellt sich meist so dar, dass die Zündung nach einer langen Verzugszeit erfolgt und eine späte Verbrennungslage vorliegt. Hierbei fällt durch den Expansionseffekt der Zylinderdruckanstieg gering aus, so dass keine zündbeschleunigenden Bedingungen nach Umsetzung erster Kraftstoffmengen auftreten. Wird die Einspritzung nach früh verschoben, um diesem Expansionseffekt entgegenzuwirken, kommt es aufgrund des bereits langen Zündverzugs, bei dem der Schwerpunkt des Vormischintervalls vor ZOT liegt, zu einer weiteren Verlängerung des Zündverzugs. Durch die Übermischung des Gemischs kann dabei die Zündung letztlich vollständig unterbleiben.

Die kritische Kurbelwinkelspanne zwischen Einspritzbeginn und Verbrennungsschwerpunkt, ab der eine Frühverschiebung der Einspritzung zu einem Aussetzen der Zündung führt, lag bei den Versuchen in dieser Arbeit (Motordrehzahl $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$) bei $\Delta\varphi \approx 37^\circ \text{KW}$. In **Abb. 80** sind zwei Beispiele für das Erreichen der unteren Lastgrenze des Betriebs ohne Voreinspritzung zu sehen. Dargestellt sind zunächst zwei AGR-Variationen für die Kombinationen $\varepsilon = 13.3/\text{B0}$ und $\varepsilon = 15.8/\text{B50}$. Um den kritischen Einfluss eines zu langen Zündverzugs zu zeigen, wurden die Werte $p_2 = 1.000 \text{ bar}$ und $p_{\text{mi,HD}} = 4.5 \text{ bar}$ als Randbedingungen niedrigerer Last gewählt.

Bei den ebenfalls dargestellten Kombinationen $\varepsilon = 10.4/\text{B0}$ und $\varepsilon = 15.8/\text{B75}$ konnte mit akzeptabler Verbrennungsstabilität nur der Punkt mit $\text{AGR} = 0\%$ eingestellt werden. Im Fall $\varepsilon = 15.8/\text{B75}$ konnte dabei nicht einmal der gewünschte Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{\text{QB}=50\%} = 368^\circ \text{KW}$ gehalten werden, da eine weitere Frühverschiebung der Einspritzung zu einem Aussetzen der Zündung führte. Die Kombination $\varepsilon = 15.8/\text{B100}$ konnte unter diesen Betriebsbedingungen gar nicht zur Zündung gebracht werden. Erst ab Ladedrücken von ca. $p_2 = 1.400 \text{ bar}$ oder Lasten von ca. $p_{\text{mi,HD}} = 6.0 \text{ bar}$ konnte hier eine stabile Zündung erreicht werden.

Bei allen dargestellten Kombinationen aus Verdichtungsverhältnis und Kraftstoff zeigt sich, dass die CO -Emission bei längerem Zündverzug ansteigt. Dieser Effekt zeigt sich auch bei geringen AGR-Raten und entsprechend hohen Verbrennungsluftverhältnissen. Als Grund für das schlechte Durchbrennverhalten trotz hohem Verbrennungsluftverhältnis könnte eine für die erzielte Homogenität des Gemischs zu kurze Brenndauer sein. Letztlich zeigt sich, dass ein übermäßig langer Zündverzug das Durchbrennverhalten selbst bei niedriger AGR-Rate, dafür aber hohem Verbrennungsluftverhältnis deutlich verschlechtern kann.

Konstant	Kurve	ε	Kraftstoff (Vol-%)	$\varphi_{QB=50\%}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	○	15.8	B0	368 °KW
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	□	13.3	B0	368 °KW
$T_2 = 60 \text{ °C}$	☆	10.4	B0	368 °KW
$p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$	⊗	15.8	B50	368 °KW
$p_{Rail} = 750 \text{ bar}$	⊙	15.8	B75	377 °KW

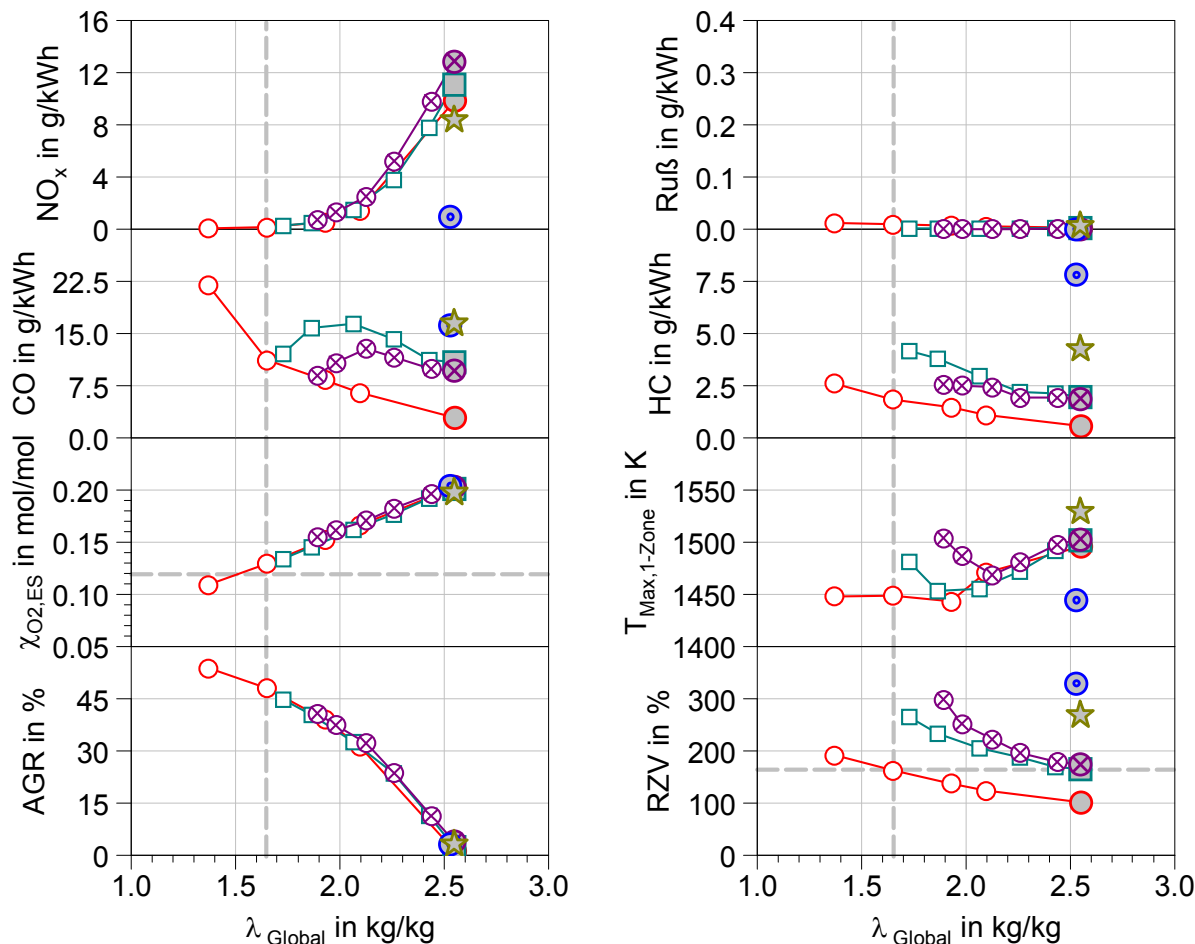


Abb. 80 Nachteile im Betrieb unterhalb der PCCI-Lastgrenzen (Ausnahme $\varepsilon = 15.8/B0$): Zusammenhang zwischen Zündverzug und HC-, CO-Emission

Als Abhilfemaßnahme gegen das Aussetzen der Zündung und gegen eine stark erhöhte CO-Emission eignet sich bei Auslegungen des Systems für eine PCCI-Lastgrenze zwischen $p_{mi,HD} \approx 4.0 \text{ bar}$ und $p_{mi,HD} \approx 8.0 \text{ bar}$ die Einbringung mehrerer Voreinspritzungen mit großen anteiligen Einspritzmengen. Diese Strategie versagt allerdings bei Systemauslegungen für PCCI-Lastgrenzen oberhalb von $p_{mi,HD} \approx 8.0 \text{ bar}$. Im leerlaufnahen Betrieb müssen unter diesen Bedingungen die Voreinspritzmengen zum Forcieren der Zündung so groß gewählt werden, dass sie die gesamte für die Last benötigte Menge beinhalten. In diesen Fällen kann durch eine nachgelagerte Haupteinspritzung zwar die Zündung erreicht werden, der Betriebspunkt springt aber sofort zu einem unerwünscht hohen Lastniveau. Wird das Lastniveau beibehalten, wird mit den üblichen Maßnahmen keine Zündung erreicht.

Abb. 81 zeigt die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse für die Punkte mit AGR = 0% aus **Abb. 80**. Die unterschiedlichen Zündverzüge und Brennverläufe, die in Abhängigkeit des Verdichtungsverhältnisses und des Kraftstoffes erreicht werden, sind deutlich zu erkennen.

Konstant	Kurve	ε	Kraftstoff (Vol-%)	$\varphi_{QB=50\%}$
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	—●—	15.8	B0	368 °KW
$p_2 = 1.000 \text{ bar}$	- -■-	13.3	B0	368 °KW
$T_2 = 60 \text{ °C} / \text{AGR} = 0\%$...☆...	10.4	B0	368 °KW
$p_{mi,HD} = 4.5 \text{ bar}$	- -⊗-	15.8	B50	368 °KW
$p_{Rail} = 750 \text{ bar}$	—○—	15.8	B75	377 °KW

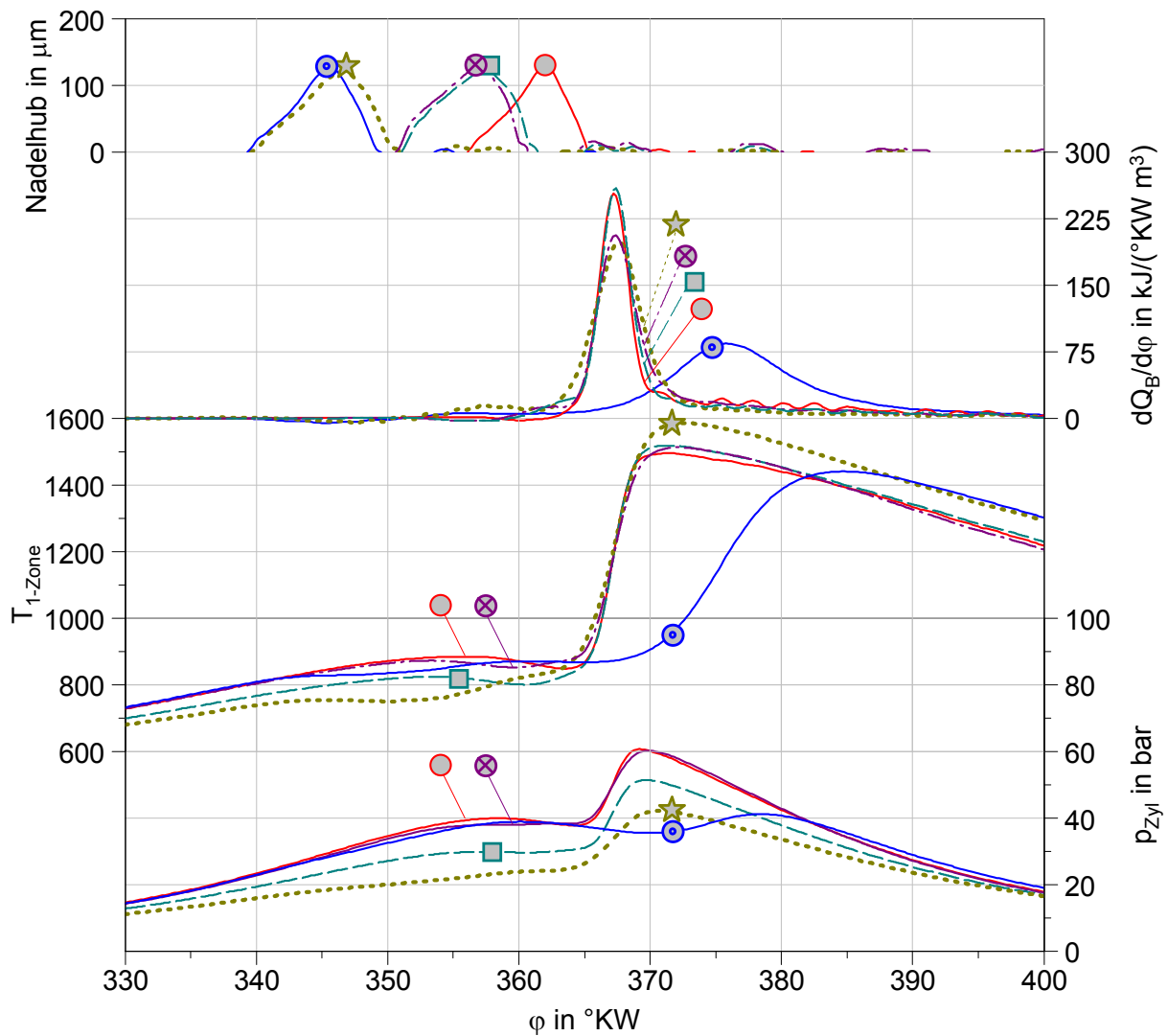


Abb. 81 Druckverlaufsanalyse für die Betriebspunkte mit AGR = 0% aus **Abb. 80**

5.8 Bewertung von PCCI für die Anwendung im Pkw

5.8.1 Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und CO-/HC-Emission

In den vorherigen Abschnitten wurde gezeigt, dass sich das PCCI-Brennverfahren bei geeigneter Wahl der Randbedingungen bei unterschiedlichen Motorlasten realisieren lässt. Dabei kann ein Rohemissionsniveau mit den Zielwerten $\text{NO}_x \leq 0.2 \text{ g/kWh}$, Ruß $\leq 0.05 \text{ g/kWh}$ und $\text{CO} \leq 20 \text{ g/kWh}$ realisiert werden. Da der in dieser Arbeit untersuchte PCCI-Lastbereich von $p_{\text{mi,HD}} = 4.0 \text{ bar}$ bis $p_{\text{mi,HD}} = 10.1 \text{ bar}$ bei üblichen Motor-Fahrzeug-Kombinationen einen Großteil der Fahrzustände im NEFZ abdeckt, stellt sich die Frage nach einer gesamtheitlichen Bewertung des PCCI-Brennverfahrens. Hierfür müssen, neben der im letzten Abschnitt beleuchteten Betriebsfähigkeit der Motorauslegung in der niedrigen Teillast und neben den bisher schwerpunktmäßig betrachteten Schadstoffgrößen NO_x , Ruß und CO, auch die Parameter HC, Verbrauch und Verbrennungsgeräusch bewertet werden. **Abb. 82** zeigt diese Größen für alle in dieser Arbeit gefundenen PCCI-Lastgrenzenpunkte, ebenso wie für den Lastanhebungsversuch mit Dieselmotorkraftstoff und $\varepsilon = 15.8$. Beim Vergleich der PCCI-Punkte mit dem Lastanhebungsversuch kann folgendes festgestellt werden:

