

**Untersuchung von irregulären
Verbrennungsphänomenen an aufgeladenen
Ottomotoren mit Direkteinspritzung**

Philipp Graf

Untersuchung von irregulären Verbrennungsphänomenen an aufgeladenen Ottomotoren mit Direkteinspritzung

Zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften
der Fakultät für Maschinenbau
Universität Karlsruhe (TH)

genehmigte
Dissertation
von

Dipl.-Ing. Philipp Graf geb. Krings
aus Stuttgart

Tag der mündlichen Prüfung:
Hauptreferent:
Korreferenten:

16.01.2015
Prof. Dr.-Ing. U. Spicher
Prof. Dr.-Ing. H. Rottengruber
Prof. Dr. rer. nat. habil. U. Maas

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand im Bereich der Motorenentwicklung bei der BMW Group in München.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit, sowie die Übernahme des Hauptreferates. Weiterhin danke ich den Herren Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber und Prof. Dr. rer. nat. habil. Ulrich Maas für das Interesse an meiner Arbeit und der Übernahme des Korreferats.

Herrn apl. Prof. Dr.-Ing. Christian Schwarz, dem ehemaligen Leiter der Abteilung Entwicklung Thermodynamik, Aufladung und Abgassystem der BMW Group in München, danke ich für das Ermöglichen der Promotion und das damit entgegengebrachte Vertrauen.

Für die inhaltliche Betreuung, die stets gewährte Gesprächsbereitschaft und die angenehme Zusammenarbeit bin ich Herrn Dr.-Ing. Markus Selder zu besonderem Dank verpflichtet. Durch seine wertvollen Ratschläge und konstruktive Kritik hat er maßgeblich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

An dieser Stelle möchte ich mich auch bei allen Kollegen in der Abteilung bedanken. Hervorheben möchte ich dabei vor allem Herrn Dipl.-Ing. Rüdiger Eibl für die hervorragende Einarbeitung und die stets fruchtbaren Gespräche.

Für die kurzweiligen Tage und Stunden mit anregenden fachlichen Diskussionen, aber auch privaten Gesprächen möchte ich mich bei meinen Mitdoktoranden in der Abteilung bedanken.

Stellvertretend für alle Prüfstandsführer, die mich während meiner Arbeit tatkräftig unterstützt haben, möchte ich mich bei den Herren Reinhard Diemer und Frank Siebert bedanken.

Nicht zuletzt gilt der Dank meinen Freunden Herrn Dr.-Ing. Kai Hoffmann und Herrn Dr.-Ing. Roman Stiehl für das Korrekturlesen und die hilfreichen Verbesserungsvorschläge an der Dissertation.

Ohne meine Frau Helena wäre an ein erfolgreiches Abschließen der Arbeit nicht zu Denken gewesen, daher möchte ich mich ganz besonders bei ihr für die Unterstützung und den Rückhalt in den letzten Jahren bedanken. Meinem Sohn Jakob danke ich zuletzt dafür, dass er einfach da ist.

Inhaltsverzeichnis

Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XIII
Nomenklatur	XV
1 Einleitung und Zielsetzung	1
2 Grundlagen / Stand der Technik	5
2.1 Grundlagen der Gemischbildung	5
2.2 Grundlagen der Selbstzündung	6
2.3 Irreguläre Verbrennungen	9
2.3.1 Klopfen	11
2.3.2 Glühzündung	12
2.3.3 Vorentflammung	12
3 Versuchsaufbau, Versuchsdurchführung und Analysemethoden	17
3.1 Optisch zugängliche Einspritzkammer	17
3.2 Motorprüfstand	19
3.2.1 Versuchsträger	20
3.2.2 Parametervariationen am stationären Motorprüfstand	20
3.2.3 Ölverdünnungsmessung am stationären Motorprüfstand	21
3.2.4 Vorentflammungsmessung am stationären Motorprüfstand	21
3.2.5 Optische Messtechnik	24
3.3 Thermodynamische Analyse	30
4 Thermodynamische Einflüsse	33
4.1 Einfluss des Zündzeitpunkts	35
4.2 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses	38
4.3 Einfluss der Last	40
4.4 Einfluss der Ladelufttemperatur	43
4.5 Einfluss des Luftverhältnisses	46
4.6 Diskussion der thermodynamischen Einflüsse	49
5 Gemischbildung	51
5.1 Einfluss der Mehrfacheinspritzung	51
5.2 Einfluss des statischen Injektordurchflusses	54
5.3 Einfluss des Spray-Targetings	61
5.4 Einfluss des Einspritzdrucks	66
5.5 Diskussion des Einflusses der Gemischbildung	72
6 Einfluss von Ablagerungen	73

7 Einfluss von Kraftstoffeigenschaften	79
7.1 Untersuchung von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl	80
7.2 Einfluss des Siedeverlaufs	82
7.3 Einfluss der Oktanzahl	83
7.4 Diskussion des Einflusses von verschiedenen Kraftstoffeigenschaften	85
8 Optische Untersuchungen zur Vorentflammungsentstehung	87
8.1 Kraftstoff-Öl-Tröpfchen	87
8.2 Glühende Partikel	91
8.3 Diskussion der Ergebnisse zur optischen Untersuchung	98
9 Zusammenfassung und Ausblick	99
Literaturverzeichnis	103

Abbildungsverzeichnis

1.1	Vergleich der Entwicklung der CO ₂ -Emissionen im Flottenmittel der Neuzulassungen in Deutschland in den zwei Szenarien: Trend-Deutschland, Verordnung 443/2009 [Rodt et al. (2010)]	2
2.1	Einflussparameter auf den Gemischbildungsprozess nach [Nauwerck (2006)]	6
2.2	Schematisches p-T-Explosionsdiagramm für Kohlenwasserstoffe [Warnatz (1981)]	7
2.3	Mehrstufiger Zündprozess und charakteristische Zeiten innerhalb der chemischen Zündverzugszeit nach [Sitkei (1964)]	8
2.4	Definition der Verbrennungsphänomene nach [Heywood (1988)]	10
2.5	charakteristische Druckverläufe von regulären und irregulären Verbrennungen	11
2.6	Typischer Vorentflammungsschaden: Kolbenringstegbruch [Winklhofer et al. (2005)]	13
2.7	potentiellen Ursachen für Vorentflammung nach [Dahnz et al. (2010a)]	14
3.1	Aufbau der optisch zugänglichen Einspritzkammer nach [Elsässer (2001)]	18
3.2	Beispielhafte Darstellung des Mittelwertbildes aus 32 Einspritzvorgängen	18
3.3	Messstellenplan des Vierzylindermotors	19
3.4	Druckverlauf Klopfen und Vorentflammung	22
3.5	Heizverlauf Klopfen und Vorentflammung	22
3.6	Auswertung von Klopfen und Vorentflammung in Zyklus 14	23
3.7	Einbaulage der High-Speed-Kamera und der Lichtquelle im Brennraum (Zylinder 4)	24
3.8	Sichtbereich der High-Speed-Kamera im Brennraum (Zylinder 4)	25
3.9	Lichtleiterzündkerze mit 80 Kanälen	26
3.10	Einbaulage und Sichtbereich der Lichtleiter-Zündkerze im Brennraum (Zylinder 4)	26
3.11	Bestimmung des Vorentflammungsorts nach [Dahnz et al. (2010b)]	27
3.12	Beispiel einer Vorentflammungsdetektion mit der Lichtleiter-Zündkerze	28
3.13	Heizverlauf der Vorentflammung	28
3.14	Beispiel einer Vorentflammungsdetektion mit der High-Speed-Kamera	29
3.15	Vereinfachtes thermodynamisches System des Brennraums [Merker et al. (2006)]	30
4.1	Änderung des Drucks und der Temperatur bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, der Last und der Ladelufttemperatur	34
4.2	Einfluss des Zündzeitpunkts auf Vorentflammungsverhalten und Kompressionsenddruck bei konstanter Last ($w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$) und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	35
4.3	Einfluss des Zündzeitpunkts auf Vorentflammungsverhalten und Abgastemperatur bei konstanter Zylinderfüllung ($w_e \approx 2,4 \text{ kJ/l}$) und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	36
4.4	Schematische Darstellung einer Zündzeitpunktverschiebung vor dem oberen Totpunkt	37
4.5	Vergleich der Kolbengeometrie bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis	38
4.6	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses bei unterschiedlichen Lasten auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	39
4.7	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur und -druck bei konstantem Zündzeitpunkt und Last bzw. Kompressionsenddruck	39
4.8	Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Zündverzugszeit der in Abbildung 4.7 betrachteten Betriebspunkte	40
4.9	Einfluss der Last auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Ladedruck und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	41
4.10	Einfluss der Last auf Vorentflammungsverhalten und Kompressionsenddruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	42
4.11	Einfluss des Zylinderdrucks auf die Zündverzugszeit	42

4.12	Einfluss der Ladelufttemperatur auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Ladedruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$	43
4.13	Einfluss der Ladelufttemperatur auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur und Kompressionsenddruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$	44
4.14	Einfluss der Gastemperatur auf die Zündverzugszeit	45
4.15	Einfluss der Ladelufttemperatur auf Zylinderwand- und Kolbenbenetzung sowie Homogenisierung [Kern (2011)]	45
4.16	Einfluss der Ladelufttemperatur auf HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$	46
4.17	Einfluss des Luftverhältnisses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Ladedruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$	47
4.18	Einfluss des Luftverhältnisses auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur, Ruß-Emissionen und Einspritzdauer bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$	48
4.19	Einfluss des Luftverhältnisses auf die Zündverzugszeit bei konstanter Temperatur (links) und bei Berücksichtigung des Kühleffektes durch Kraftstoffverdampfung (rechts)	48
5.1	Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	52
5.2	Applikation der Einfach- und Dreifacheinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	53
5.3	Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	53
5.4	Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Vorentflammungsneigung im jeweiligen Bestpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	54
5.5	Spraybilder der Einspritzstrahlen der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss	55
5.6	Verlauf der Eindringtiefe des Kraftstoffsprays über der Zeit von Injektoren mit unterschiedlichem Durchfluss	56
5.7	Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	57
5.8	Applikation der Einfacheinspritzung der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	58
5.9	Einfluss des Injektordurchflusses auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	58
5.10	Einfluss des Injektordurchflusses auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	59
5.11	Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Abgastemperatur und Ruß-Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	59
5.12	Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf HC- und NO_x -Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	60
5.13	Spray-Targetings der untersuchten Injektorvarianten [Bosch (2009)]	61
5.14	Spraybilder der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Spray-Targeting	62
5.15	Einfluss des Spray-Targetings auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	63
5.16	Applikation des Einspritzbeginns der Injektoren mit den verschiedenen Spray-Targetings	64
5.17	Einfluss des Spray-Targetings auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	64
5.18	Einfluss des Spray-Targetings auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	65
5.19	Einfluss des Spray-Targetings auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Abgastemperatur und Ruß-Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$	65
5.20	Spraybilder von Injektorvariante 1 mit unterschiedlichem Einspritzdruck	66
5.21	Verlauf der Eindringtiefe von Variante 1 über der Zeit mit unterschiedlichem Einspritzdruck bei gleicher Kraftstoffmenge	67
5.22	Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektor Variante 1 bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	67
5.23	Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektor Variante 2 bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	68
5.24	Applikation des Einspritzbeginns und -endes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	69
5.25	Einfluss des Einspritzdrucks auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	69
5.26	Einfluss des Einspritzdrucks auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	70
5.27	Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektorvariante 1 bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$	70
5.28	Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektorvariante 2 bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$	71