- Neben dem zuvor diskutierten Anstieg der CO-Emission im PCCI-Betrieb, kommt es bei allen PCCI-Punkten auch zu einem Anstieg der HC-Emission. Sowohl die CO-, als auch die HC-Emission nehmen mit steigender Last ab. Dieser Effekt muss entweder durch die höhere Dichte des Arbeitsgases oder durch die Frühverschiebung der Einspritzung bei höherer Last bedingt sein.
- Die indizierten Verbräuche $b_{\text{i,HD}}$ der PCCI-Punkte sind trotz der kurzen Brenndauern höher als die des Lastanhebungsversuchs mit Dieselmotorkraftstoff und $\varepsilon = 15.8$. Der Grund hierfür liegt in der schlechteren Kraftstoffumsetzung beim PCCI-Verfahren (CO, HC) [18] [49]. Der Verbrauchsnachteil beträgt im Fall der Absenkung der Kraftstoffzündwilligkeit ca. 5% (5.1% bei B50, 4.1% bei B75 und 5.2% bei B100) während er im Fall der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ca. 10% beträgt (8.7% bei $\varepsilon = 13.3$ und 10.3% bei $\varepsilon = 10.4$). Der Kraftstoffverbrauch der PCCI-Punkte mit Verdichtungsverhältnisabsenkung ist also gegenüber dem Kraftstoffverbrauch der PCCI-Punkte mit abgesenkter Kraftstoffzündwilligkeit um 3.4% ($p_{\text{mi,HD}} \approx 6.5 \text{ bar}$: $\varepsilon = 15.8 \Rightarrow \varepsilon = 13.3$) bzw. 5.9% ($p_{\text{mi,HD}} \approx 8.5 \text{ bar}$: $\varepsilon = 15.8 \Rightarrow \varepsilon = 10.4$) höher. Die Größenordnung dieser Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrads passt sehr gut zu den Literaturangaben für Variationen des Verdichtungsverhältnisses [22].
- Gemessen an den heutigen Zielwerten für Diesel-Pkw ist das Verbrennungsgeräusch der PCCI-Punkte deutlich zu hoch. Entsprechende Zielwerte bei einer Motordrehzahl von $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ sind in Abhängigkeit der Motorlast ebenfalls in **Abb. 82** dargestellt.
- Das Verbrennungsgeräusch der PCCI-Punkte nimmt mit steigender Last zu, da proportional zur Last auch der Ladedruck und damit die bereits in der Kompressionsdruckkurve beinhaltete Druckänderung dp/dt zunimmt. Die Ergebnisse des AVL-Noise-Meter korrelieren in diesem Fall sehr gut mit den Werten des maximalen Druckanstiegs $dp_{\text{Zyl}}/d\varphi_{\text{max}}$.

Konstant	Kurve	p_2	$p_{mi,HD}$	RZV	ε	Kraftstoff (Vol-%)
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	⊕	vari.	vari.	vari.	15.8	B0
$T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	○	1.000 bar	4.0 bar	180%	15.8	B0
AGR = 50%	□	1.490 bar	6.5 bar	180%	13.3	B0
$\lambda_{Glob.} = 1.65$	☆	2.100 bar	8.5 bar	180%	10.4	B0
$p_{Rail} = 725 \text{ bar}$	⊗	1.550 bar	6.8 bar	180%	15.8	B50
$\varphi_{QB=50\%} = 368 \text{ }^\circ\text{KW}$	⊙	1.900 bar	8.3 bar	180%	15.8	B75
Keine VE	⊕	2.400 bar	10.1 bar	180%	15.8	B100

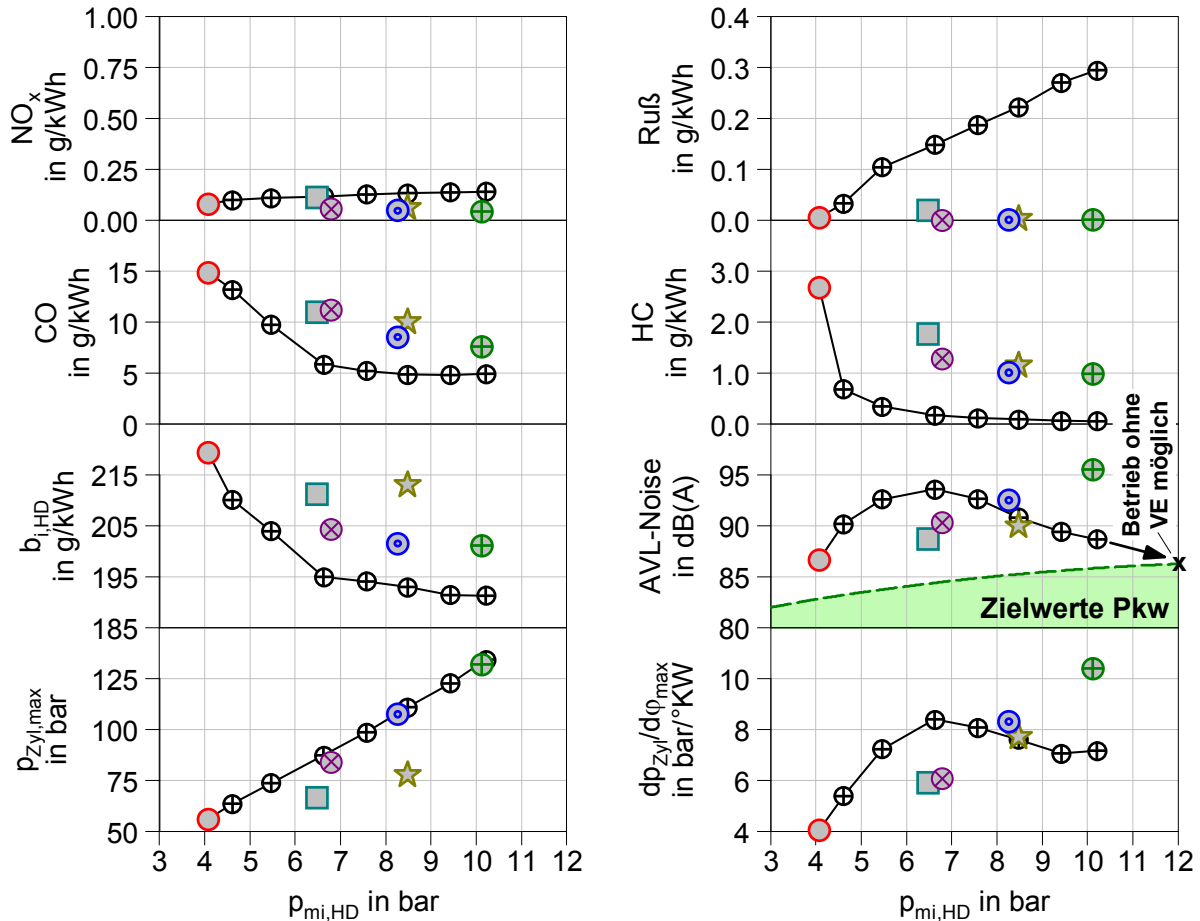


Abb. 82 Vergleich Lastanhebungsversuch mit Dieselmotoren und PCCI-Lastgrenzen

Beim Vergleich der Zielwerte für das Verbrennungsgeräusch mit den Ergebnissen des Lastanhebungsversuchs mit $\varepsilon = 15.8/B0$ fällt auf, dass bis zu einer Last von $p_{mi,HD} = 12 \text{ bar}$ auch hier die Zielwerte überschritten werden. Ursache hierfür ist die Tatsache, dass diese Messreihe zwar nicht zu ausreichend langen Zündverzügen für die Vermeidung der Rußentstehung, aber zu ausreichend langen Zündverzügen für eine akustisch auffällige Vormischung geführt hat. In Bezug auf das Verbrennungsgeräusch werden die schlechtesten Bedingungen am Punkt $p_{mi,HD} = 6.5 \text{ bar}$ erreicht. Oberhalb davon werden die Zündverzüge so kurz, dass die diffusive Verbrennung auch den akustikrelevanten ersten Teil des Brennverlaufs dominiert. Aus diesem Grund werden Pkw-Dieselmotoren - wenn überhaupt - erst im oberen Lastbereich ohne Voreinspritzungen betrieben (hier z.B. oberhalb $p_{mi,HD} = 12 \text{ bar}$).

In Hinblick auf eine mögliche Anwendung in Diesel-Pkw ist das erhöhte Verbrenungsgeräusch neben dem schlechten Kraftstoffumsetzungsgrad der größte Nachteil des PCCI-Verfahrens. Da die Verringerung des Verbrenungsgeräuschs bei PCCI nicht durch den Einspritzratenverlauf erreicht werden kann, (s. **Abschnitt 5.1.4**), verbleiben nur drei Abhilfemaßnahmen:

- Die erste Möglichkeit ist die Erhöhung des Inertgasanteils der Ladung bei konstantem Verbrennungsluftverhältnis und konstantem Verbrennungsschwerpunkt ($AGR \uparrow$, $p_2 \uparrow$). Hierdurch wird eine geringere Druckänderung bei gleicher Wärmefreisetzung erreicht. Diese Maßnahme führt aber zu geringeren Massenmitteltemperaturen und dadurch zu einer Erhöhung der CO-Emission. Aus praktischer Sicht bietet sich diese Maßnahme aufgrund des hohen Ladedruckbedarfs bei gleichzeitig geringer Abgastemperatur nicht an.
- Die zweite Möglichkeit ist die Erhöhung des Inertgasanteils bei konstantem Aufladegrad und konstantem Verbrennungsschwerpunkt ($AGR \uparrow$, $\lambda_{Global} \downarrow$). Hierdurch kann die Verbrennungsgeschwindigkeit gesenkt werden. Durch das sinkende Verbrennungsluftverhältnis steigt aber auch die CO-Emission an. Weiterhin steigt je nach Abstimmung des Zündverzugs und der Massenmitteltemperaturkurve entweder die HC- oder die Rußemission an.
- Die dritte Möglichkeit ist die Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts in Richtung spät bei konstantem Inertgasanteil und konstantem Verbrennungsluftverhältnis. Hierbei wirkt die Expansion der durch die Wärmefreisetzung bewirkten Druckerhöhung entgegen (s. **Abb. 83**) [87].

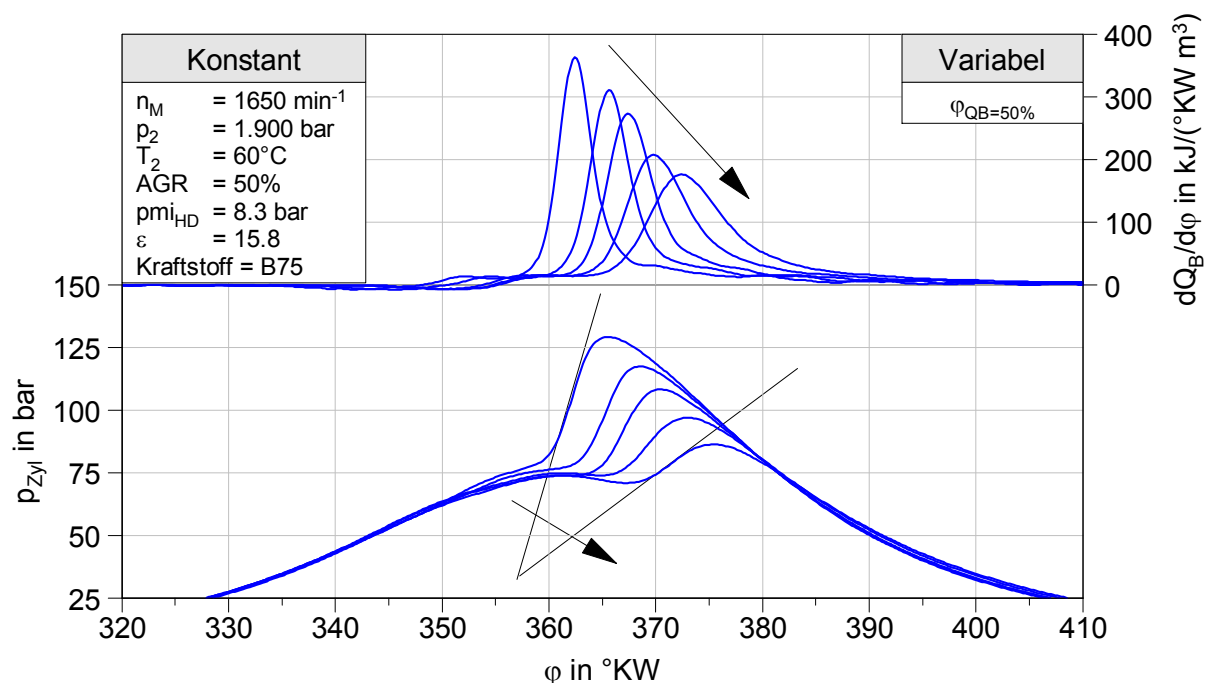


Abb. 83 Wirkung der Spätverstellung auf die Wärmefreisetzung bei PCCI

Abb. 84 zeigt den Einfluss einer Verschiebung des Verbrennungsschwerpunkts auf das Motorbetriebsverhalten am Beispiel der PCCI-Lastgrenze für $\varepsilon = 15.8/B75$. Zum Vergleich sind zwei weitere Verbrennungsschwerpunktvariationen für die Last $p_{mi,HD} = 8.3 \text{ bar}$ dargestellt.

Die drei Kurven zeichnen sich durch die folgenden Einstellwerte aus:

1. Einstellwerte der PCCI-Lastgrenze mit $\varepsilon = 15.8$ und B75 ($p_2 = 1.900 \text{ bar}$, AGR = 50%)
2. Dieselmotorische Abstimmung (NO_x auf EURO 5-Niveau) mit einer Voreinspritzung ($p_2 = 1.600 \text{ bar}$, AGR = 30%)
3. Einstellwerte wie (2.) jedoch ohne Voreinspritzung ($p_2 = 1.600 \text{ bar}$, AGR = 30%)

Konstant	Kurve	p_2	AGR	p_{Rail}	VE	Kraftstoff (Vol-%)
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	—○—	1.900 bar	50%	750 bar	-	B75
$T_2 = 60 \text{ }^\circ\text{C}$	—□—	1.600 bar	30%	1000 bar	1.25 mg	B0
$p_{mi,HD} = 8.3 \text{ bar}$	—△—	1.600 bar	30%	1000 bar	-	B0
$\varepsilon = 15.8$						

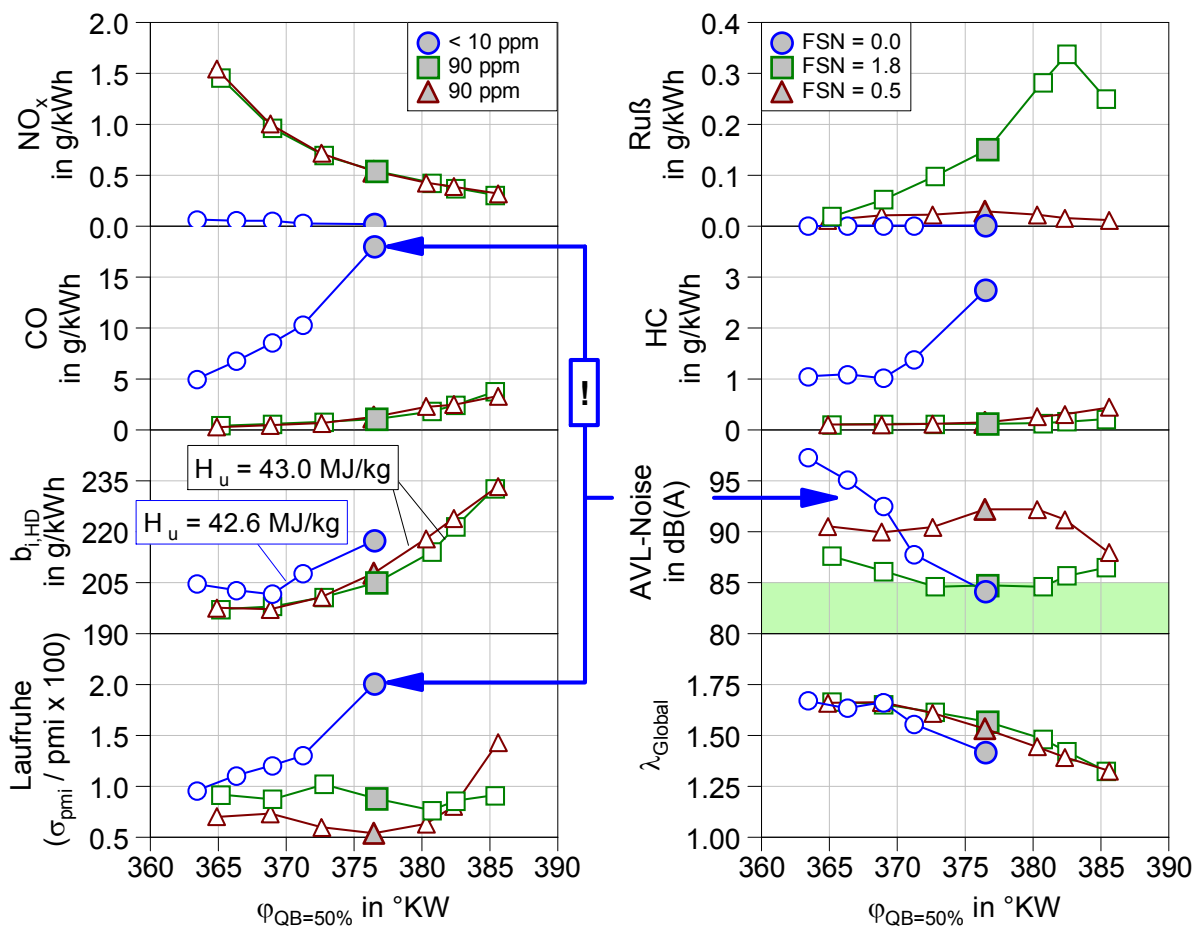


Abb. 84 Zielkonflikt zwischen Verbrennungsgeräusch und Kraftstoffumsetzungsgrad bei PCCI

Der in **Abb. 84** dargestellte Vergleich zwischen der PCCI-Abstimmung, der dieselmotorischen Abstimmung und der Abstimmung ohne Voreinspritzung führt zu den folgenden Beobachtungen:

- Das Verbrennungsgeräusch der PCCI-Verbrennung kann durch die Spätverschiebung deutlich abgesenkt werden. Der für diesen Lastpunkt gesetzte Zielwert von AVL-Noise = 85 dB(A) wird bei einem Verbrennungsschwerpunkt von $\varphi_{QB=50\%} = 376$ °KW erreicht.
- Die hohe CO- und HC-Emission der PCCI-Verbrennung steigt im Laufe der Spätverschiebung weiter an. Der Grund dafür ist die sinkende Massenmitteltemperatur und die kürzere zur Verfügung stehende Reaktionszeit.
- Die Laufruhe der PCCI-Verbrennung verschlechtert sich bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen merklich, so dass diesem Verfahren zur Absenkung des Verbrennungsgeräuschs Grenzen gesetzt sind. Grundsätzlich können mit dem PCCI-Verfahren keine so späten Verbrennungsschwerpunktlagen wie mit der konventionellen, dieseltypischen Verbrennungsabstimmung realisiert werden. Ab bestimmten Kurbelwinkellagen werden die Zündbedingungen bei PCCI schneller schlechter als die Vorreaktionen der Verbrennung voranschreiten. Hierdurch kommt es zu Zündaussetzern.

Zur Veranschaulichung der drastischen Unterschiede in der Prozessführung der in **Abb. 84** dargestellten Motorabstimmungen sind in **Abb. 85** die Ergebnisse der Druckverlaufsanalysen am Verbrennungsschwerpunkt $\varphi_{QB=50\%} = 376$ °KW dargestellt.

- Im Fall des mit Dieselkraftstoff und Voreinspritzung gefahrenen Messpunkts fällt der relativ kurze Zündverzug auf. Dieser wird durch Wegfall der Voreinspritzung geringfügig verlängert, wodurch allerdings eine deutliche Vormischung im Brennverlauf zu erkennen ist.
- Im Vergleich zu den mit Dieselkraftstoff gemessenen Punkten ist der Zündverzug des PCCI-Falls mit dem Kraftstoff B75 deutlich länger.
- Bis auf den Unterschied zwischen der Voreinspritzverbrennung und der Kalte-Flamme-Verbrennung sieht der Brennverlauf der PCCI-Abstimmung dem Brennverlauf der dieseltypischen Abstimmung sehr ähnlich. Dies bestätigt die Messung eines vergleichbaren Verbrennungsgeräuschs.

Konstant	Kurve	p_2	AGR	p_{Rail}	VE	Kraftstoff (Vol-%)
$n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$	●	1.900 bar	50%	750 bar	-	B75
$T_2 = 60 \text{ °C}$	■	1.600 bar	30%	1000 bar	1.25 mg	B0
$p_{\text{mi,HD}} = 8.3 \text{ bar}$	▲	1.600 bar	30%	1000 bar	-	B0
$\varepsilon = 15.8$						

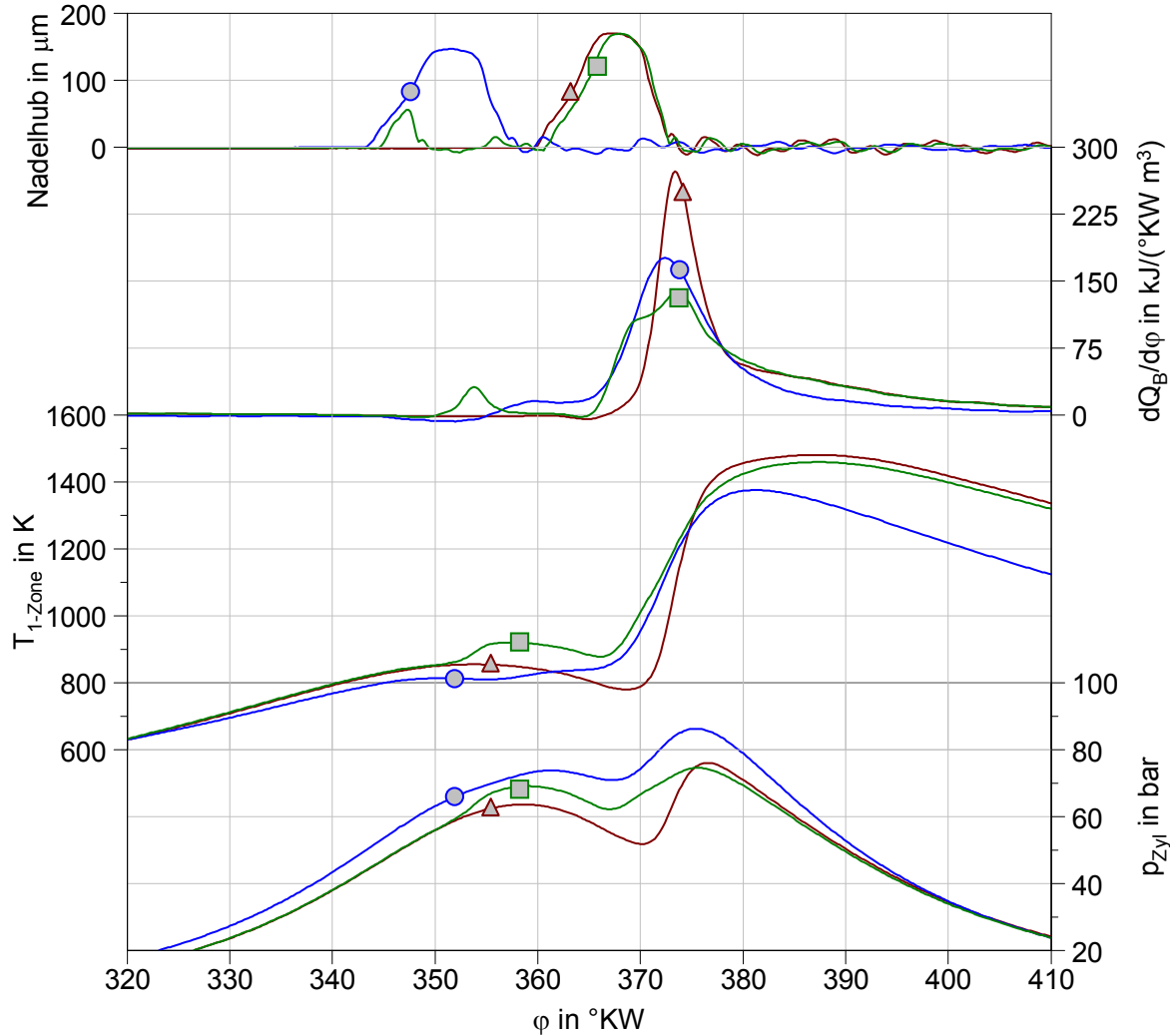


Abb. 85 Vergleich zwischen PCCI-Betrieb, konventioneller dieselmotorischer Abstimmung und Abstimmung ohne VE bei $\phi_{\text{QB}=50\%} = 376 \text{ }^{\circ}\text{KW}$

5.8.2 Gedankenexperiment stationärer PCCI-Betrieb in seriellen Hybrid

Im letzten Abschnitt wurde gezeigt, dass durch eine gezielte Verschiebung der PCCI-Verbrennung in die Expansion ein für die Anwendung in Diesel-Pkw geeignetes Verbrennungsgeräusch erreicht werden kann. Um das PCCI-Brennverfahren im Vergleich zum konventionellen Dieselmotor abschließend zu bewerten, wird mit Hilfe eines Gedankenexperiments eine Hochrechnung der im NEFZ erzielbaren Emissions- und Verbrauchsergebnisse durchgeführt.

Das Gedankenexperiment geht von einem Verbrennungsmotor aus, der darauf ausgelegt ist, die Ladebilanz der Batterie eines seriellen Hybridfahrzeugs während des Betriebs im NEFZ konstant zu halten. Der Motor wird dabei bezüglich seines Hubvolumens so dimensioniert, dass mit dem in **Abb. 84** gezeigten Betriebspunkt von $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$ und $p_{mi,HD} = 8.3 \text{ bar}$ der mittlere Leistungsbedarf für die Fortbewegung des Fahrzeugs im NEFZ erbracht werden kann.

Für das Gedankenexperiment wird ein Fahrzeug der Mittelklasse (Schwungmasse 3750 lbs) mit einem mittleren effektiven Energiebedarf von $W_e = 1.25 \text{ kWh}$ im NEFZ angenommen. Da der Betriebspunkt $n_M = 1650 \text{ min}^{-1}$, $p_{mi,HD} = 8.3 \text{ bar}$ bei Vollmotoren²⁹ ungefähr einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} = 6.9 \text{ bar}$ entspricht, wird für die Berechnung des mittleren indizierten Energiebedarfs für den Hochdruckprozess ein Verlust aus Ladungswechsel- und Reibarbeit von 17% angenommen. Es ergibt sich somit ein mittlerer indizierter Energiebedarf für den Hochdruckprozess von $W_{i,HD} = 1.50 \text{ kWh}$.

Das benötigte Motorhubvolumen V_H kann anhand der erforderlichen mittleren Leistungsabgabe berechnet werden. Bei der vorgeschriebenen Zykluszeit von 1180 s ergibt sich mit $W_{i,HD} = 1.50 \text{ kWh}$ eine mittlere indizierte Leistung von $P_{i,HD} = 4.58 \text{ kW}$.

Aus der Beziehung

$$P_{i,HD} = p_{mi,HD} \cdot V_H \cdot \frac{n_M}{2} \quad (\text{Gl. 20})$$

$$\text{folgt } V_H = \frac{P_{i,HD} \cdot 2}{p_{mi,HD} \cdot n_M}. \quad (\text{Gl. 21})$$

Mit den Werten $P_{i,HD} = 4.58 \text{ kW}$, $p_{mi,HD} = 0.83 \frac{\text{kJ}}{\text{l}}$ und $n_M = \frac{1650}{60} \text{ s}^{-1}$ folgt

$$V_H = 0.401 \text{ l}. \quad (\text{Gl. 22})$$

Um den Schadstoffausstoß und den Verbrauch der für den Hybridantriebsstrang konkurrierenden Betriebstrategien zu berechnen, werden die Emissions- und Verbrauchswerte des Diesel-Punkts ($\varepsilon = 15.8/\text{B0}$ mit VE, $\varphi_{QB=50\%} = 376 \text{ °KW}$) und des PCCI-Punkts ($\varepsilon = 15.8/\text{B75}$, $\varphi_{QB=50\%} = 376 \text{ °KW}$) aus **Abb. 84** angenommen (Punkte gleichen Verbrennungsgeräuschs). **Tabelle 14** zeigt die angenommenen Emissions- und Verbrauchswerte der konkurrierenden Betriebstrategien, sowie die daraus berechneten Testergebnisse.