6.1	Zustand sauberer Einlasskanal	73
6.2	Zustand verkokter Einlasskanal	74
6.3	Zustand sauberer Brennraum	74
6.4	Zustand verkokter Brennraum	75
6.5	Einfluss der Zustände im Brennraum und im Einlasskanal auf das Vorentflammungsverhalten über der Laufzeit	76
6.6	Einfluss der Zustände im Brennraum und im Einlasskanal auf das Vorentflammungsverhalten über der Laufzeit mit Trendkurven	77
7.1	Einfluss von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	80
7.2	Einfluss von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	81
7.3	Siedeverlauf der europäischen Kraftstoffe	81
7.4	Siedeverlauf der Kraftstoffe mit verändertem Siedeverlauf	82
7.5	Einfluss des veränderten Siedeverlaufs auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	83
7.6	Einfluss des veränderten Siedeverlaufs auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	83
7.7	Siedeverlauf der Kraftstoffe mit veränderter Oktanzahl	84
7.8	Einfluss der veränderten Oktanzahl auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$	84
7.9	Einfluss der veränderten Oktanzahl auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$	85
8.1	Applikation der Einfach- und Zweifacheinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$	87
8.2	Aufnahme von Vorentflammung und Flammenausbreitung bei Einfacheinspritzung mit Entstehungsort auf der Auslassseite	88
8.3	Druckverlauf des Arbeitsspiels mit der Vorentflammung aus Abbildung 8.2	88
8.4	Aufnahme von Vorentflammung und Flammenausbreitung bei Zweifacheinspritzung mit Entstehungsort auf der Einlassseite außerhalb des Sichtbereichs	89
8.5	Druckverlauf des Arbeitsspiels mit der Vorentflammung aus Abbildung 8.4	89
8.6	Entstehungsorte von Vorentflammungen, die nicht durch glühende Partikel erzeugt wurden	90
8.7	Schematische Darstellung des Kraftstoffsprays im Brennraum ohne Einfluss von Ladungsbewegung	90
8.8	Prozentualer Anteil an Vorentflammungen, die durch glühende Partikel erzeugt wurden	91
8.9	Aufnahmen des Brennraums nach AS in den Zyklen vor und nach einer Vorentflammung	92
8.10	Aufnahmen des Brennraum nach unterschiedlicher Laufzeit	93
8.11	Zeitlicher Verlauf der Vorentflammungsentstehung	93
8.12	Durch glühendes Partikel ausgelöste Vorentflammung	94
8.13	Druckverläufe der Vorentflammungssequenz zu High-Speed Aufnahmen in Abbildung 8.14 - 8.16	95
8.14	1. Zyklus mit Vorentflammung und anschließender Ablösung von Ablagerungen am Brennraumdach	95
8.15	2. Zyklus mit regulärer Verbrennung und weiterer Ablösung von Ablagerungen am Brennraumdach und Erhitzung von umherfliegenden Partikel	96
8.16	3. Zyklus, Vorentflammung durch glühendes Partikel	97

Tabellenverzeichnis

2.1	Einflussgrößen auf Vorentflammungen	15
3.1	Technische Daten der Versuchsträger	20
5.1	Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss	54
6.1	Übersicht der Vorentflammungsergebnisse bei unterschiedlichen Brennraum- und Einlasskanalzuständen	75

Nomenklatur

Physikalische Größen

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
$BV_{10\%}$	$^{\circ}KW$	Brennverzug 10%, ($H_{10\%} - ZZP$)
E_A	$\frac{kJ}{mol}$	Aktivierungsenergie
$H_{10\%}$	$^{\circ}KW$ n. ZOT	Zeitpunkt zu dem 10% (m/m) des Gemischs verbrannt ist
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
k	$(*)^1$	Reaktionsgeschwindigkeit
n	min^{-1}	Drehzahl
p_{Gas}	bar	Gasdruck
p_{Kst}	bar	Kraftstoff- bzw. Einspritzdruck
R	$\frac{J}{kg \cdot K}$	Gaskonstante
T_{Gas}	$^{\circ}C$	Gastemperatur
T_{Kst}	$^{\circ}C$	Kraftstofftemperatur
T_{Luft}	$^{\circ}C$	Lufttemperatur
w_e	kJ/l	effektive spezifische Arbeit (pro Hubvolumen)
ZZP	$^{\circ}KW$ n. ZOT	Zündzeitpunkt

Griechische Symbole

Formelzeichen	Einheit	Bedeutung
λ	—	Luftverhältnis
ε	—	Verdichtungsverhältnis

¹Die Einheiten der mit (*) gekennzeichneten Größen sind gleichungsabhängig

Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AGR	Abgasrückführrate
AS	Auslass Schließt
CCD	ladungsgekoppeltes Bauelement (Charge-Coupled Device)
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DI	Direkteinspritzung (-einspritzend)
EK	Einlasskanal
HC	Kohlenwasserstoffe
KW	Kurbelwinkel
LW-OT	oberer Totpunkt bei Ladungswechsel
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
OT	oberer Totpunkt
Qstat	Statischer Injektordurchfluss
SOI	Einspritzbeginn (Start Of Injection)
VE	Vorentflammung
VVT	Vollvariabler Ventiltrieb
ZOT	oberer Totpunkt bei Zündung

Kapitel 1

Einleitung und Zielsetzung

Die Entwicklung des Ottomotors ist eine seit über 120 Jahre währende erfolgreiche Geschichte. Obwohl das Grundprinzip der vier Takte, bestehend aus Ansaugen, Verdichten, Expansion und Ausstoßen nach wie vor unverändert ist, wurden im Laufe der Zeit alle grundlegenden Komponenten zur Zündung, Gemischbildung oder Ventilsteuerung massiven Veränderungen unterworfen. Dennoch wird oftmals über das Ende des Verbrennungsmotors gesprochen und das neue Zeitalter der Elektromobilität ausgerufen [Langen et al. (2010)]. Aktuelle Studien und Prognosen zeigen jedoch, dass der Verbrennungsmotor auch weiterhin eine entscheidende Rolle in der Fahrzeugentwicklung einnehmen wird und weiteres Optimierungspotential besitzt [Bernhart (2010)]. Dabei stiegen in den letzten Jahren sowohl die gesellschaftlichen Anforderungen als auch die gesetzlichen Anforderungen an die Fahrzeuge und somit auch an die Verbrennungsmotoren.

Der Blick der Öffentlichkeit richtete sich vor allem auf den globalen CO₂-Ausstoß, der im direkten Zusammenhang zur Klimaerwärmung steht [Lorius et al. (1990)]. Neben dem Energiesektor, der 2010 einen Anteil von 42,6 % am gesamten CO₂-Ausstoß in Deutschland hatte, steht der Verkehrssektor im öffentlichen Fokus, der allerdings nur 18,7 % zum deutschlandweiten CO₂-Ausstoß beiträgt [Umweltbundesamt (2012)].

Die öffentliche Präsenz des Themas führte dazu, dass 2009 das Europäische Parlament und der Europäische Rat in der Verordnung zur Festsetzung von Normen für die CO₂-Emissionierung von Personenkraftwagen erstmals forderte, dass die Automobilhersteller den durchschnittlichen CO₂-Ausstoß ihrer Fahrzeugflotte bis zum Jahre 2020 auf 95 g CO₂/km senken [EU (2009)]. Dies bedeutet eine Reduktion der CO₂-Emissionen um ca. 35% im Vergleich zu 2008 (vgl. Abbildung 1.1).

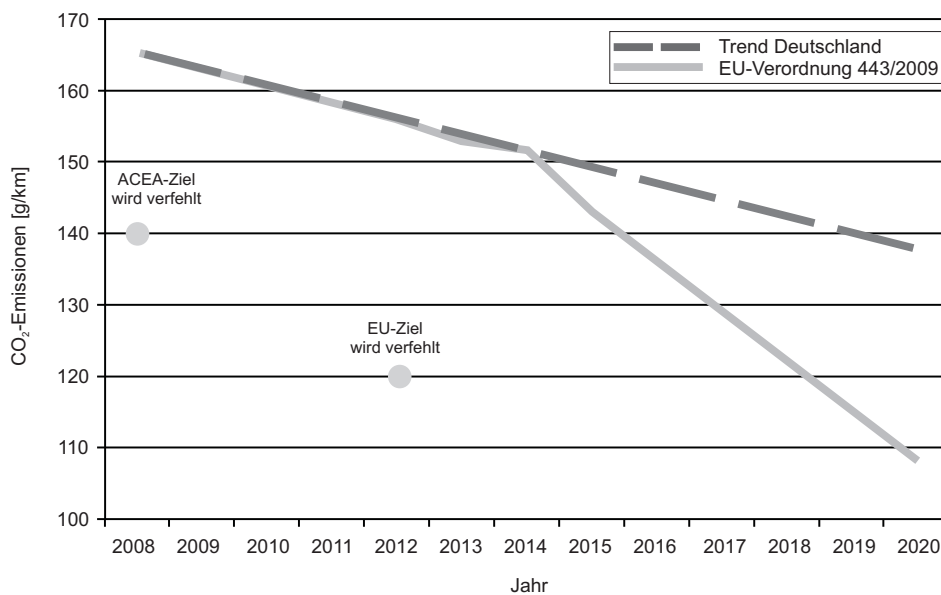


Abbildung 1.1: Vergleich der Entwicklung der CO₂-Emissionen im Flottenmittel der Neuzulassungen in Deutschland in den zwei Szenarien: Trend-Deutschland, Verordnung 443/2009 [Rodt et al. (2010)]

Zur Erreichung der CO₂-Ziele ist eine umfangreiche Weiterentwicklung des Antriebsstrangs notwendig. Vielversprechendes Optimierungspotential bieten Downsizing- und Downsizingkonzepte. Bei Downsizing wird die Achsübersetzung so verändert, dass sich bei gleichbleibender Drehzahl und gleichbleibendem Drehmoment am Antriebsrad der Motorbetriebspunkt zu einer niedrigeren Drehzahl und einem höherem Drehmoment verschiebt. Zur Beibehaltung des maximalen Drehmoments am Antriebsrad ist daher eine Anhebung des maximalen Drehmoments des Motors notwendig.