²⁹ Betrachtet wurde hier ein dem Einzylinderversuchsträger entsprechender Vierzylindervollmotor vom Typ OM646 der Daimler AG

Tabelle 14 Annahmen für das stationäre Emissionsverhalten und Ergebnisse des Gedankenexperiments

		Dieselmotorisch	PCCI
NO _x in g/kWh	Bezogen auf W _{i,HD}	0.54	0.02
Ruß in g/kWh		0.15	0.01
CO in g/kWh		1.0	18.0
HC in g/kWh		0.1	2.7
b _{i,HD} in g/kWh		205	217

Energiebedarf des Fahrzeugs im NEFZ	$W_e = 1.25 \text{ kWh}$
Innerer Energiebedarf	$W_{i,HD} = W_e / 0.83 = 1.50 \text{ kWh}$
Fahrstrecke NEFZ	$S_{NEFZ} = 11.007 \text{ km}$
Konversion Dieselmotorkraftstoff \leftrightarrow CO ₂	$K = 3.15 \text{ gCO}_2 / \text{gDiesel}$
Wirkungsgrad Generator, Elektromotor	$\eta_{Hybrid} = 0.9 \cdot 0.9 = 0.81$

		Dieselmotorisch	PCCI
NO _x in mg/km	Bezogen auf Strecke	74	3
Ruß in mg/km		20	1
CO in mg/km		140	2450
HC in mg/km		14	368
CO ₂ in g/km		109	115

Abb. 86 stellt die berechneten Testergebnisse in Relation zu den relevanten europäischen und US-amerikanischen Abgasgesetzgebungsstufen dar. Daraus ist zu erkennen, dass die zwei konkurrierenden Betriebsstrategien zu einem drastischen Unterschied im Emissionsergebnis führen:

- Die verwendete dieselmotorische Abstimmung erreicht den EURO 6 NO_x-Grenzwert knapp und liegt bezüglich der Rußmasse bei ca. 400% des zugelassenen Grenzwerts von 5 mg / km. Das in dem Gedankenexperiment verwendete Stationäraggregate würde bei der dieselmotorischen Abstimmung also in jedem Fall einen Dieselpartikelfilter benötigen.
- Die Grenzwerte von CO und HC werden im Fall der dieselmotorischen Abstimmung deutlich unterschritten. Dem Gedankenexperiment folgend wäre also kein Oxidationskatalysator für die Umwandlung der HC- und CO-Rohemission erforderlich. In Realität würden aufgrund der Aufheizphase des Motors wesentlich höhere Werte für die HC- und CO-Emission zustande kommen. Die Aufheizphase ist in der Hochrechnung nicht berücksichtigt, da die Eingangsdaten im stationären und aufgeheizten Motorzustand vermessen wurden.

- Die verwendete PCCI-Abstimmung unterschreitet die EURO 6 Grenzwerte für NO_x und Ruß deutlich. Der Stationärmotor des Gedankenexperiments wäre daher in der Lage, diese Grenzwerte ohne eine DeNO_x -Abgasnachbehandlung und ohne einen Partikelfilter zu erfüllen.
- Bei der PCCI-Abstimmung liegt das Ergebnis der CO-Emission bei ca. 490% des für EURO 6 zugelassenen Grenzwerts. Das Ergebnis der HC-Emission liegt mit ca. 215% des EURO 6 Grenzwerts ebenfalls deutlich zu hoch. Für die Konvertierung der HC- und CO-Rohemission wäre bei der PCCI-Abstimmung demnach definitiv ein Oxidationskatalysator erforderlich.

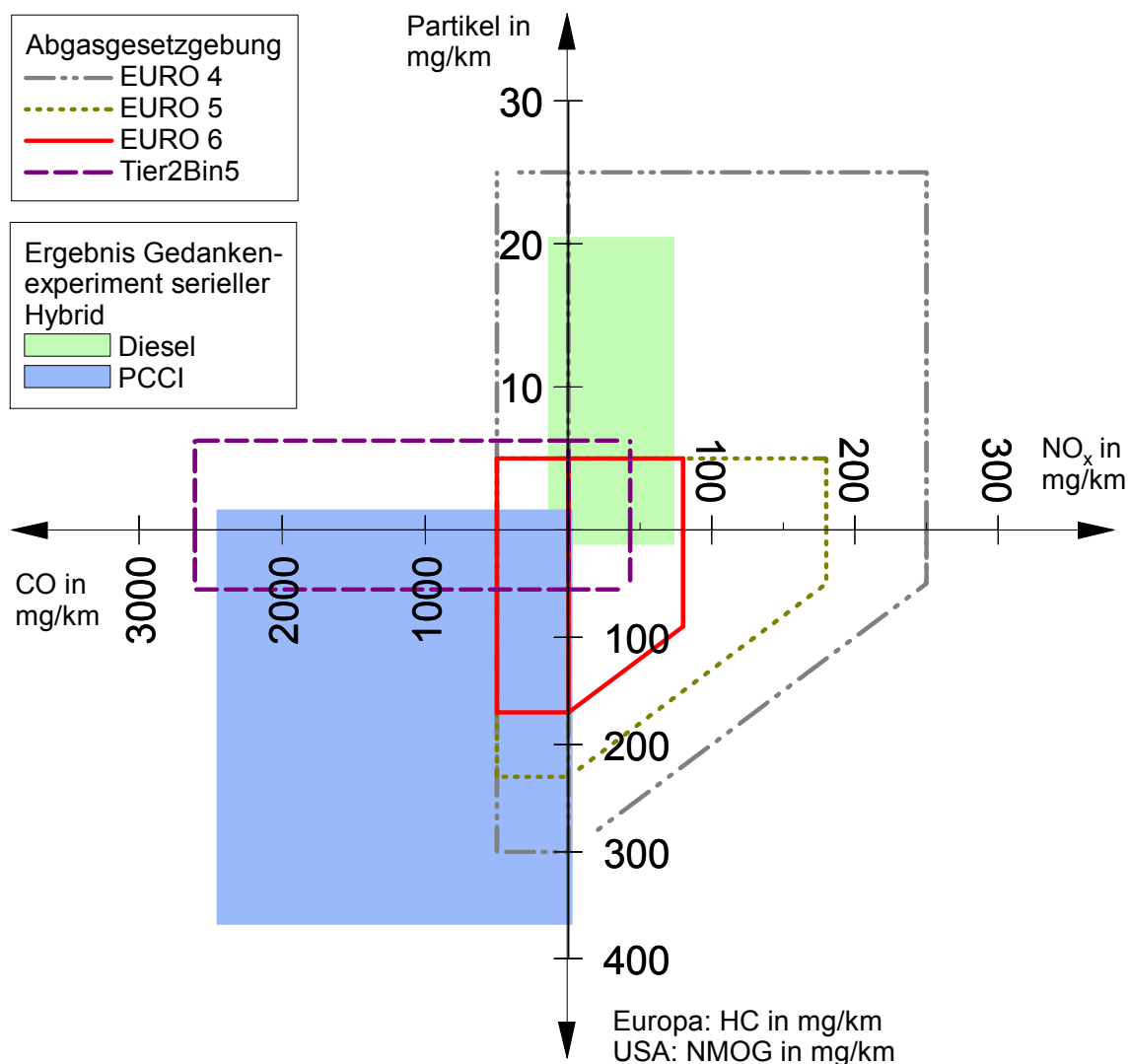


Abb. 86 Abgasgesetzgebung und Ergebnis des Gedankenexperiments

Die Bewertung der in dem Gedankenexperiment konkurrierenden Brennverfahrensansätze kann an dieser Stelle nicht weitergeführt werden, da die Diskussion um die Kosten und Wirksamkeit der Abgasnachbehandlungskomponenten den Rahmen dieser Arbeit übersteigt. Abschließend müssen zwei kritische Aspekte der vorgestellten PCCI-Abstimmung festgehalten werden:

- Zum einen ist das Erreichen der für die AGR-Rate von 50% erforderlichen hohen Ladedrücke (im obigen Beispiel $p_2 = 1.900 \text{ bar}$) eine Herausforderung, weil die Abgastemperatur beim PCCI-Brennverfahren sehr niedrig ist.
- Zum anderen ist die niedrige Abgastemperatur beim PCCI-Brennverfahren eine Herausforderung für die dringend erforderliche Nachoxidation der Abgasbestandteile HC und CO.

6 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Arbeit wurde das PCCI-Brennverfahren mit Gemischbildung im Bereich des oberen Totpunkts detailliert untersucht. Die Versuche wurden an einem Einzylinderforschungsmotor auf Basis des OM646 der Daimler AG durchgeführt. Mit dem Ziel, allgemeingültige und geometrieunabhängige Verbrennungseffekte zu analysieren, wurde der Fokus auf die Luftpfad- und Einspritzpfadparameter gelegt.

Die Untersuchungen wurden mit dem Ziel durchgeführt, ein bestmögliches Schadstoff- und Wirkungsgradverhalten bei akzeptablem Verbrennungsgeräusch zu erreichen. Als Ergebnis wurde die zur Zielerreichung erforderliche Motorprozessführung des PCCI-Brennverfahrens und die hiermit erreichbare Motorlast abgeleitet. Die Ableitung wurde zunächst für Dieselkraftstoff und für ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15.8$ vorgenommen.

Die zu erreichenden Emissionswerte wurden für die Bewertung so festgelegt, dass ein Mittelklassefahrzeug ohne Einsatz einer aktiven NO_x -Abgasnachbehandlung und ohne Einsatz eines Dieselpartikelfilters die EURO 6 Abgasgesetzgebung erfüllen würde, wenn das so definierte Emissionsverhalten im gesamten testrelevanten Kennfeldbereich vorläge. Hierfür ergeben sich die Zielbereiche $\text{NO}_x < 0.2 \text{ g/kWh}$ und Ruß $< 0.05 \text{ g/kWh}$, wobei als Bezugsgröße jeweils die indizierte Arbeit der Hochdruckschleife gilt.

Die Versuche haben gezeigt, dass die Zielwerte für NO_x und Ruß bei Verwendung von Dieselkraftstoff und $\varepsilon = 15.8$ nur in der unteren Teillast ($p_{\text{mi,HD}} < 4.0 \text{ bar}$) erreicht werden können. Dabei ist der für die NO_x -Zielerreichung erforderliche Ladedruck der Haupteinflussparameter, dessen erforderliche Anhebung bei steigender Motorlast zu der Verkürzung des Zündverzugs und somit zum Anstieg der Rußemission führt.

Für die Analyse des Verhaltens des Zündverzugs und der Charakteristik der Wärme-freisetzung wurde ein spezielles Rechenprogramm zur Druckverlaufsanalyse entwickelt. Mit Hilfe dieses Rechenprogramms und der daraus abgeleiteten Modelle konnte für das vorliegende Gemischbildungssystem eine detaillierte Analyse des Betriebsverhaltens bei unterschiedlichen Verbrennungsbedingungen durchgeführt werden. Der inhaltliche Schwerpunkt lag auf der Bewertung des Temperatureinflusses auf die NO_x - und Rußbildung.

- Ausgehend von den reaktionskinetischen Grundlagen der Schadstoffentstehung wurde das Konzept der adiabaten Flammentemperatur und die nach [1] bekannten Schadstoffentstehungsgebiete genutzt, um die Emissionsphänomene im Übergangsbereich zwischen heterogener und homogener Dieselerverbrennung zu erklären. Mit dem Konzept der adiabaten Flammentemperatur konnte das Gebiet der NO_x -Bildung in der $\lambda_{\text{Lokal}} - T_{\text{Lokal}}$ -Ebene aus [1] qualitativ validiert und für einige praktische Anwendungen im Motorversuch quantifiziert werden.
- Zur Veranschaulichung der Abhängigkeit der Schadstoffemission von der Massenmitteltemperaturkurve wurde eine Darstellung der Versuchsergebnisse über dem globalen Verbrennungsluftverhältnis λ_{Global} und dem Maximalwert der Massenmitteltemperatur $T_{\text{Max,1-Zone}}$ erarbeitet.

- Es konnte gezeigt werden, dass sich die Rußemission bei bestimmten Kombinationen aus Massenmitteltemperatur und Zündverzug sprunghaft verändert. Eine genaue Betrachtung des Temperatureinflusses bei nahezu konstantem Zündverzug und nahezu identischem Verlauf der Wärmefreisetzung deutete auf eine direkte Abhängigkeit der Rußpartikelbildung von der Prozesstemperatur hin.

Nach der Analyse des Betriebsverhaltens mit Dieselkraftstoff und dem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 15.8$, wurde der Fokus auf die Anhebung der PCCI-Lastgrenze gelegt. Als Maßnahmen gegen die Verkürzung des relativen Zündverzugs bei steigender Last wurden die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses und die Verwendung eines Kraftstoffes niedrigerer Zündwilligkeit untersucht. Anders als beim konventionellen Dieselmotorenverfahren, bei dem aufgrund der Diffusionsverbrennung der Einspritzdruck üblicherweise mit zunehmender Last angehoben wird, wurde bei der PCCI-Motorprozessführung ein konstanter Einspritzdruck von $p_{\text{Rail}} = 750$ bar zu Grunde gelegt. Um hierdurch keine Nachteile bei der Rußemission in Kauf nehmen zu müssen, beinhaltet die hier gewählte Definition der PCCI-Motorprozessführung einen Zielwert für den so genannten relativen Zündverzug. Dieser bezeichnet das Verhältnis aus dem absoluten Zündverzug und der Einspritzdauer.

Als Vorbereitung für die Versuche zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze über das Verdichtungsverhältnis wurde ein empirisches Modell für das Zündverzugsverhalten von Dieselkraftstoff erstellt. Dieses Modell verwendet die durch eine nulldimensionale Prozessanalyse ermittelten Werte für den Druck, die Temperatur und die Ladungszusammensetzung während des Zündverzugsintervalls. Mit Hilfe des Zündverzugsmodells und der Motorprozessrechnung konnte das Potential zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze bei verringertem Verdichtungsverhältnis abgeschätzt werden. Die Simulationsergebnisse wurden anschließend durch praktische Versuche bestätigt und präzisiert. Als zweite Maßnahme zur Anhebung der PCCI-Lastgrenze wurden Versuche mit unterschiedlichen Mischungen aus Diesel- und Benzinkraftstoff durchgeführt. Anhand der Messungen konnte nachgewiesen werden, dass die optimal abgestimmte PCCI-Verbrennung sowohl durch eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, als auch durch die Verwendung von Kraftstoffen mit niedrigerer Cetanzahl auf Betriebspunkte höherer Last übertragen werden kann.

Abschließend wurde basierend auf der europäischen Abgasgesetzgebung und auf den Entwicklungszielen für das Verbrennungsgeräusch ein Vergleich zwischen dem PCCI-Verfahren und dem konventionellen Dieselmotorenverfahren vorgenommen. Zum Erreichen eines akzeptablen Verbrennungsgeräuschs muss die Verbrennung beim PCCI-Verfahren möglichst spät im Verbrennungstakt erfolgen ($\varphi_{\text{QB}=50\%} \approx 376$ °KW). Die vom Gesetzgeber geforderten Grenzwerte für HC und CO können beim PCCI-Verfahren daher nur mit einer intensiven HC- und CO-Abgasnachbehandlung erfüllt werden. Hinsichtlich der Schadstoffe NO_x und Ruß birgt das Brennverfahren allerdings das Potential, ohne eine Abgasnachbehandlung auszukommen.

Aufgrund des hohen Drucks zur Reduzierung des CO_2 -Ausstosses und dem daraus resultierenden Trend zum Downsizing scheint der PCCI-Verbrennungsansatz beim derzeitigen Entwicklungsstand nicht der geeignete Weg zur Erfüllung der künftigen Anforderungen an Pkw-Dieselmotoren zu sein. Der Grund hierfür liegt in dem gegenüber dem konventionellen Dieselmotorenverfahren erhöhten Kraftstoffverbrauch, der durch die höhere HC- und CO-Emission verursacht wird. Unter Ausnutzung des poli-

tisch geforderten Partikelfilters werden sich daher Niedertemperaturbrennverfahren mit kürzerem Zündverzug gegenüber dem PCCI-Verfahren durchsetzen. Brennverfahrensseitig wird es hier zu einer höheren Partikelemission als beim PCCI-Verfahren kommen. Im Gegenzug wird aber auch eine geringere CO- und HC-Emission, ein geringeres Verbrennungsgeräusch und eine bessere Steuerbarkeit des Verbrennungsprozesses erzielbar sein.

AUSBLICK

Künftige Arbeiten auf dem Gebiet der Brennverfahrensentwicklung sollten den Übergangsbereich zwischen der PCCI-Verbrennung und der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung noch detaillierter analysieren, um das Verständnis weiter zu vertiefen und zusätzliches Optimierungspotential aufzudecken. Aus derzeitiger Sicht besteht weiterer Forschungsbedarf bezüglich der Mechanismen der Ruß, HC- und CO-Entstehung [7] [45]. Ähnlich wie bei den aktuellen Entwicklungsarbeiten an schichtladefähigen Ottobrennverfahren ist beim PCCI-Verfahren die Verbesserung des Durchbrennverhaltens des Gemischs bei erhöhtem Inertgasanteil eine wichtige Aufgabe. Hierfür könnten Verfahren der optischen Verbrennungsdiagnostik und darauf basierende CFD-Rechnungen eingesetzt werden, um die aus der Reaktionskinetik bekannten Zusammenhänge bei der Oxidation von CO zu CO₂ mit den Vorgängen im Motor in Zusammenhang zu bringen.

Weitere Arbeiten sind auch zur Klärung der Kraftstoffeinflüsse auf das Emissionsverhalten notwendig. Nach dem Ende der Rohölreserven wird eine effiziente Nutzung und eine auf die Anwendung optimierte Kraftstoffzusammensetzung eine wichtige Rolle für die Entwicklung neuer synthetischer Kraftstoffe spielen. Gerade bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung ist zu erwarten, dass die Kraftstoffzusammensetzung eine starke Auswirkung auf die Emission von Ruß, HC und CO hat [39] [46] [53] [80].

Eine der wesentlichen Aussagen dieser Arbeit ist, dass der Zündverzug ein wichtiger Parameter für das Geräusch- und Emissionsverhalten im Dieselmotor ist. Auf dieser Grundlage stellt sich die Frage, ob zukünftige Motoren ein weiteres Stellglied zur Kompensation der sich im Kennfeld verändernden Zündungsbedingungen haben sollten, um bestmögliche Ergebnisse zu erzielen. Letztlich gibt es auch bei der konventionellen dieselmotorischen Prozessführung Teilbereiche im Kennfeld, an denen besonders gute Emissionsergebnisse bei einem gutem Kraftstoffverbrauch erzielt werden können (üblicherweise im Bereich von $p_{mi,HD} = 5.0$ bis $p_{mi,HD} = 8.0$ bar). Eine Variabilität im Kraftstoff könnte es ermöglichen, die hier herrschenden vorteilhaften Bedingungen auf andere Lastbereiche zu übertragen. Praktisch wäre es beispielsweise denkbar, Dieselmotoren im oberen Lastbereich mit einem sehr zündträgen Kraftstoff zu befeuern, um aufgrund der Vormischeffekte und der dadurch schneller ablaufenden Verbrennung Einsparungen beim Einspritzdruck zu realisieren, oder Veränderungen bei der erforderlichen Düsenauslegung vorzunehmen [11] [34] [35] [64] [66].

Eine Variabilität im Verdichtungsverhältnis wäre grundsätzlich auch dazu in der Lage, diese Strategie des „Zündverzugsmanagements“ zu verfolgen, jedoch ist hier mit einem höheren mechanischen Aufwand am Motor und mit Quereinflüssen durch den sich ändernden thermischen Wirkungsgrad zu rechnen [30].

LITERATURVERZEICHNIS

- [1] Akihama, K.; Takatori, Y.; Inagaki, K.; Sasaki, S.; Dean, A. M.:
Mechanism of the smokeless rich Diesel combustion by reducing temperature
SAE 2001-01-0655
- [2] Araki, M.; Umino, T.; Obokata, T.; Ishima, T.; Shiga, S.; Nakamura, H.; Long, W.-Q.;
Muraki, A.:
*Effects of compression ratio on characteristics of PCCI Diesel combustion with a hollow
cone spray*
SAE 2005-01-2130
- [3] Backhaus, R.:
Ottomotor mit HCCI-Technik von General Motors
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 69 (06/2008), S. 482-485
- [4] Barzantny, B.:
*Untersuchung von Neuronalen Netzen bei der Anwendung in der Verbrennungsmoto-
rentwicklung*
Studienarbeit Technische Universität Berlin, 2003
- [5] Beier, H.:
*Untersuchung des Betriebsverhaltens eines Einzylindermotors unter Verwendung
eines flexiblen Forschungs-Einspritzsystems*
Diplomarbeit Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2005
- [6] Blechstein, A.; Brauer, M.; Buchwald, R.; Sommer, A.; Kahrstedt, J.:
Einspritzstrategien zur Realisierung der homogenen Verbrennung am Pkw-Dieselmotor
9. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz 2003
- [7] Boyarski, N. J.; Reitz, R. D.:
*Premixed compression ignition (PCI) combustion with modeling-generated piston bowl
geometry in a Diesel engine*
SAE 2006-01-0198
- [8] Brauer, M.; Gargiso, T.; Seiffert, A.; Stegemann, J.; Sommer, A.; Houillé, S.;
Gaudre, G.; Dabireau, F.; Pajot, O.:
Untersuchung der Einspritzratenverlaufsformung mit dem TwinCR Einspritzsystem
5. HdT-Tagung Benzin- und Diesel-Direkteinspritzung, Berlin 2006
- [9] Brettschneider, J.:
*Berechnung des Luftverhältnisses λ von Luft-Kraftstoff-Gemischen und des Einflusses
von Meßfehlern auf λ*
Bosch Technische Berichte; Band 6; Stuttgart 1979
- [10] Christensen, M.; Johansson, B.; Amnéus, P.; Mauss, F.:
Supercharged homogeneous charge compression ignition
SAE 980787
- [11] Christensen, M.; Hultqvist, A.; Johansson, B.:
*Demonstrating the multi fuel capability of a homogeneous charge compression ignition
engine with variable compression ratio*
SAE 1999-01-3679

- [12] Ciezki, H.:
Untersuchung des Selbstzündverhaltens von n-Heptan/Luft-Gemischen unter hohem Druck
Dissertation RWTH Aachen, 1990
- [13] Chmela, F.; Piock, W.F.; Sams, T.; Pirker, G.; Doppler, C.:
Potenzial alternativer Verbrennungsverfahren für Otto- und Dieselmotoren
9. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz 2003
- [14] Dec, J. E.:
Understanding HCCI charge stratification using optical, conventional and computational diagnostics
SAE HCCI Symposium, Lund 2005
- [15] Depcik, C.:
Berechnungsprogramm „Adiabatic Flame Temperature V1.1.1.1“
University of Michigan, 2006
- [16] Epping, K.; Aceves, S.; Bechtold, R.; Dec, J.:
The potential of HCCI combustion for high efficiency and low emissions
SAE 2002-01-1923
- [17] Fieweger, K.:
Selbstzündung von Kohlenwasserstoff/Luft-Gemischen unter motorischen Randbedingungen
Dissertation RWTH Aachen, 1996
- [18] Figer, G.; Eichlseder, H.; Wimmer, A.; Chmela, F.; Csató, J.; Glensvig, M.:
Analyse von Gemischbildung und Verbrennung bei HCCI-Brennverfahren mit Dieselmotorkraftstoff
6. Tagung Motorische Verbrennung, München 2003
- [19] Figer, G.; Pirker, G.; Wimmer, A.; Jauk, T.; Doppler, C.; Eichlseder, H.; Fuchs, C.; Schutting, E.:
Analyse von HCCI-Brennverfahren beim direkteinspritzenden Dieselmotor
9. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz 2003
- [20] Flynn, P. F.; Durrett, R. P.; Hunter, G. L.; Loye, A. O.; Akinyemi, O. C.; Dec, J. E.; Westbrook, C. K.:
Diesel Combustion: An Integrated View Combining Laser Diagnostics; Chemical Kinetics and Empirical Validation
SAE 1999-01-0509
- [21] Fritzsche, J.:
Brennverfahrenspotential alternativer Kraftstoffe für Pkw-Dieselmotoren mit direkter Kraftstoffeinspritzung
Diplomarbeit TU Berlin, 2009
- [22] Gärtner, U.; Koch, T.; König, G.:
Verdichtungsverhältnis und Zylinderspitzenndruck – Einfluss auf das thermodynamische Verhalten von Nfz-Dieselmotoren
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 66 (01/2005), S. 36-42

- [23] Gatellier, B.; Walter, B.; Miche, M.:
New Diesel combustion process to achieve near zero NOx and particulates emissions. A new generation of engine combustion processes for the future?
IFP International Congress, Paris 2001
- [24] Glassmann, I.:
Combustion
Dritte Auflage, Academic Press, San Diego 1996
- [25] Gordon, S.; McBride, B.J.:
Computer program for the calculation of complex chemical equilibrium composition rocket performance - Incident and reflected shocks and Chapman-Jouget detonations
NASA publication SP-273, 1971
- [26] Gray, A. W.; Ryan, T. W.:
Homogeneous charge compression ignition (HCCI) of Diesel fuel
SAE 971676
- [27] Groenendijk, A.:
Gemischbildung und Verbrennungssteuerung bei homogener und teilhomogener Dieselerbrennung
Dissertation TU Braunschweig, 2003
- [28] Haas, S.-H.:
Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselerbrennverfahren
Dissertation Universität Stuttgart, 2007
- [29] Harada, A.; Shimazaki, N.; Sasaki, S.; Miyamoto, T.; Akagawa, H.; Tsujimura, K.:
The effects of mixture formation on premixed lean Diesel combustion engine
SAE 980533
- [30] Haraldsson, G.; Tunestål, P.; Johansson, B.; Hyvönen, J.:
HCCI closed-loop combustion control using fast thermal management
SAE 2004-01-0943
- [31] Hasegawa, R.; Sakata, I.; Yanagihara, H.; Hildingsson, L.; Johansson, B.; Collin, R.; Nygren, J.; Richter, M.:
Die Analyse von Homogenitätseffekten in HCCI Verbrennung durch Verwendung von gleichzeitigen OH- und Formaldehyd LIF Messungen
13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik; Aachen 2004
- [32] Herzog, P. L.:
HSDI diesel engine development towards Euro IV
Future Engine and System Technologies: The Euro 4 Challenge, S. 21-32;
IMEchE Seminar-Publication; Professional Engineering Publishing, 3. Auflage 1998
- [33] Heywood, J. B.:
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill Inc., 1988
- [34] Inagaki, K.; Fuyuto, T.; Nishikawa, K.; Nakakita, K.:
Dual-fuel PCI combustion controlled by in-cylinder stratification of ignitability
SAE 2006-01-0028

- [35] Inagaki, K.; Fuyuto, T.; Nishikawa, K.; Nakakita, K.:
Combustion system with premixture-controlled compression ignition
R&D Review of Toyota CRDL Vol. 41 No. 3; 2006
- [36] Iwabuchi, Y.; Kawai, K.; Shoji, T.; Takeda, Y.:
Trial of New Concept Diesel Combustion System - Premixed Compression-Ignited Combustion
SAE 1999-01-0185
- [37] Kahrstedt, J.; Manns, J.; Sommer, A.; Wormbs, T.:
Brennverfahrensseitige Ansatzpunkte für Pkw-Dieselmotoren zur Erfüllung künftiger EU- und US-Abgasstandards
5. Internationales Stuttgarter Motorensymposium, 2003
- [38] Kahrstedt, J.; Buschmann, G.; Predelli, O.; Kirsten, K.:
Homogenes Dieselmotorenverfahren für EURO 5 und TIER2/LEV2 - Realisierung der modifizierten Prozessführung durch innovative Hardware- und Steuerungskonzepte
25. Internationales Wiener Motorensymposium, 2004
- [39] Kalghatgi, G.:
Auto-ignition quality of practical fuels and implications for fuel requirements of future SI and HCCI engines
SAE 2005-01-0239
- [40] Kashdan, J. T.; Docquier, N.; Brunneaux, G.:
Mixture preparation and combustion via LIEF and LIF of combustion radicals in a direct-injection Diesel engine
SAE 2004-01-2945
- [41] Kimura, S.; Aoki, O.; Ogawa, H.; Muranaka, S.; Enomoto, Y.:
New combustion concept for ultra-Clean and high-efficiency small DI Diesel engines
SAE 1999-01-3681
- [42] Kirchen, P.; Boulouchos, K.:
Phänomenologisches Mittelwertmodell für Ruß in transientem Motorbetrieb
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 69 (07-08/2008), S. 624-631
- [43] Kulk, U.:
Untersuchung des Einflusses von Cetanzahl und Siedeverhalten des Kraftstoffs auf das PCCI-Brennverfahren eines Dieselmotors
Diplomarbeit TU Berlin, 2007
- [44] Kumano, K.; Iida, N.:
Analysis of the effect of charge inhomogeneity on HCCI combustion by chemiluminescence measurement
SAE 2004-01-1902
- [45] Lee, S.; Reitz, R. D.:
Spray targeting to minimize soot and CO formation in premixed charge compression ignition (PCCI) combustion with a HSDI Diesel engine
SAE 2006-01-0918