Bei Downsizingkonzepten wird der Hubraum des Motors verkleinert und die spezifische Last bei gleichem Drehmoment erhöht. Da im unteren Lastbereich der Wirkungsgrad im Allgemeinen mit steigender spezifischer Last verbessert wird, ist dies eine äußerst wirksame Maßnahme zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs. Um trotz des verkleinerten Hubraums eine gleichbleibend hohe Fahrdynamik und dementsprechend gleichbleibendes maximales Drehmoment und maximale Leistung zu gewährleisten, ist eine Aufladung zur Steigerung der spezifischen Last notwendig [Golloch (2005)]. Höhere spezifische Lasten führen jedoch zu einer stärkeren mechanischen Belastung der Bauteile und zu erhöhten Anforderungen an das Brennverfahren. Dies liegt insbesondere an den in diesem Betriebsbereich entstehenden Verhältnissen, die das Auftreten von irregulären Verbrennungsphänomenen, wie zum Beispiel Klopfen oder Vorentflammungen, begünstigen. Besonders die Vermeidung von Vorentflammungen stellt eine neue Herausforderung an das Brennverfahren dar, die bisher bei der Entwicklung von Saugmotoren noch nicht bekannt war.

Vorentflammungen sind Selbstzündungen des Kraftstoff-Luft-Gemischs, die, im Gegensatz zum Klopfen, vor dem Zündzeitpunkt und im Gegensatz zu Glühzündungen, sporadisch in einzelnen Zyklen auftreten. Der Betriebsbereich, in dem Vorentflammungen hauptsächlich beobachtet werden, liegt bei niedrigen Drehzahlen und gleichzeitig hohem spezifischen Drehmoment. Dieser Bereich wird bei Ottomotoren vor allem durch Erhöhung des Ladedrucks mittels

Aufladung erreicht. Aufgrund der frühen Selbstzündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs weisen Verbrennungszyklen mit Vorentflammungen extrem hohe Spitzendrücke und -temperaturen sowie starke Druckschwingungen aufgrund von anschließendem Klopfen auf und führen damit zu einer erhöhten Bauteilbelastung, die im schlimmsten Fall einen Motorschaden zur Folge haben kann. Für die Ursache von Vorentflammungen existieren zum heutigen Zeitpunkt viele Theorien [Dahnz et al. (2010a)], ein eindeutiger Nachweis konnte bisher jedoch noch nicht gefunden werden.

Der Fokus der Untersuchungen im Rahmen dieser Arbeit richtet sich darauf, mögliche Ursachen zur Entstehung von Vorentflammungen zu ermitteln und Einflussfaktoren zu identifizieren, mit denen die Auftretswahrscheinlichkeit von irregulären Verbrennungsephänomenen wie Klopfen und Vorentflammungen reduziert bzw. ganz vermieden werden können.

Der Schwerpunkt der Arbeit konzentrierte sich auf die Themenfelder Thermodynamik, Gemischbildung, Ablagerungen und Kraftstoffe und deren Einfluss auf die Entstehung von irregulären Verbrennungen an der Vollast. Dazu wurden zunächst thermodynamische Randbedingungen wie Druck, Temperatur, die zur Verfügung stehende Reaktionszeit und das Luftverhältnis unabhängig voneinander untersucht.

Im Anschluss erfolgte eine Bewertung zum Einfluss der Gemischbildung auf Vorentflammungs- und Klopfneigung. Dazu wurden neben applikativen Maßnahmen, wie die Einspritzapplikation und der Einspritzdruck, Injektoren mit unterschiedlichem Durchfluss und unterschiedlichem Spray-Targeting untersucht.

Auch Ablagerungen stellen eine potentielle Ursache für Vorentflammungen dar und können sowohl im Brennraum als auch in den Ein- und Auslasskanälen entstehen. Der Einfluss dieser jeweiligen Ablagerungen wurde in diesen Untersuchungen betrachtet.

Die Verwendung verschiedener Kraftstoffe zielte darauf ab, einen Zusammenhang zwischen Kraftstoffeigenschaften, wie der Oktanzahl und dem Siedeverlauf, auf die Vorentflammungsneigung herauszufinden.

In dieser Arbeit wurden experimentelle Untersuchungen an aufgeladenen Ottomotoren mit Direkteinspritzung durchgeführt. Neben der Verwendung konventioneller Messtechnik, wie der Zylinderdruckindizierung und Abgasmesstechnik, wurde in einigen Versuchen der Zündort und die Zündquelle der Vorentflammung mithilfe einer High-Speed-Kamera und einer 80-Kanal-Lichtleiter-Zündkerze untersucht. Darüber hinaus wurden über Druckverlaufsanalysen und homogene Reaktorrechnungen die Zündverzugszeiten des im Brennraum vorliegenden Kraftstoff-Luft-Gemischs berechnet.

Zur Untersuchung der Gemischbildung wurden zusätzlich Versuche in einer optisch zugänglichen Einspritzkammer durchgeführt.

Aus den durchgeführten Untersuchungen konnte eine Empfehlung für das Brennverfahren bei hochaufgeladenen Ottomotoren abgeleitet werden, um die spezifischen Lasten in zukünftigen Motorgenerationen noch weiter steigern zu können. Dadurch wird es möglich werden, bei gleicher Leistung und Drehmoment, das Hubvolumen weiter zu verkleinern bzw. den Motor stärker „downsizen“, so dass weitere Kraftstoffverbrauchssenkungen erzielt werden können und die Wahrscheinlichkeit gesenkt wird, dass Vorentflammungen auftreten.

Kapitel 2

Grundlagen / Stand der Technik

2.1 Grundlagen der Gemischbildung

Die erzielbare Güte der Verbrennung hinsichtlich effizienter Energieumsetzung und geringer Schadstoffbildung wird maßgeblich von der Gemischbildung beeinflusst, da diese die Startbedingungen für die Verbrennung vorgibt. Der Gemischbildungsprozess besteht aus einer Verflechtung vieler physikalischen Einzelprozesse, deren gegenseitige Interaktionen einen äußerst komplexen Mechanismus ergeben. Der instationäre Charakter der Einzelabläufe induziert durch deren Wechselwirkungen Instabilitäten, die unter anderem für die zyklischen Schwankungen des Motorprozesses verantwortlich sind.

Im Wesentlichen wird die Gemischbildung von den in Abbildung 2.1 dargestellten Einflüssen bestimmt. Die operativen Parameter lassen sich durch die Bedatung des Motorsteuergeräts beeinflussen. Die Kraftstoffeigenschaften werden durch Additive oder Destillationsschnitte in modernen Raffinerien bestimmt. So kann sowohl der Verbrennungsablauf verbessert als auch die brennraumseitige Verschmutzungsneigung vermindert werden [Nauwerck et al. (2003)]. Die Strömungsbedingungen sind hauptsächlich durch die Geometrien der Einlasskanäle, des Brennraums und des Kolbens definiert. Wesentliche Einflussparameter auf die Tropfenzerstäubung sind der Injektor und der Einspritzdruck.

Grundvoraussetzung für die ottomotorische Verbrennung ist, dass unabhängig von den Umgebungs- und Randbedingungen zum Zündzeitpunkt ein zündfähiges Gemisch an der Zündkerze vorliegt. Daher sind besondere Anforderungen an eine Reihe von Einflussparametern zu stellen. Hierzu gehören insbesondere die Einlassströmung, die Brennraumform (Zylinderkopf- und Kolbenform), das Verdichtungsverhältnis, die Einspritzdüsen und die Zündkerzenlage sowie die Einspritzparameter (Zeitpunkt, Dauer, Druck, Strahlgeometrie). Die genaue Abstimmung von Ladungswechsel, Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung erfordert daher einen enormen Untersuchungsaufwand.

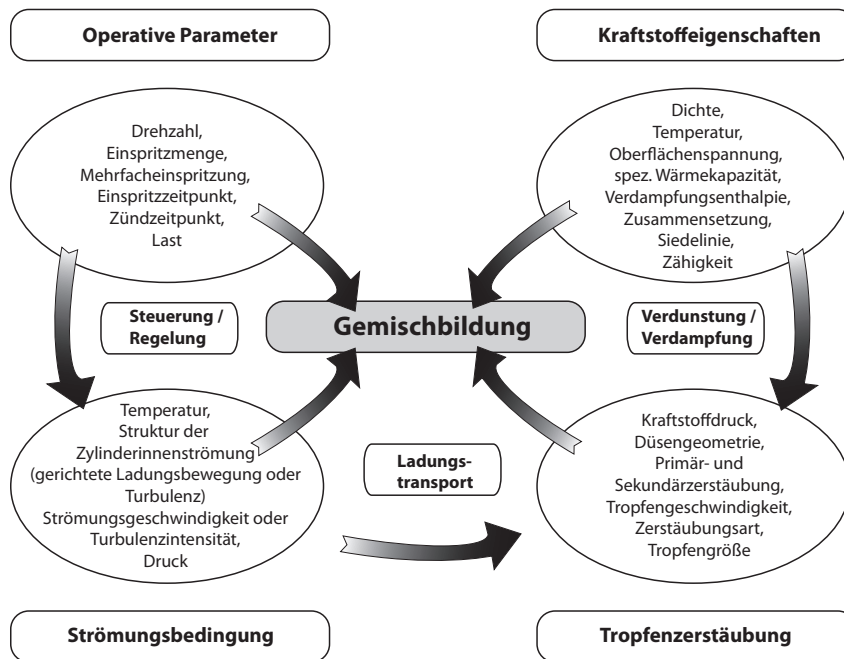


Abbildung 2.1: Einflussparameter auf den Gemischbildungsprozess nach [Nauwerck (2006)]

2.2 Grundlagen der Selbstzündung

Für das prinzipielle Verständnis von Verbrennungsanomalien in Ottomotoren wie Klopfen oder Vorentflammungen ist die Betrachtung der Vorgänge bei der Selbstzündung von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen essentiell [Esser et al. (1985)]. Die Zündung ist ein instationärer Prozess, bei dem Kraftstoff mit einem Oxidationsmittel reagiert, bis sich eine stationär brennende Flamme ausbildet oder die Ausgangsstoffe vollständig umgesetzt worden sind. Da Zündvorgänge maßgeblich von der chemischen Kinetik bestimmt werden [Warnatz et al. (2001)], ist eine Auseinandersetzung mit den Grundlagen der chemischen Reaktionskinetik unumgänglich.