- [46] Liebig, D.; Joedicke, A.; Harrison, A.; Puschmann, H.; Brauer, M.; Brinkmann, P.; Sommer, A.; Ramsperger, F.; Pucher, H.:
Emission and ignition effects of alternative fuels at conventional and premixed Diesel combustion
SAE 2010-01-0870
- [47] Lim, O. T.; Sendoh, N.; Iida, N.:
Experimental study on HCCI combustion characteristics of n-heptane and iso-octane fuel/air mixture by the use of a rapid compression machine
SAE 2004-01-1968
- [48] Maiwald, O.:
Experimentelle Untersuchungen und mathematische Modellierung von Verbrennungsprozessen in Motoren mit homogener Selbstzündung
Dissertation Universität Karlsruhe, 2005
- [49] Marriott, C. D.; Kong, S.-C.; Reitz, R. D.:
Investigation of hydrocarbon emissions from a direct injection-gasoline premixed charge compression ignited engine
SAE 2002-01-0419
- [50] Marriott, C. D.; Reitz, R. D.:
Experimental investigation of direct injection-gasoline for premixed compression ignited combustion phasing control
SAE 2002-01-0418
- [51] Merker, G. P.; Stiesch, G.:
Technische Verbrennung - Motorische Verbrennung
B. G. Teubner Verlag, 1. Auflage, Stuttgart 1999
- [52] Miles, P.:
In-cylinder flow and mixing processes in light-duty, low-temperature Diesel combustion systems
SAE 3rd International Symposium on HCCI, San Ramon 2006
- [53] Mohammadi, A.; Kee, S.-S.; Ishiyama, T.; Kakuta, T.; Matsumoto, T.:
Implementation of ethanol Diesel blend fuels in PCCI combustion
SAE 2005-01-3712
- [54] n.n.
Abgasgesetzgebung EPA
www.epa.gov/OMSWWW/ld-hwy.htm
- [55] n.n.
Abgasgesetzgebung Kalifornien, USA
www.arb.ca.gov/html/lawsregs.htm
- [56] n.n.
Diesel Fuels Technical Review (FTR-2) Chevron Products Company, 1998
www.chevron.com/products/prodserv/fuels/bulletin/diesel
- [57] n.n.
DIN 51773 - Bestimmung der Zündwilligkeit (Cetanzahl) von Dieselkraftstoffen
Deutsches Institut für Normung e.V., Berlin

- [58] n.n.
DGMK Forschungsbericht 583
Deutsche Wissenschaftliche Gesellschaft für Erdöl, Erdgas und Kohle e. V.
- [59] n.n.
Future Diesel: Abgasgesetzgebung Pkw, leichte Nfz und Lkw – Fortschreibung der Grenzwerte bei Dieselfahrzeugen
Umweltbundesamt Berlin, 2003
- [60] n.n.
Health aspects of air pollution with particulate matter, ozone and nitrogen dioxide
Report on a WHO working group, Bonn 2003
- [61] n.n.
www.acea.be
- [62] n.n.
www.umweltbundesamt.de/verkehr/index-rechtlich.htm
- [63] Nordgren, H.; Hultquist, A.; Johansson, B.:
Start of injection strategies for HCCI combustion
SAE 2004-01-2990
- [64] Ogawa, H.; Miyamoto, N.; Sakai, A.; Akao, K.:
Combustion in a two-stage injection PCCI engine with lower distillation-temperature fuels
SAE 2004-01-1914
- [65] Okude, K.; Mori K.; Shiino, S.; Moriya, T.:
Premixed compression ignition (PCI) combustion for simultaneous reduction of NO_x and soot in Diesel Engines
SAE 2004-01-1907
- [66] Olsson, J.-O.; Tunestal, P.; Haraldsson, G.; Johansson, B.:
A Turbo Charged Dual Fuel HCCI Engine
SAE 2001-01-1896
- [67] Olsson, J.-O.; Tunestal, P.; Johansson, B.:
Closed-loop control of an HCCI engine
SAE 2001-01-1031
- [68] Paquet, T.; Tahara, J.; Sugiyam, T.; Hirota, S.; Matsuoka, H.; Fujimura, T.:
Erste Feldversuchsergebnisse eines Diesel-Pkw; ausgerüstet mit der DPNR Abgasnachbehandlung
11. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2002
- [69] Pickett, L. M.; Siebers, D. L.; Idicheria, C. A.:
Relationship between ignition process and the lift-off length of Diesel fuel jets
SAE 2005-01-3843
- [70] Pinchon, P.; Walter, B.; Réveillé, B.; Miche, M.:
New concepts for Diesel combustion
THIESEL Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines, Valencia 2004

- [71] Pohlke, R.:
Bestimmung der tatsächlichen Cetanzahl über Zündverzugsbetrachtungen an einem Direkteinspritzenden Einzylinder-Forschungsmotor in teilhomogenem Dieselbetrieb
Diplomarbeit TU Berlin, 2008
- [72] Predelli, O.; Gratzke, R.; Stölting, E.; Rempel, A.:
Flexible Motorprozessregelung für neue Brennverfahren
Steuerung und Regelung von Fahrzeugen und Motoren – AUTOREG, 2008
- [73] Predelli, O.; Matz, M.; Brauer, M.; Blechstein, A.; Kahrstedt, J.:
Advanced Diesel Combustion System (ADCS) für Pkw-Dieselmotoren-Brennverfahren und Steuerungskonzepte
10. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, Graz 2005
- [74] Predelli, O.; Kracke, T.; Schmidt, W.; Mayer, M.:
FI²RE - Neues Steuermodul für Piezoinjektoren
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 65 (01/2004), S. 36-42
- [75] Pucher, H.:
Aufladung von Verbrennungsmotoren
expert-Verlag; Sindelfingen 1985
- [76] Pucher, H.:
Skript zur Vorlesung Motorprozessstechnik I+II
Institut für Land- und Seeverkehr; Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen
TU Berlin, 2001
- [77] Reinhardt, H.:
Anwendbarkeit existierender Zündverzugsmodelle für homogene und teilhomogene Dieselmotoren
4. HdT-Tagung Diesel- und Benzindirekteinspritzung, Berlin 2006
- [78] Rossini, F. D.:
Selected values of physical and thermodynamic properties of hydrocarbons and related compounds
Carnegie Press, Pittsburgh 1953
- [79] Ryan III, T. W.; Callahan, T. J.:
Homogeneous charge compression ignition of Diesel fuel
SAE 961160
- [80] Ryan III, T. W.; Matheaus, A. C.:
Fuel requirements for HCCI engine operation
SAE 2003-01-1813
- [81] Sazaki, S.; Kobayashi, N.; Hashimoto, Y.; Tanaka, T.; Hirota, S.:
Neues Verbrennungsverfahren für ein „Clean Diesel System“ mit DPNR
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 63 (11/2002), S. 948-954
- [82] Seiffert, A.; Diezemann, M.; Sommer, A.; Kahrstedt, J.:
Integrale Lichtleit-Messtechnik (ILM) und Abbildende Lichtleit-Messtechnik (ALM) – moderne optische Werkzeuge für die Brennverfahrensentwicklung
Tagung Optisches Indizieren, Haus der Technik e. V., Essen 2002

- [83] Schloz, E.:
Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung bei innerer Gemischbildung
Dissertation Universität Karlsruhe, 2003
- [84] Schubiger, R. A.:
Untersuchung zur Rußbildung und Oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen; Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie
Dissertation ETH Zürich, 2001
- [85] Shigeyuki, T.; Ayala, F.; Keck, J. C.; Heywood, J. B.:
Two-stage ignition in HCCI combustion and HCCI control by fuels and additives
Combustion and Flame 132, 2003
- [86] Sitkei, G.:
Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren
Ingenieurwissenschaftliche Bibliothek, Springer Verlag, 1964
- [87] Sjöberg, M.; Dec, J. E.; Babajimopoulos, A.; Assanis, D.:
Comparing enhanced natural thermal stratification against retarded combustion phasing for smoothing of HCCI heat-release rates
SAE 2004-01-2994
- [88] Sjöberg, M.; Dec, J. E.:
Extending high-load HCCI operation using partial stratification with two-stage ignition fuels
SAE 3rd International Symposium on HCCI, San Ramon 2006
- [89] Stein, J.O.; Dürnholtz, M.; Wirbeleit, F.; Kopp, C.; Benz, C.:
Homogene dieselmotorische Verbrennung zur Darstellung niedrigster Emissionen
13. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2004
- [90] Suck, G.:
Untersuchungen der HC-Quellen an einem Ottomotor mit Direkteinspritzung
Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2001
- [91] Taschek, M.; Müller, A.; Leipertz, A.; Zellbeck, H.; Kerst, A.:
Einfluss der Brennraumwand auf Verbrennung und Schadstoffbildung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 66 (06/2005), S. 486-495
- [92] Thring, R. H.:
Homogeneous charge compression ignition (HCCI) engines
SAE 892068
- [93] Tschöke, H.; Heinze, H.-E.:
Einige unkonventionelle Betrachtungen zum Kraftstoffverbrauch
3. Symposium Steuerungssysteme für den Antriebsstrang von Kraftfahrzeugen, Berlin 2001
- [94] Tschöke, H.:
Skript zur Vorlesung Verbrennungsmotoren I+II
Institut für Mobile Systeme – Lehrstuhl Kolbenmaschinen
Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2007

- [95] Urushihara, T.; Hiraya, K.; Kakuhou, A.; Itoh, T.:
Expansion of HCCI operating range by the combination of direct fuel injection; negative valve overlap and internal fuel reformation
SAE 2003-01-0749
- [96] Urushihara, T.:
A trial to control combustion speed in a gasoline-fuelled HCCI engine through temperature gradients in the mixture
SAE 2nd International Symposium on HCCI, Lund 2005
- [97] Vanhaelst; R.:
Optische und thermodynamische Untersuchungen der teilhomogenen Dieselerbrennung
Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2003
- [98] Voigt; S.:
Untersuchung zur Rußentstehung bei homogenisierten Kraftstoff/Luft-Gemischen
Diplomarbeit Fachhochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2008
- [99] Wagner, U.; Merkel, S.; Velji, A.; Spicher, U.:
Experimental investigations of a soot-free combustion process in direct injection Diesel engines
Diesel Engine Conference, Ecole Central de Lyon, 2006
- [100] Walter, B.; Gatellier, B.:
Development of the high power NADITM concept using dual mode Diesel combustion to achieve zero NO_x and particulate emissions
SAE 2002-01-1744
- [101] Warnatz, J.; Maas, U.; Dibble, R.W.:
Verbrennung – Physikalisch-chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung
3. Auflage, Springer-Verlag 2001
- [102] Weißbäck, M.; Csató, J.; Glensvig, M.; Sams, T.; Herzog, P.:
Alternative Brennverfahren – Ein Ansatz für den zukünftigen Dieselmotor
Motortechnische Zeitschrift (MTZ) Jahrgang 64 (09/2003), S. 718-727
- [103] Wenzel, S. P.:
Modellierung der Ruß- und NO_x-Emission des Dieselmotors
Dissertation Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2006
- [104] Wiland, J.; Nieberding, R.-G.; Vent, G.; Enderle, C.:
The knocking syndrome – Its cure and its potential
SAE 982483
- [105] Woschni, G.:
Verbrennungsmotoren
Skriptum zur Vorlesung an der TU München, Lehrstuhl und Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge, 2. Auflage 1988
- [106] Yanagihara, H.:
Uniform Bulky Combustion System (UNIBUS)
SAE 2nd International Symposium on HCCI, Lund 2005

- [107] Yates, A. D. B.; Viljoen, C. L.; Swarts, A.:
Understanding the relation between cetane number and combustion bomb ignition delay measurements
SAE 2004-01-2017
- [108] Zhao, H.; Peng, Z.; Williams, J.; Ladommatos, N.:
Understanding the effects of recycled burnt gases on the controlled autoignition (CAI) combustion in four-stroke gasoline engines
SAE 2001-01-3607
- [109] Zheng, J.; Miller, D. L.; Cernansky, N. P.; Liu, D.; Zhao, X.; Zhang, M.:
Some observations on the effects of EGR, oxygen concentration and engine speed on the homogeneous charge combustion of n-heptane
SAE 2004-01-1905

ANHANG

ANHANG-I BESCHREIBUNG WEITERER MECHANISMEN DER NO-BILDUNG

Promptes NO (Fenimore-NO)

Der Mechanismus der prompten NO-Bildung wird für die NO-Entstehung in brennstoffreichen (unterstöchiometrischen) Verbrennungszonen bei Temperaturen unterhalb von 2000 K verantwortlich gemacht. Geschwindigkeitsbestimmend ist die Reaktion eines CH-Radikals mit molekularem Stickstoff zu Blausäure und atomarem Stickstoff (postuliert von C.P. Fenimore (1979)):



Die aus dem Zeldovich-Mechanismus bekannten Reaktionen (Rückreaktion von (Gl. 5), (Gl. 6) und (Gl. 7)) konkurrieren bei niedrigen Temperaturen um den Verbrauch des atomaren Stickstoffs. Hierbei kommt es zur Bildung des Fenimore-NO. Die Rekombination des gebildeten atomaren Stickstoffs gemäß (Gl. 6) ist eine mit der Fenimore NO-Bildung konkurrierende Reaktion.

Über N₂O erzeugtes NO

Der Distickstoffoxid-Mechanismus wird für die NO-Bildung bei mageren, vorgemischten Verbrennungen mit niedrigen Temperaturen verantwortlich gemacht. Durch einen Dreierstoß mit einem stabilisierenden Molekül wird aus molekularem Stickstoff und atomarem Sauerstoff Distickstoffoxid produziert, welches nach einem erneuten Stoß mit atomarem Sauerstoff zu zwei NO-Molekülen reagiert (postuliert von Wolfrum (1972)):



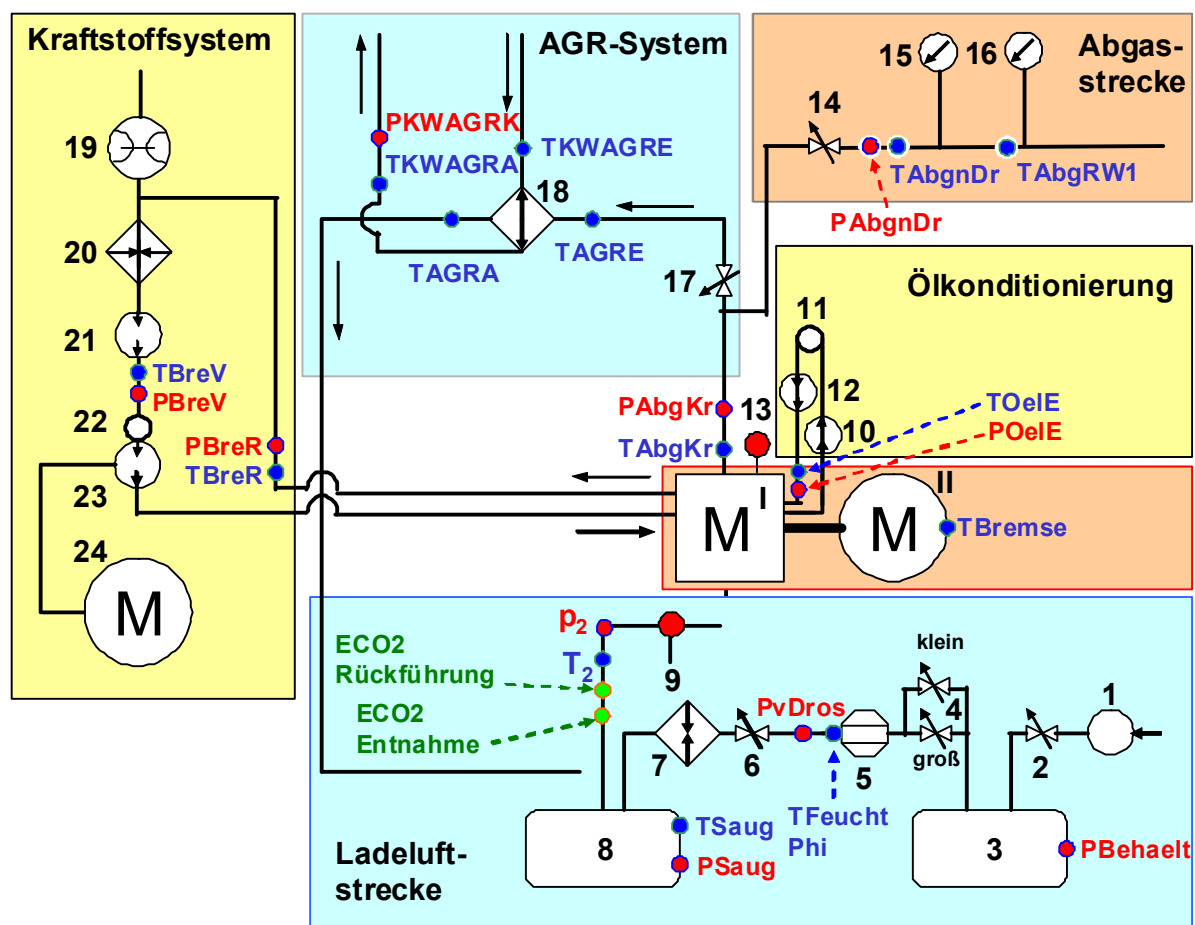
Der Mechanismus über einen Dreierstoß führt dazu, dass die NO-Bildung auf diesem Weg auch bei niedrigen Temperaturen und mageren Bedingungen zu Stande kommt und durch hohe Drücke begünstigt wird.

Konversion von Brennstoff-Stickstoff in NO

Im Brennstoff gebundener (atomarer) Stickstoff entgast bei der Verbrennung und verbindet sich meist schnell mit Wasserstoff und Kohlenstoff zu Verbindungen wie HCN (Blausäure) und NH₃ (Ammoniak). Im weiteren Verlauf kommt es nach Abspaltung von molekularem Wasserstoff zur Isolierung von atomarem Stickstoff. Dieser reagiert entsprechend dem Zeldovich-Mechanismus zu NO bzw. N₂.

Im Gegensatz zu festen Brennstoffen wie Kohle, enthalten die flüssigen Brennstoffe Benzin und Diesel keinen Stickstoff. Aus diesem Grund ist der hier genannte Mechanismus der NO-Bildung für motorische Brennverfahren nicht relevant.

ANHANG-II MOTORPERIPHERIE UND STANDARDMESSTECHNIK AM EINZYLINDERPRÜFSTAND



I	Einzylindermotor	12	Öldruckpumpe
II	Prüfstandsbremse	13	Zylinderdruckindizierung SMETEC „Combi-Executive“
1	Fremdaufladung Radialverdichter	14	Abgasgegendruckventil
2	Druckminderventil	15	Abgasanalyse
3	Ausgleichsbehälter	16	Smokemeter AVL 415S
4	Ladedruckregelventil	17	AGR-Ventil
5	Air-Massflowmeter ABB Sensyflow P	18	AGR-Kühler
6	Regelventil Ansaugdruckdifferenz (Druckstufe zur Beruhigung)	19	Kraftstoffwaage AVL 733S
7	Ladeluft-Heizer (2kW)	20	Kraftstoffkonditionierung AVL 753C
8	Beruhigungsbehälter (20l)	21	Vorförderdruckpumpe
9	Niederdruckquarz	22	Kraftstofffilter
10	Ölrückförderpumpe	23	Common Rail Pumpe
11	Ölfilter und Ölvorratsbehälter	24	Elektromotor

ANHANG-III ARBEITSGASZUSAMMENSETZUNG BEI AGR-BETRIEB

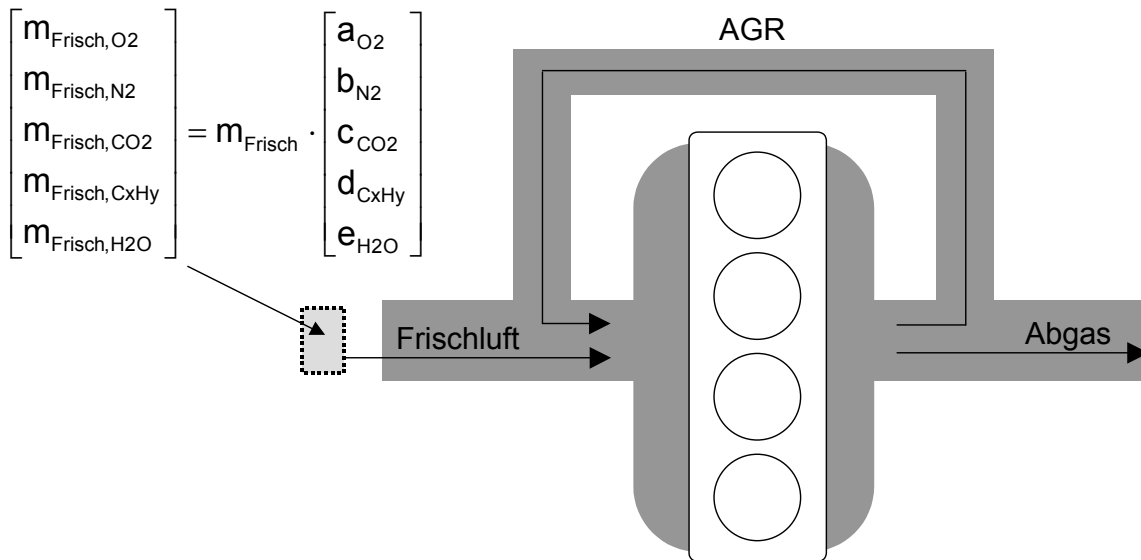


Abb. 87 Zusammensetzungsvektor und Schema von Motor und Gaswechsellleitungen

Die pro Hub aus dem Saugrohr entnommene Arbeitsgasmasse kann unter Verwendung des in **Abb. 87** dargestellten Zusammensetzungsvektors wie folgt geschrieben werden:

$$m_{\text{Ansaug}} \cdot \begin{bmatrix} a_{\text{Ansaug, O}_2} \\ b_{\text{Ansaug, N}_2} \\ c_{\text{Ansaug, CO}_2} \\ d_{\text{Ansaug, C}_x\text{H}_y} \\ e_{\text{Ansaug, H}_2\text{O}} \end{bmatrix} = m_{\text{Frisch}} \cdot \begin{bmatrix} a_{\text{Frisch, O}_2} \\ b_{\text{Frisch, N}_2} \\ c_{\text{Frisch, CO}_2} \\ d_{\text{Frisch, C}_x\text{H}_y} \\ e_{\text{Frisch, H}_2\text{O}} \end{bmatrix} + m_{\text{AGR}} \cdot \begin{bmatrix} a_{\text{AGR, O}_2} \\ b_{\text{AGR, N}_2} \\ c_{\text{AGR, CO}_2} \\ d_{\text{AGR, C}_x\text{H}_y} \\ e_{\text{AGR, H}_2\text{O}} \end{bmatrix} \quad \text{(Gl. 26)}$$

Die Unbekannten dieses Gleichungssystems sind die Koeffizienten im Zusammensetzungsvektor der AGR-Masse. Nach Berücksichtigung der Stoffumwandlung durch die Verbrennung kann das Gleichungssystem auf die gesuchten Koeffizienten aufgelöst werden. **(Gl. 18)** zeigt zunächst die Zusammensetzung des Arbeitsgases im Zylinder „ $m_{\text{Zyl, vV}}$ “, wie sie nach erfolgter Einspritzung, jedoch noch vor Ablauf der Verbrennung vorliegen würde. Mit der Annahme einer vollständigen, überstöchiometrischen Verbrennung kann der Anteil des Kraftstoffes in der AGR dabei zu Null gesetzt werden (ebenso wie der in der Frischluf). Aufgrund der gleichen Zusammensetzung (\Rightarrow Abgaszusammensetzung) wurde die im Zylinder vorliegende Restgasmasse in **(Gl. 18)** mit der angesaugten AGR-Masse zusammengefaßt.

$$m_{Zyl, vV} \cdot \begin{bmatrix} a_{Zyl, vV, O_2} \\ b_{Zyl, vV, N_2} \\ c_{Zyl, vV, CO_2} \\ d_{Zyl, vV, CxHy} \\ e_{Zyl, vV, H_2O} \end{bmatrix} = m_{Frisch} \cdot \begin{bmatrix} a_{Frisch, O_2} \\ b_{Frisch, N_2} \\ c_{Frisch, CO_2} \\ 0 \\ e_{Frisch, H_2O} \end{bmatrix} + m_{AGR+RG} \cdot \begin{bmatrix} a_{AGR, O_2} \\ b_{AGR, N_2} \\ c_{AGR, CO_2} \\ 0 \\ e_{AGR, H_2O} \end{bmatrix} + m_{Krst} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 27})$$

Unter Verwendung der in (Gl. 19) definierten Verbrauchs- und Produktionsterme für O_2 , CO_2 und H_2O

$$V_{O_2} = \frac{m_{O_2}}{m_{CxHy}}; \quad P_{CO_2} = \frac{m_{CO_2}}{m_{CxHy}}; \quad P_{H_2O} = \frac{m_{H_2O}}{m_{CxHy}} \quad (\text{Gl. 28})$$

kann (Gl. 18) für den Zustand nach der Verbrennung umgeschrieben werden:

$$m_{Zyl, nV} \cdot \begin{bmatrix} a_{Zyl, nV, O_2} \\ b_{Zyl, nV, N_2} \\ c_{Zyl, nV, CO_2} \\ 0 \\ e_{Zyl, nV, H_2O} \end{bmatrix} = m_{Frisch} \cdot \begin{bmatrix} a_{Frisch, O_2} \\ b_{Frisch, N_2} \\ c_{Frisch, CO_2} \\ 0 \\ e_{Frisch, H_2O} \end{bmatrix} + m_{AGR+RG} \cdot \begin{bmatrix} a_{AGR, O_2} \\ b_{AGR, N_2} \\ c_{AGR, CO_2} \\ 0 \\ e_{AGR, H_2O} \end{bmatrix} + m_{Krst} \cdot \begin{bmatrix} -V_{O_2} \\ 0 \\ +P_{CO_2} \\ 0 \\ +P_{H_2O} \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 29})$$

In (Gl. 30) können die Zusammensetzungsvektoren der Massen $m_{Zyl, nV}$ und m_{AGR+RG} zusammengefasst werden, da beide der gesuchten AGR bzw. Abgaszusammensetzung entsprechen:

$$(m_{Zyl, nV} - m_{AGR+RG}) \cdot \begin{bmatrix} a_{AGR, O_2} \\ b_{AGR, N_2} \\ c_{AGR, CO_2} \\ 0 \\ e_{AGR, H_2O} \end{bmatrix} = m_{Frisch} \cdot \begin{bmatrix} a_{Frisch, O_2} \\ b_{Frisch, N_2} \\ c_{Frisch, CO_2} \\ 0 \\ e_{Frisch, H_2O} \end{bmatrix} + m_{Krst} \cdot \begin{bmatrix} -V_{O_2} \\ 0 \\ +P_{CO_2} \\ 0 \\ +P_{H_2O} \end{bmatrix} \quad (\text{Gl. 30})$$

Das Gleichungssystem in **(Gl. 31)** kann nun auf die gesuchten Koeffizienten aufgelöst werden. Es folgt:

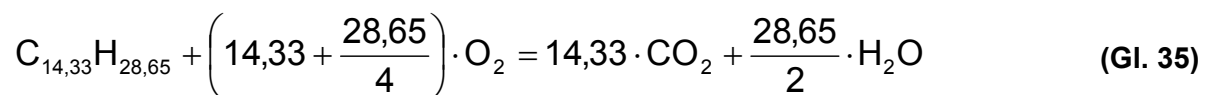
$$a_{AGR,O_2} = \frac{a_{Frisch,O_2} \cdot m_{Frisch} - V_{O_2} \cdot m_{Krst}}{m_{Frisch} + m_{Krst}} \quad \text{(Gl. 31)}$$

$$b_{AGR,N_2} = \frac{b_{Frisch,N_2} \cdot m_{Frisch}}{m_{Frisch} + m_{Krst}} \quad \text{(Gl. 32)}$$

$$c_{AGR,CO_2} = \frac{c_{Frisch,CO_2} \cdot m_{Frisch} + V_{CO_2} \cdot m_{Krst}}{m_{Frisch} + m_{Krst}} \quad \text{(Gl. 33)}$$

$$e_{AGR,H_2O} = \frac{e_{Frisch,H_2O} \cdot m_{Frisch} + V_{H_2O} \cdot m_{Krst}}{m_{Frisch} + m_{Krst}} \quad \text{(Gl. 34)}$$

In der vorliegenden Arbeit wurde für die Parametrierung des Verbrauchsterms V_{O_2} und der Produktionsterme P_{CO_2} und P_{H_2O} die folgende idealisierte Verbrennungsgleichung angenommen:



ANHANG-IV VEREINFACHTE MODELLIERUNG DES RESTGASANTEILS IN DEM PROGRAMM OPEN-TDA

Die in dem Rechenprogramm OPEN-TDA standardmäßig verwendete Restgas-Parameterisierung basiert auf der Annahme, dass das Restgas zum Zeitpunkt ES ein Volumen vom Betrag des Kompressionsvolumens einnimmt und sich bezüglich Druck und Temperatur der angesaugten Ladung angeglichen hat (**Abb. 88**). Unter dieser Voraussetzung haben das angesaugte Gas und das Restgas näherungsweise die gleiche Dichte und die Restgasmasse kann als Funktion des Volumenverhältnisses V_K / V_{Hub} und der angesaugten Gasmasse berechnet werden:

$$m_{RG} = \frac{V_K}{V_{Hub}} \cdot m_{Ansaug} = \frac{m_{Ansaug}}{\varepsilon - 1} \quad (\text{Gl. 36})$$

Die Zusammensetzung des Restgases wird im Rechenprogramm OPEN-TDA gleich der Abgaszusammensetzung gesetzt (s. **Gl. 31** in **ANHANG-III**).