Das p-T-Explosionsdiagramm zeigt schematisch den Zusammenhang für Kohlenwasserstoffe (vgl. Abbildung 2.2). Dabei separiert die Explosionskurve den Bereich, in dem nur eine langsame Reaktion erfolgt, von dem Bereich, in dem eine Zündung eintritt. Unterhalb eines spezifischen Drucks und einer Temperatur entzündet sich das Gemisch nicht. Durch chemische Reaktionen in der Gasphase entstehende Radikale diffundieren an die Brennraumwand und werden zerstört. Die Diffusionsgeschwindigkeit ist antiproportional zum Druck und wird daher durch den niedrigen Druck beschleunigt. Wird allerdings der Druck erhöht, so kommt es jenseits der ersten Explosionsgrenze zu einer spontanen Zündung. Die Entstehung reaktiver Kettenträger in der Gasphase überwiegt die Zerstörung der Radikale an der Brennraumwand. Dementsprechend ist die Lage der ersten Explosionsgrenze abhängig von der Wandbeschaffenheit des Brennraums [Warnatz et al. (2001)].

Wird der Druck weiter erhöht, kommt es wieder nur zu einer langsamen Reaktion. Diese zweite Explosionsgrenze resultiert aus dem Gegensatz zwischen Kettenverzweigungsreaktion und Kettenabbruchreaktionen in der Gasphase. Aus einer Kettenverzweigungsreaktion eines

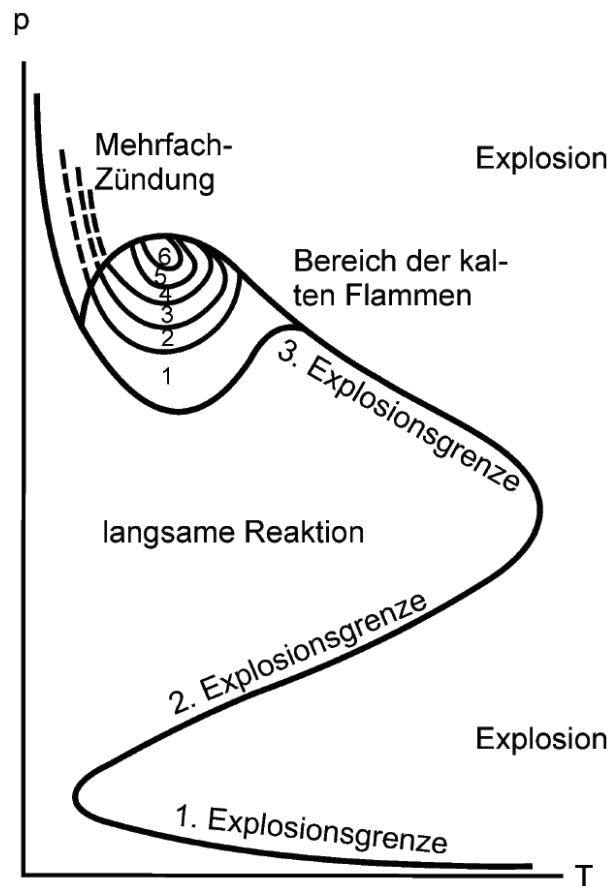


Abbildung 2.2: Schematisches p-T-Explosionsdiagramm für Kohlenwasserstoffe [Warnatz (1981)]

aktiven Radikals mit einem Reaktionspartner gehen mindestens zwei weitere chemisch aktive Radikale hervor. Diese reagieren ihrerseits mit Molekülen aus der Gasphase. Dem entgegen stehen die Kettenabbruchreaktionen, bei denen auf der Produktseite der chemischen Reaktion weniger Radikale entstehen als auf der Eduktseite an der Reaktion beteiligt sind. Die Kettenverzweigung kommt einer Erhaltung oder Vermehrung der Molekülanzahl gleich, während eine Kettenabbruchreaktion die Anzahl der Moleküle verringert, indem mehr Radikale am Anfang der Reaktion stehen, als aus ihr hervorgehen. Nach dem Prinzip des kleinsten Zwanges wird mit steigendem Druck die Abnahme der Teilchenanzahl im Gasvolumen begünstigt. Deshalb überwiegt ab der zweiten Explosionsgrenze die Kettenabbruchreaktion und es läuft nur eine langsame Reaktion ab [Warnatz et al. (2001)].

Erst ab der dritten Explosionsgrenze kommt es wieder zur Zündung. Diese thermische Reaktionsgrenze ergibt sich ebenfalls aus zwei gegenläufigen Effekten. Dies ist zum einen die Wärmeerzeugung durch die exotherme chemische Reaktion, zum anderen die Wärmeableitung an der Brennraumwand. Entsteht in einer chemischen Reaktion mehr Wärme als über die Systemgrenzen verloren geht, so kommt es zur Explosion [Warnatz et al. (2001)]. Aufgrund der hohen Drücke spielt im Verbrennungsmotor nur diese 3. Explosionsgrenze eine Rolle.

Bei Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen treten zusätzlich an der dritten Explosionsgrenze andere Formen der Verbrennung auf. Im Bereich der Mehrstufen-Zündung setzt die Zündung erst nach einigen Lichtblitzen ein. Eine Verbrennung bei sehr niedrigen Temperaturen findet im

Bereich der kalten Flammen statt. Hier wird der Kettenreaktion ein Trägerradikal entzogen. Ab dem Überschreiten einer für das Radikal kritischen Temperatur zerfällt dieses. Somit wird der Kettenreaktion die Grundlage genommen und die Reaktion kommt zum Erliegen. Die Obergrenze der Reaktionstemperatur ist durch den Zerfall des Kettenträgers vorgegeben [Warnatz et al. (2001)].

In Abbildung 2.3 ist der zeitliche Druckverlauf bei einem mehrstufigen Zündprozess dargestellt. Die Zeit τ_1 beschreibt hierbei die Zeitdauer bis zum Einsetzen exothermer Vorreaktionen. Diese sind mit einem schwachen Druckanstieg verbunden und werden als kalte Flamme bezeichnet. Nach einer weiteren Zeit τ_2 entsteht eine blaue Flamme, in der die Wärmefreisetzung unter Bildung einer großen Menge an Kohlenmonoxid stattfindet. Dieses wird nach der sehr kurzen Zeit τ_3 in Form einer thermischen Explosion zu Kohlendioxid [Fieweger (1996)] oxidiert.

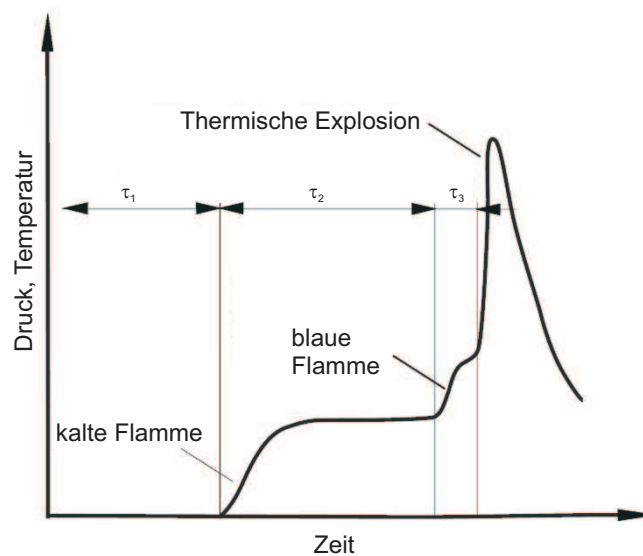


Abbildung 2.3: Mehrstufiger Zündprozess und charakteristische Zeiten innerhalb der chemischen Zündverzugszeit nach [Sitkei (1964)]

Einen weiteren wichtigen Aspekt stellt die hohe Sensitivität des Zündprozesses bezüglich der Temperatur dar. Dieser Umstand ist bedingt durch die starke Temperaturabhängigkeit der Geschwindigkeitskoeffizienten der für die Zündung grundlegenden Elementarreaktionen [Warnatz et al. (2001)].

Der Einfluss der Temperatur auf die Reaktionsgeschwindigkeit k wird im Allgemeinen durch eine Arrhenius-Gleichung beschrieben:

$$k = A \cdot \exp\left(-\frac{E_A}{RT}\right) \quad (\text{Gleichung 2.1})$$

Die exponentielle Abhängigkeit von der Temperatur bedeutet, dass bereits geringe Inhomogenitäten im Temperaturfeld sehr unterschiedliche Zündverzugszeiten bewirken können. Somit ergibt sich eine erhöhte Wahrscheinlichkeit für eine lokale Selbstzündung an den Stellen, die eine geringfügig erhöhte Temperatur aufweisen. Diese Tatsachen sind in Bezug auf Klopfen oder Vorentflammungen in Ottomotoren von besonderem Interesse [Dreizler und Maas (1998)].

Zur Bestimmung des Zündverhaltens von Kohlenwasserstoff-Luft-Gemischen ist ein detailliertes reaktionskinetisches Modell erforderlich. Da handelsübliche Kraftstoffe aus über 200 Spezies bestehen, können diese aufgrund der zur Verfügung stehenden Rechenleistung nicht alle explizit berücksichtigt werden. Für jede berücksichtigte Spezies muss eine gekoppelte partielle Differentialgleichung gelöst werden, die den zeitlichen Verlauf der Konzentration der betreffenden Spezies beschreibt. Hinzu kommt, dass die genaue Zusammensetzung der Kraftstoffe in aller Regel nicht bekannt ist. Daher wurde für die Berechnung der Zündverzugszeiten auf vereinfachte Reaktionsmechanismen von einzelnen Kohlenwasserstoffverbindungen wie z.B. Isooktan (C_8H_{18}) zurückgegriffen, die das Verhalten von realen Kraftstoffen hinreichend genau modellieren [Linse (2013)].

2.3 Irreguläre Verbrennungen

Irreguläre Verbrennungen sind ein Thema, das den Ottomotor seit dem Beginn seiner Entwicklung begleitet. Bereits im Jahre 1882 erkannte Sir Douglas Clerk eine irreguläre Verbrennung, die er wegen des dabei vorliegenden Geräuschs als „Klopfen“ bezeichnete. Seitdem sind schon viele Untersuchungen zu irregulären Verbrennungen durchgeführt worden. Besonders die Themen Klopfen und Glühzündung sind ausführlich beleuchtet worden und verstanden. Das Thema Vorentflammung ist dagegen ein sehr neues Thema, welches verstärkt bei aufgeladenen Ottomotoren auftritt. In Abbildung 2.4 ist die Einteilung der Verbrennungsphänomene nach [Heywood (1988)] dargestellt. Zunächst wird zwischen einer regulären Verbrennung mit einer zündfunkeninitiierten Flammenfront und einer irregulären Verbrennung unterschieden. Letztere wird in Zündungs-Klopfen, Oberflächenzündung und Kompressionszündung unterteilt. Zündungs-Klopfen ist eine Selbstentzündung im Endgas nach dem regulären Zündzeitpunkt und ist durch diesen kontrollierbar. Eine HCCI-ähnliche Kompressionszündung findet statt, wenn im Kraftstoff-Luft-Gemisch Druck und Temperatur ausreichend hoch für eine Selbstzündung sind. Eine Oberflächenzündung erfolgt vor dem Zündzeitpunkt durch heiße Bauteile oder Ablagerungen. Dabei kann Klopfen auftreten. Die Selbstzündung kann sich zum einen unkontrolliert verstärken und sich von Zyklus zu Zyklus in Richtung früh verschieben oder zu einem ähnlichen Zeitpunkt in den folgenden Zyklen auftreten.

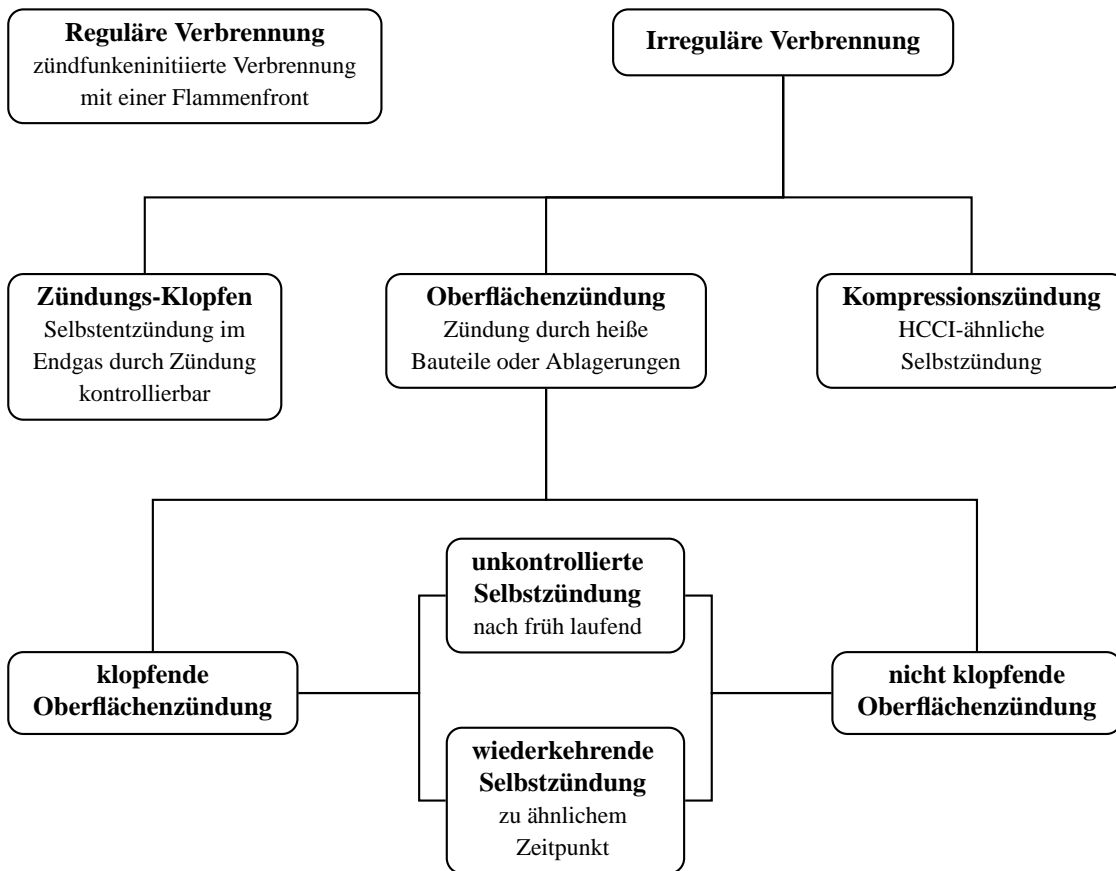


Abbildung 2.4: Definition der Verbrennungsphänomene nach [Heywood (1988)]

Heywood unterscheidet jedoch nicht zwischen einer Glühzündung und einer Vorentflammung. In Abbildung 2.5 sind charakteristische Zylinderdruckverläufe an der Vollast für eine reguläre Verbrennung, eine klopfende Verbrennung, eine Glühzündung und eine Vorentflammung jeweils im Vergleich zum geschleppten Druckverlauf dargestellt.

Bei Klopfen führt die Selbstzündung im Endgas zur Ausbreitung von Druckwellen mit Schallgeschwindigkeit, die im Zylinderdruckverlauf als hochfrequente Schwingungen erkennbar sind. Fortgeschrittene Glühzündungen treten in der Regel zu einem sehr frühen Zeitpunkt auf und weisen eine hohe Umsatzrate auf. Bei Vorentflammungen ist wie auch bei den Glühzündungen der Druckanstieg vor dem Zündzeitpunkt sichtbar. Die Umsatzrate einer Vorentflammung ist dabei ähnlich zu einer regulären Verbrennung bei einem dem Selbstzündungszeitpunkt entsprechendem Zündzeitpunkt. Im Gegensatz zur Glühzündung tritt die Vorentflammung jedoch nur sporadisch in einzelnen, meist nicht direkt aufeinanderfolgenden Zyklen auf.

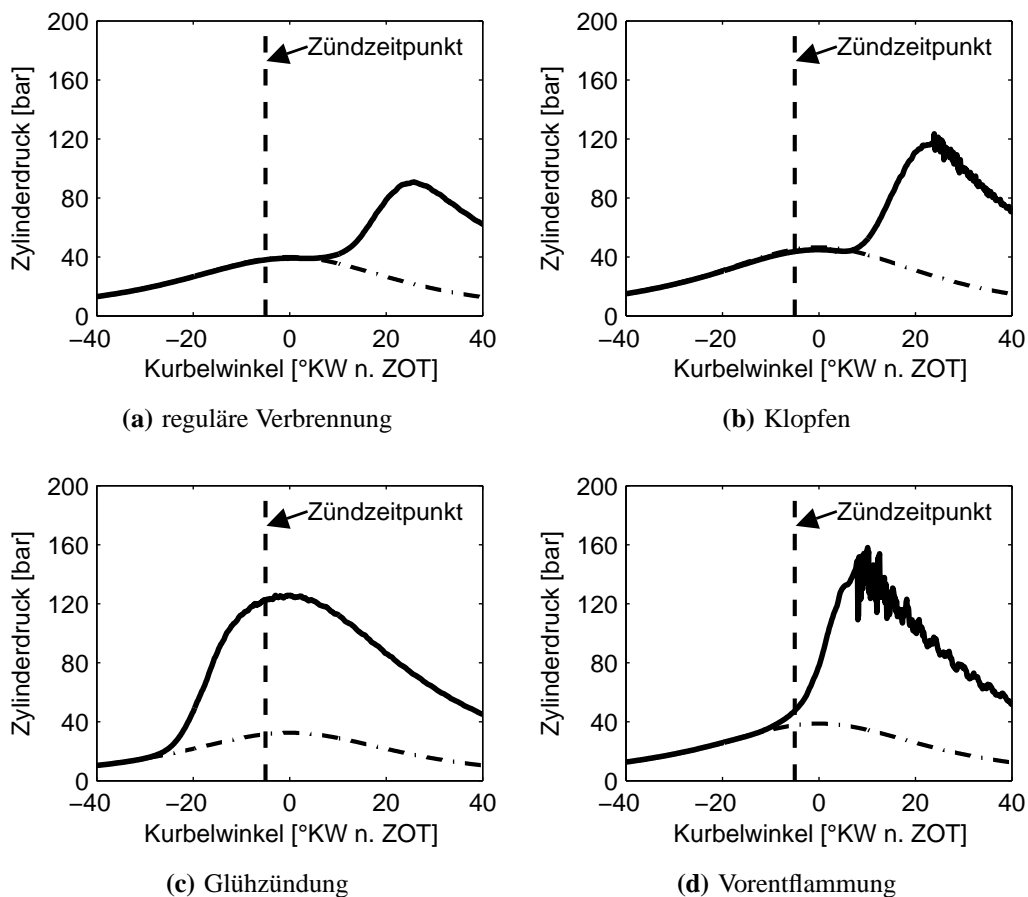


Abbildung 2.5: charakteristische Druckverläufe von regulären und irregulären Verbrennungen

2.3.1 Klopfen

Forschungen auf dem Gebiet der klopfenden Verbrennung haben bis in die Anfänge der 1980er Jahr zu einer Reihe von Erklärungsansätzen und Modellvorstellungen für die klopfende Verbrennung geführt. Dabei wurden zwei unterschiedliche Theorien entwickelt, die sich im Ort der Entstehung der klopfenden Verbrennung unterscheiden.

Die Detonationstheorie besagt, dass die klopfende Verbrennung von der normalen Flamme in Form einer sehr schnellen Flammenfrontbeschleunigung ausgeht. Sekundärzündungen im Endgas finden dabei nicht statt [Curry (1963), Sokolik (1963)].