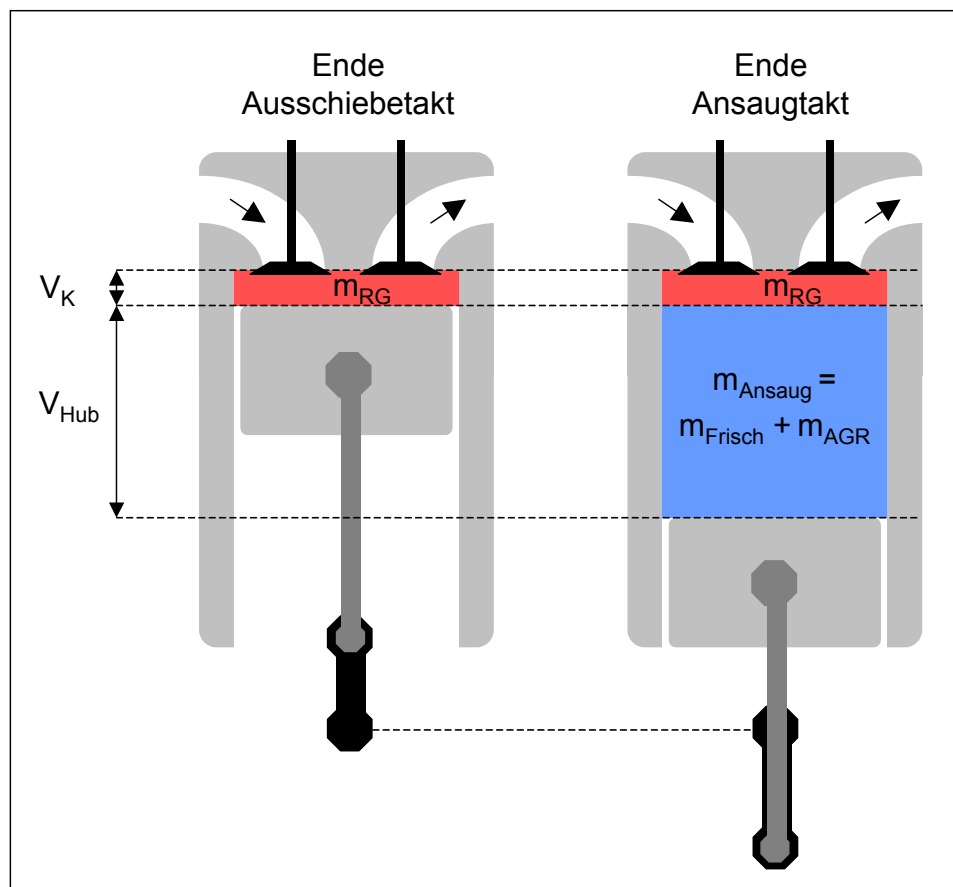


Abb. 88 Vereinfachter Ansatz zur Modellierung des Restgasgehalts

ANHANG-V ABLEITUNG VERBRENNUNGSLUFTVERHÄLTNIS λ_{GLOBAL}

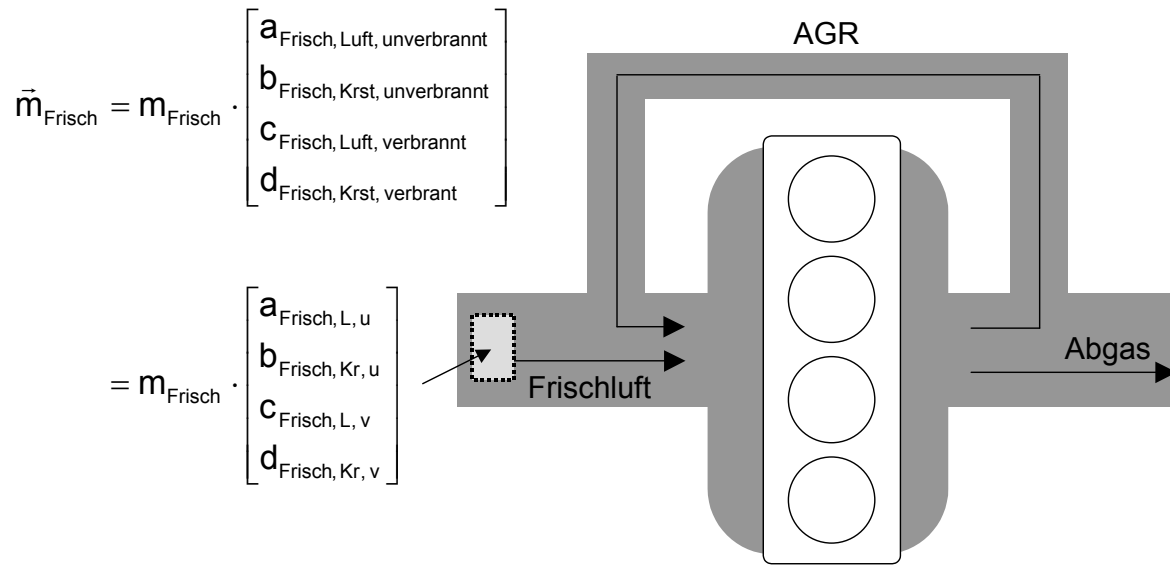


Abb. 89 Vereinfachter Zusammensetzungsvektor und Motorschema

Die Gleichung zur Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses λ_{Global} (Gl. 18) kann unter Verwendung des in **Abb. 89** definierten vereinfachten Zusammensetzungsvektors hergeleitet werden. Für die Zusammensetzung der Zylinderladung nach der Einspritzung, jedoch noch vor der Verbrennung gilt die folgende Gleichung:

$$m_{Zyl,vV} \cdot \begin{bmatrix} a_{Zyl,vV, L, u} \\ b_{Zyl,vV, Kr, u} \\ c_{Zyl,vV, L, v} \\ d_{Zyl,vV, Kr, v} \end{bmatrix} = m_{Frisch} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + m_{AGR+RG} \cdot \begin{bmatrix} a_{AGR, L, u} \\ 0 \\ c_{AGR, L, v} \\ d_{AGR, Kr, v} \end{bmatrix} + m_{Krst} \cdot \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (Gl. 37)$$

Mit Hilfe des Mindestluftbedarfs L_{min} kann nun auch die Zusammensetzung im Zylinder nach der Stoffumwandlung durch die Verbrennung berechnet werden:

$$m_{Zyl,nV} \cdot \begin{bmatrix} a_{Zyl,nV, L, u} \\ b_{Zyl,nV, Kr, u} \\ c_{Zyl,nV, L, v} \\ d_{Zyl,nV, Kr, v} \end{bmatrix} = m_{Frisch} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + m_{AGR+RG} \cdot \begin{bmatrix} a_{AGR, L, u} \\ 0 \\ c_{AGR, L, v} \\ d_{AGR, Kr, v} \end{bmatrix} + m_{Krst} \cdot \begin{bmatrix} -L_{min} \\ 0 \\ +L_{min} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (Gl. 38)$$

Da die Arbeitsgaszusammensetzung im Zylinder nach erfolgter Verbrennung gleich der Zusammensetzung des Abgases bzw. der AGR ist, kann **(Gl. 27)** umgestellt und aufgelöst werden. Es folgt:

$$a_{\text{AGR,L,u}} = \frac{m_{\text{Frisch}} - L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}}{m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Krst}}} \quad (\text{Gl. 39})$$

$$c_{\text{AGR,L,v}} = \frac{L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}}{m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Krst}}} \quad (\text{Gl. 40})$$

$$d_{\text{AGR,Kr,v}} = \frac{m_{\text{Krst}}}{m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Krst}}} \quad (\text{Gl. 41})$$

Für die Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses λ_{Global} , welches den Sauerstoffbeitrag des rückgeführten Abgases berücksichtigt, folgt:

$$\lambda_{\text{Global}} = \frac{m_{\text{Frisch}} + a_{\text{AGR,L,u}} \cdot m_{\text{AGR+RG}}}{L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}} = \frac{m_{\text{Frisch}} + \left(\frac{m_{\text{Frisch}} - L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}}{m_{\text{Frisch}} + m_{\text{Krst}}} \right) \cdot m_{\text{AGR+RG}}}{L_{\text{min}} \cdot m_{\text{Krst}}} \quad (\text{Gl. 42})$$

ANHANG-VI VALIDIERUNG DER HOCHDRUCKPROZESSSIMULATION

Dargestellt ist ein Vergleich zwischen der Druckverlaufsanalyse und der Hochdruckprozesssimulation für drei Lastpunkte aus dem Lastanhebungsversuch in **Abb. 50** und **Abb. 52**.

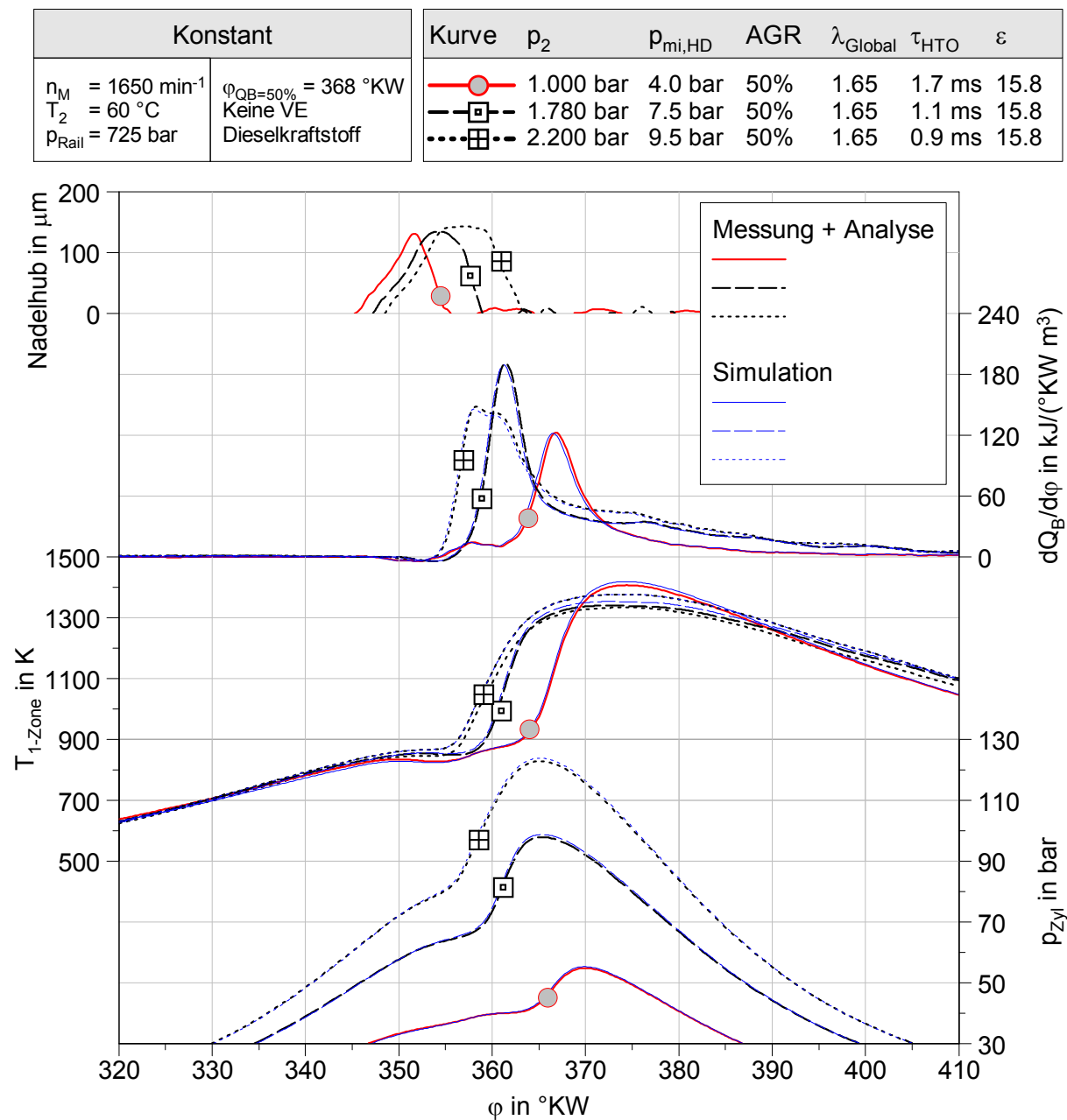
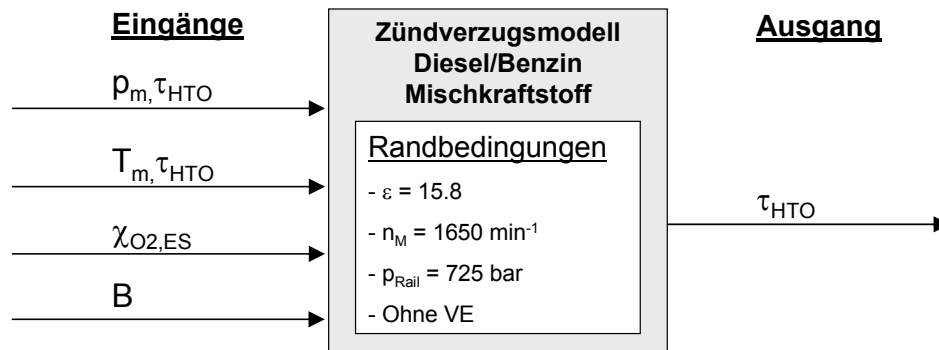


Abb. 90 Validierung der Hochdruckprozesssimulation

ANHANG-VII ANGABEN ZUM ERWEITERTEN ZÜNDVERZUGSMODELL

Ein- und Ausgänge des erweiterten Zündverzugsmodells:



Variationsbreite der Ein- und Ausgangsparameter:

Eingang	Bereich
ρ_m, τ_{HTO} in bar	16 – 88
T_m, τ_{HTO} in K	712 – 925
$\chi_{O_2,ES}$ in %	6.3 – 20.6
B in %	0 – 100

Ausgang	Bereich
τ_{HTO} in ms	0.6 – 3.3

Polynomansatz und Bestimmtheitsmaß:

Modell	Ordnung des Polynoms	Ordnung der gemischten Terme	R ²
τ_{HTO}	3-5-3-3	1	0.914