Die Verdichtungs- oder Selbstzündtheorie geht davon aus, dass aufgrund von Druck- und Temperaturerhöhungen, die sowohl durch die Kompression des gesamten Gemischs als auch durch die Expansion des verbrannten Gemischs verursacht werden, eine Flamme sich selbst im noch unverbrannten Frischgemisch entzündet. Durch die Selbstzündung kommt es zur Ausbildung einer sekundären Reaktionsfront, die in Kombination mit der primären Flammenfront den weiteren Selbstzündverlauf und damit die messbaren Klopfamplituden bestimmt [Spicher und Kollmeier (1986), Kollmeier (1987)].

Sowohl die Untersuchungen von [Kollmeier (1987), Kröger (1991) und Spicher et al. (1991)] als auch weitere Untersuchungen in späteren Arbeiten von [Rothe (2008)] und [Spicher und

Rothe (2007)] bestätigen die Selbstzündungstheorie gegen Ende der Verbrennung im noch nicht verbrannten Endgasbereich.

2.3.2 Glühzündung

Bei der Glühzündung wird das Gemisch durch großflächig stark überhöhte Temperaturen brennraumbegrenzender Oberflächen (z.B. Zündkerze oder Auslassventile) vor dem Zündzeitpunkt gezündet. Durch die frühe und schnelle Wärmefreisetzung steigen Druck und Temperatur stark an. Dies führt infolge massiv erhöhter Wandwärmeverluste zum weiteren Anstieg der Brennraumwandtemperaturen, so dass sich der Zeitpunkt der Glühzündung im nachfolgenden Zyklus weiter nach früh verschiebt. Dieser selbstverstärkende Ablauf kann oftmals nur durch sofortige Unterbrechung der Kraftstoffzufuhr gestoppt werden. Eine fortgeschrittene Glühzündung wird in der Regel nicht durch Klopfen begleitet, da infolge der frühen Zündung die Temperatur im Endgas noch so niedrig ist, dass dieses nicht selbstzündet. Glühzündungen sind meist eine Folge von defekten oder falsch ausgelegten Bauteilen. Daher kann die Entstehung im Allgemeinen durch eine geeignete Auslegung der brennraumbegrenzenden Bauteile (z.B. Zylinderkopf, Ventile, Zündkerze) verhindert werden [Ernst et al. (2002)].

2.3.3 Vorentflammung

Bei der Vorentflammung handelt es sich um ein Selbstzündungsphänomen, das verstärkt bei hochaufgeladenen Ottomotoren im Bereich niedriger Drehzahlen und hohen Lasten auftritt. Charakteristisch ist, dass die Zündung des Gemischs wie bei einer Glühzündung bereits vor dem Absetzen des elektrischen Zündfunken stattfindet. Im Gegensatz zu Glühzündungen treten Vorentflammungen jedoch nur sporadisch als Einzelereignisse oder als kurze Sequenzen mit Zyklen regulärer Verbrennungen zwischen den Vorentflammungen auf. Aufgrund der Entflammung vor dem regulären Zündfunken entsteht bei einer Vorentflammung als Folge meist starkes Klopfen mit hohem Spitzendruck und hochfrequenten Druckschwingungen (vgl. Abbildung 2.5). Die hohen Verbrennungsdrücke können zu einer Schädigung des Motors führen. Hiervon ist ganz besonders der Kolben bzw. Kolbenringsteg betroffen. Durch den hohen Druck auf den Kolben biegt sich dieser um den Kolbenbolzen herum. Die Biegung kann dazu führen, dass der Kolbenringsteg oberhalb des Bolzenauges herausbricht (vgl. Abbildung 2.6). Neben dem Kolben ist die Zündkerze ein weiteres Bauteil, das durch Vorentflammungen geschädigt werden kann. Die starken und hochfrequenten Druckwellen sowie die hohen Spitzendrücke können dazu führen, dass die Isolatorkeramik der Zündkerze bricht [Inoue et al. (2012), Rothenberger et al. (2010), Zahdeh et al. (2011)].



Abbildung 2.6: Typischer Vorentflammungsschaden: Kolbenringstegbruch [Winklhofer et al. (2005)]

Seit der vermehrten Einführung von aufgeladenen Ottomotoren im Rahmen von Downsizing-konzepten hat die Untersuchung von Vorentflammungen deutlich an Bedeutung gewonnen. Bisherige Untersuchungen haben eine Vielzahl an möglichen Ursachen für die Entstehung von Vorentflammungen identifiziert (vgl. Abbildung 2.7).

Dahnz et al. (2010a) unterteilen die Ursachen in ein homogenes und inhomogenes Gemisch. Eine homogene Raumzündung des Gemischs an der Vollast wird aufgrund der Druckverläufe und der Umsatzraten sowie des sporadischen Auftretens nahezu ausgeschlossen [Amann et al. (2011a), Dahnz et al. (2010a), Vangraefschepe und Zaccardi (2007)].

Eine Gasphase mit inhomogener Temperatur- oder Gemischverteilung aufgrund von Restgas, Hot Spots oder heißen Bauteilen gilt als mögliche Ursache bzw. Einflussgröße auf die Vorentflammungsentstehung [Amann et al. (2011a), Dahnz et al. (2010a), Hofmann et al. (2008), Rothenberger et al. (2010), Willand et al. (2009), Winklhofer et al. (2005), Zaccardi et al. (2010), Zahdeh et al. (2011)]. So wurde erkannt, dass die Vorentflammungsneigung durch bessere Homogenisierung des Gemischs, niedrigere Zündkerzentemperaturen, einem herabgesetztem, effektivem Verdichtungsverhältnis aufgrund von veränderten Ventilsteuerzeiten oder einem geringeren Anteil an heißem, internen bzw. größerem Anteil an kaltem, externen Restgas im Brennraum sowie einem fetteren Kraftstoff-Luft-Gemisch gesenkt werden kann.

Im Brennraum können sich neben der aus verdampftem Kraftstoff und Luft bestehenden Gasphase feste Stoffe, wie z.B. Partikel oder Ablagerungen befinden. Diese können, falls ausreichend heiß, ebenfalls Vorentflammungen erzeugen [Willand et al. (2009), Winklhofer et al. (2005)]. Ablagerungen entstehen durch rußende Verbrennung oder Öleintrag in den Brennraum und können durch die Druckwellen eines starken Klopfereignisses gelöst werden [Kalghatgi (1995)]. Durch die darauffolgende Verbrennung werden die im Brennraum herumfliegenden, gelösten Ablagerungen bzw. Partikel soweit erhitzt, dass sie glühen, weil ihre Wärme nicht mehr über die Bauteile abgegeben werden kann. Sofern eine glühende Ablagerung groß genug ist, dass sie nicht verlöscht und während des Ladungswechsels nicht aus dem Brennraum gespült wird, kann diese das Frischgemisch in der Kompressionsphase vor dem eigentlichen Zündzeitpunkt entzünden [Stauch (2007)].

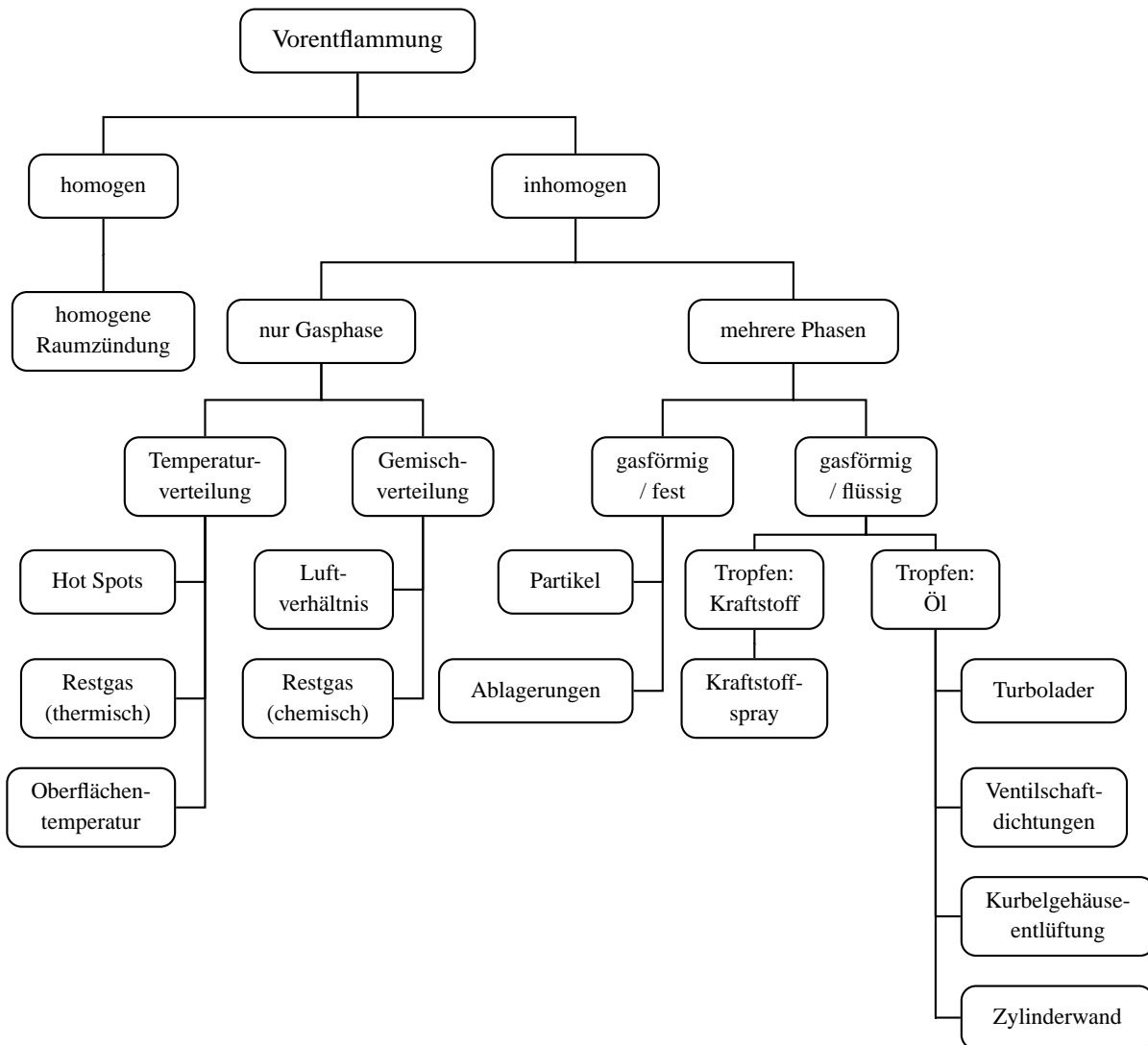


Abbildung 2.7: potentiellen Ursachen für Vorentflammung nach [Dahnz et al. (2010a)]

Obwohl das Verdampfungsverhalten von Kraftstoffen als Einflussgröße auf die Vorentflammungsneigung genannt wird, gelten reine Kraftstofftropfen nicht als Auslöser von Vorentflammungen [Amann et al. (2011b), Dahnz et al. (2010a), Rothenberger et al. (2010), Zahdeh et al. (2011)]. Allerdings ist es möglich, dass bei bestimmten Fahrmanövern bei Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung oder bei Kraftstoffen mit einem Ethanolanteil von über 85 % bei hohen Lasten Diffusionsflammen auf dem Kolben oder an der Zylinderwand entstehen können und diese Vorentflammungen auslösen können [Bobicic et al. (2010), Prochazka et al. (2005)]. Der Druckverlauf dieser Vorentflammungen unterscheidet sich jedoch wegen dem frühen Brennbeginn deutlich von herkömmlichen Vorentflammungen.

Als wahrscheinlichste Ursache für die Entstehung von Vorentflammungen gelten Öl- bzw. Kraftstoff-Öl-Tropfen, die aus der Kurbelgehäuseentlüftung angesaugt oder von der Zylinderwand gelöst werden [Amann et al. (2011b), Dahnz et al. (2010a), Rothenberger et al. (2010), Willand et al. (2009), Winklhofer et al. (2005), Zaccardi et al. (2010), Zahdeh et al. (2008, 2011)]. Durch die Benetzung der Zylinderwand mit Kraftstoff während der Einspritzung entsteht dort ein Gemisch aus Kraftstoff und Öl. Dieses Gemisch weist eine

niedrigere Viskosität und Oberflächenspannung als reines Öl auf, so dass sich Tropfen aus dem während der Kompression nach oben abgestreiften Ölfilm in der Verzögerungsphase kurz vor dem oberen Totpunkt lösen können. Die herausgelösten Kraftstoff-Öl-Tropfen besitzen eine höhere Zündwilligkeit als reiner Ottokraftstoff und können sich daher vor dem Zündzeitpunkt entflammen.

Bei letztgenanntem Mechanismus zeigen neben dem Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs auch die Zusammensetzung des Öls und die Applikation der Einspritzung insbesondere im Zusammenwirken mit der Luftströmung im Brennraum einen gewichtigen Einfluss auf das Vorentflammungsverhalten.

In Tabelle 2.1 sind die bisher herausgefundenen Einflussgrößen auf die Entstehung von Vorentflammungen zusammengefasst.

Autor	Einflussfaktoren auf Vorentflammungen
Amann et al. (2011a)	gekühlte AGR
Amann et al. (2011b)	Abgasgedruck, Kühlwassertemperatur, Kraftstoffeigenschaften, Luftverhältnis, Ventilsteuerzeiten
Bobicic et al. (2010)	Kraftstoffeigenschaften
Dahnz et al. (2010a)	Kühlwassertemperatur, Kraftstoffeigenschaften
Hofmann et al. (2008)	gekühlte AGR, Ventilsteuerzeiten, Zündkerzentemperatur
Prochazka et al. (2005)	Einspritzsystem
Rothenberger et al. (2010)	Einspritzapplikation, Injektorauslegung, Ladedruck, Luftverhältnis, Kolbengeometrie, Kolbenringspannung, Kraftstoffeigenschaften, Öleigenschaften, Verdichtungsverhältnis, Zündkerzentemperatur, Zylinderwandtemperaturen
Vangraefschepe und Zaccardi (2007)	Zündzeitpunkt
Willand et al. (2009)	Ventilsteuerzeiten
Winklhofer et al. (2005)	Ablagerungen, Restgas
Zaccardi et al. (2010)	Einspritzsystem, Ladungsbewegung
Zahdeh et al. (2008)	Öleigenschaften
Zahdeh et al. (2011)	Einspritzapplikation, Injektorauslegung, Ladedruck, Ladelufttemperatur, Luftverhältnis, Kolbengeometrie, Kolbenringspannung, Kraftstoffeigenschaften, Öleigenschaften, Verdichtungsverhältnis, Zündkerzentemperatur, Zylinderwandtemperaturen

Tabelle 2.1: Einflussgrößen auf Vorentflammungen

Kapitel 3

Versuchsaufbau, Versuchsdurchführung und Analysemethoden

In diesem Kapitel werden der Aufbau, die angewandten Auswerte- und Analysemethoden sowie die Versuchsdurchführung für die Untersuchung von irregulären Verbrennungsphänomenen beschrieben.

3.1 Optisch zugängliche Einspritzkammer

Der zeitliche Verlauf der Kraftstoffstrahlausbreitung während des Einspritzvorganges charakterisiert das Spray eines Injektors. Die daraus abgeleiteten Größen, wie z.B. Eindringtiefe, Kegelwinkel der Einzelstrahlen und einhüllender Kegelwinkel, dienen der quantitativen Beschreibung und Bewertung des Kraftstoffsprays. In der Einspritzkammer können diese Parameter unter idealisierten Bedingungen ohne Einfluss der motorischen Ladungsbewegung untersucht werden. Dabei sind sowohl Gasdruck und -temperatur als auch Kraftstoffdruck und -temperatur in weiten Bereichen unabhängig voneinander einstellbar.

Der prinzipielle Aufbau der Einspritzkammer ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Der Kraftstoff wird in eine zylindrische Kammer eingespritzt und durch Lichtquellen beidseitig integral beleuchtet. Das von den Phasengrenzen gestreute Licht wird von vorne und von unten durch zwei nicht intensivierete CCD-Kameras aufgezeichnet. Diese besitzen eine Auflösung von 1280×1024 und eine Farbtiefe von 12 *bit*.

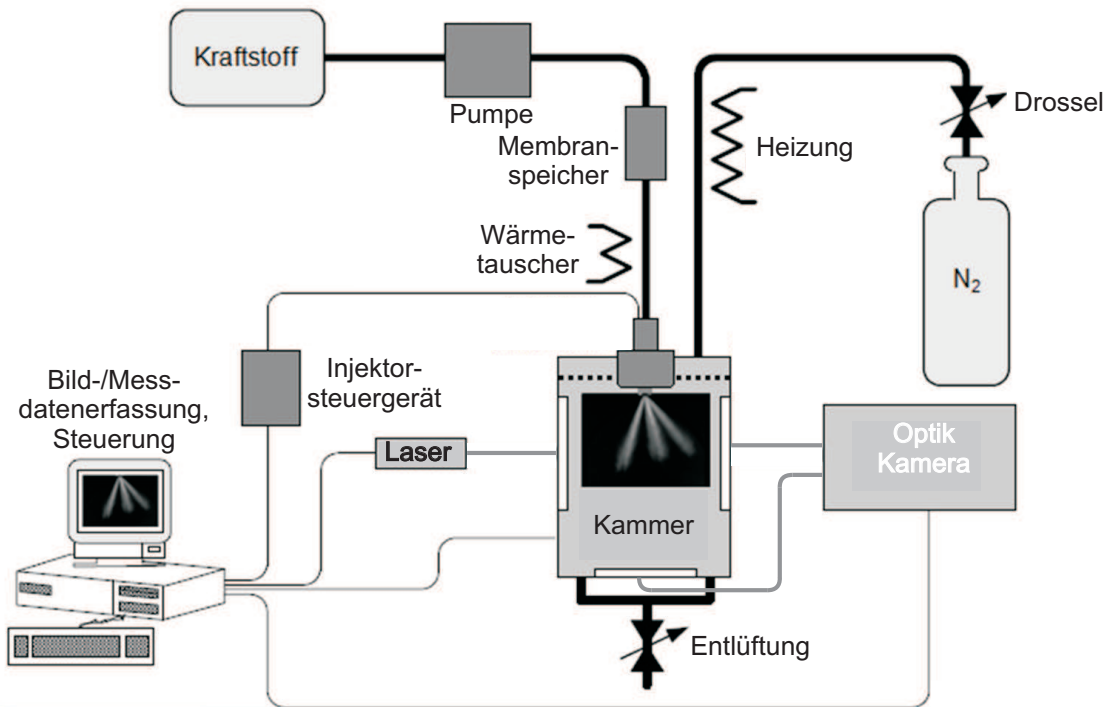


Abbildung 3.1: Aufbau der optisch zugänglichen Einspritzkammer nach [Elsässer (2001)]

Als Kraftstoffersatz diente ASF, ein benzolfreier Sonderkraftstoff mit einem geringen Aromatengehalt der Firma Aral. Dieser Kraftstoff hat den Vorteil, dass bei einem dem regulären Ottokraftstoff ähnlichem Verdampfungsverhalten die Kammer weniger stark verschmutzt wird. In der Einspritzkammer wurden die Injektoren bei Umgebungsbedingungen von $p_{Gas} = 1 \text{ bar}$ und $T_{Gas} = 20^\circ\text{C}$ vermessen. Die Kraftstofftemperatur betrug $T_{Kst} = 20^\circ\text{C}$ und der Einspritzdruck, sofern nicht anders beschrieben, $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$. Aus 32 Einspritzvorgängen wurde ein Mittelwert-Bild der Einspritzung für jede Injektorvariante dargestellt (vgl. Abbildung 3.2). Der Verlauf der Eindringtiefe über der Zeit wurde aus mehreren Einspritzvorgängen ermittelt und im Anschluss über alle vermessenen Injektoren einer Variante gemittelt.

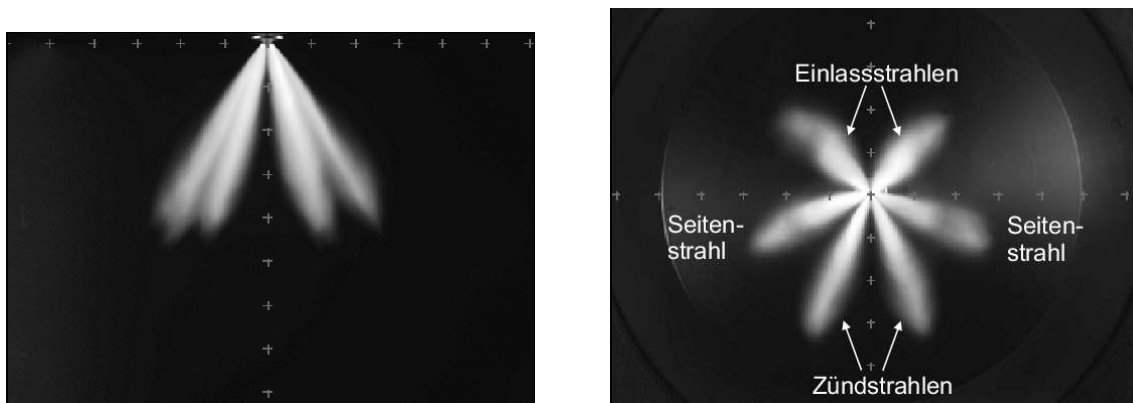


Abbildung 3.2: Beispielhafte Darstellung des Mittelwertbildes aus 32 Einspritzvorgängen

3.2 Motorprüfstand

Die Motorenversuche wurden an verschiedenen stationären Motorprüfständen der BMW Group mit vergleichbarer Ausstattung durchgeführt. Die Motorprüfstände verfügten über Standardmesstechnik für die Messung von Drehzahl, Drehmoment, Temperaturen, Drücken und Kraftstoffverbrauch (vgl. Abbildung 3.3). Die Versuchsträger waren mit Hoch- und Niederdruckindizierquarzen sowie einem Drehwinkelmarkengeber mit einer maximalen Auflösung von $0,1^\circ KW$ ausgerüstet. Zusätzlich wurden relevante Applikationsgrößen, wie z.B. der Einspritzbeginn und der Zündzeitpunkt, aus dem Steuergerät mitgemessen.

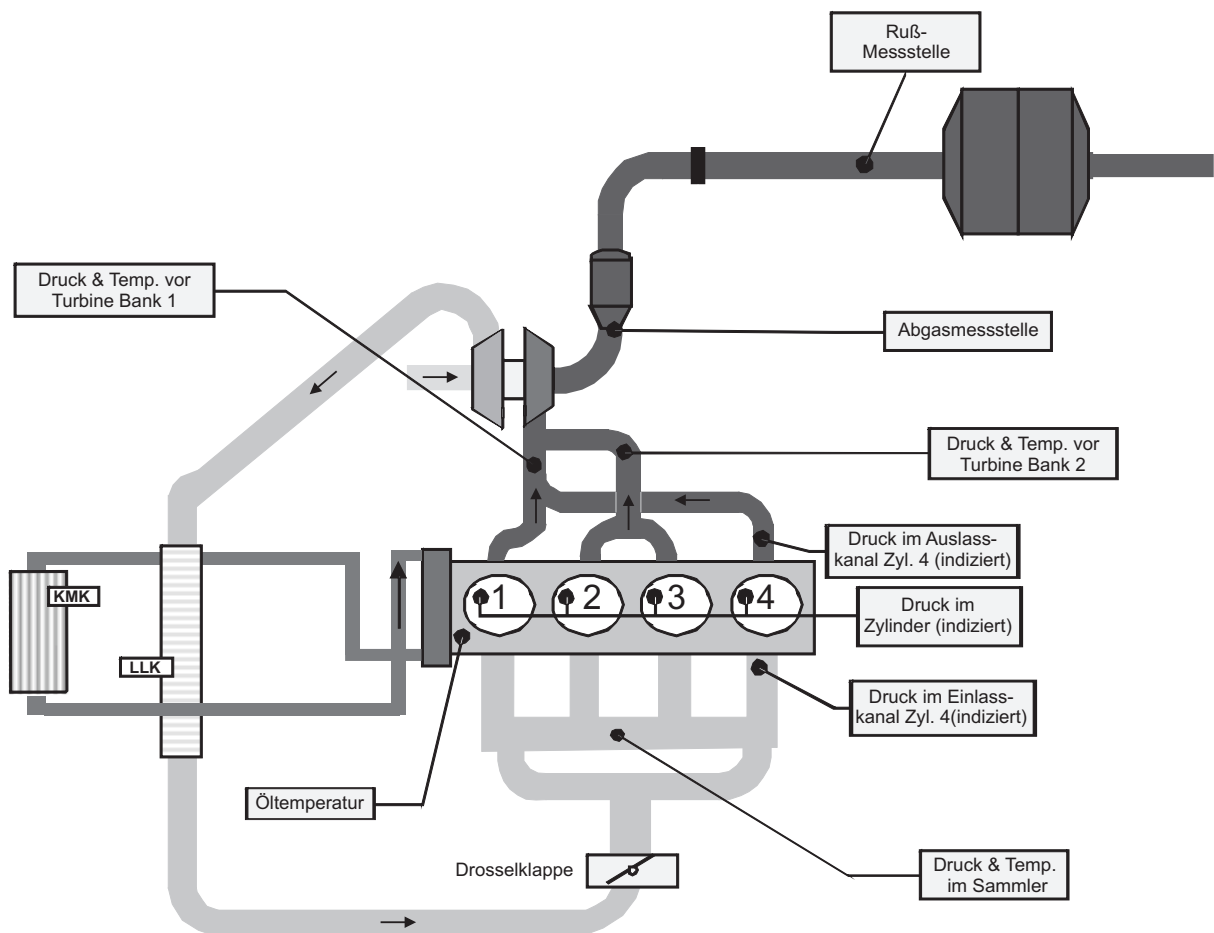


Abbildung 3.3: Messstellenplan des Vierzylindermotors

Die im Abgas enthaltenen Gase CO_2 , CO , NO_x , HC und O_2 wurden mit dem Abgasanalysator MEXA-7100HEGR der Firma Horiba gemessen. Dabei wurde dem Abgasstrom ein Teilstrom entnommen und den jeweiligen Messgeräten zugeführt. In der Messzeit von 20 s wurden mehrere Einzelmessungen durchgeführt und am Ende deren Mittelwert berechnet. Die Abgasentnahme erfolgte im Abgasrohr vor dem Katalysator. Der Abgasanalysator nutzte zur Konzentrationsmessung folgende Verfahren:

- NO_x : Chemilumineszenzmethode

- HC: Flammen-Ionisations-Detektor (FID)
- CO und CO₂: Nichtdispersiver Infrarot-Absorptions-Analysator
- O₂: Paramagnetischer Sauerstoffanalysator

Zusätzlich erfolgte eine Analyse der Ruß-Emissionen durch das beheizte Smokemeter AVL415S der Firma AVL. Dieses bestimmt optisch die Schwärzungszahl über die Trübung eines weißen Filterblättchen. Die Kraftstoffverbrauchsmessung erfolgte mittels eines volumetrischen Durchflusszählers.

3.2.1 Versuchsträger

Für die experimentellen Untersuchungen wurden zwei Vollmotoren, ein Sechszylindermotor und ein Vierzylindermotor, mit Direkteinspritzung und Abgasturboaufladung verwendet. Beide Motoren verfügten über einen vollvariablen mechanischen Ventiltrieb (VVT) auf der Einlassseite und einen variablen Nockensteller (VANOS) auf der Auslassseite. Die Daten der Versuchsträger sind in Tabelle 3.1 zusammengestellt.

Merkmal	Einheit	Sechszylinder-Motor	Vierzylinder-Motor
Bauart	–	Reihe	Reihe
Anzahl der Ventile / Zylinder	–	4	4
Hubraum	cm ³	2979	1996
Hub / Bohrung	mm	89,6 / 84,0	90,1 / 84,0
Verdichtungsverhältnis	–	10,2 : 1	10,0 : 1
Einlasskanal	–	<i>Tumble</i>	<i>Tumble</i>
Einspritzsystem	–	DI	DI
Injektorlage DI	–	zentral	zentral
Injektortyp DI	–	6-Loch-MLV	6-Loch-MLV
max. Einspritzdruck DI	bar	200	200

Tabelle 3.1: Technische Daten der Versuchsträger

3.2.2 Parametervariationen am stationären Motorprüfstand

Zur Untersuchung und Optimierung des Klopfverhaltens wurden in den jeweiligen Betriebspunkten einzelne Applikationsparameter, wie z.B. Einspritzparameter oder Luftverhältnis, variiert. Während dieser Messungen wurde der Zündwinkel an der Klopfgrenze eingestellt, die durch die Klopfregelung des Motorsteuergeräts definiert wurde. Die Klopfkennung erfolgte über Klopfensoren im Motor. Nach einem Klopfereignis wurde der Zündzeitpunkt des klopfenden Zylinders in Richtung spät verschoben und anschließend langsam auf den Sollwert

vorgezogen, bis ein erneutes Klopfen auftrat. In allen gegenübergestellten Variationen wurde mit der gleichen Applikation der Klopfregelung gearbeitet, so dass die Klopfgrenze vergleichbar war. Aus diesen Untersuchungen ließen sich wichtige Aussagen über die Gemischbildung und Verbrennung erzielen. Weitere Parameter, wie z.B. Lufttemperatur, Kühlmitteltemperatur, Ventilsteuerzeiten, Einspritzbeginn, Luftverhältnis bzw. bei überspülendem Ladungswechsel CO-Konzentration im Abgas, wurden sofern nicht anders genannt konstant gehalten.

3.2.3 Ölverdünnungsmessung am stationären Motorprüfstand

Vor Beginn der Ölverdünnungsmessung wurde der Motor mit frischem Öl befüllt und auf Betriebstemperatur gebracht. Anschließend folgte ein mehrstündiger stationärer Betrieb im betrachteten Betriebspunkt mit jeweils hinsichtlich niedrigem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Emissionen eingestelltem Einspritzbeginn. Unmittelbar nach Abstellen des Motors wurde eine Ölprobe entnommen. Die Bestandteile dieser Ölprobe wurden im Labor analysiert. Der Anteil an leichtsiedenden Komponenten im Öl steht im direkten Zusammenhang zum Kraftstoffeintrag ins Öl. Mit dem Ergebnis dieser Messung konnte eine qualitative Aussage über die Zylinderwandbenetzung für die jeweiligen Injektorvarianten bzw. die Einspritzapplikation getroffen werden.

3.2.4 Vorentflammungsmessung am stationären Motorprüfstand

Zur Bewertung der Vorentflammungsneigung wurde der Motor stationär betriebswarm im betrachteten Betriebspunkt über mehrere Stunden betrieben. Vor jedem Versuch erfolgte eine Konditionierung im oberen Drehzahlbereich, so dass der Brennraum zu Beginn der Messungen weitgehend frei von Ablagerungen war. Abweichungen von diesem Vorgehen werden explizit angegeben.

Während der Messung auftretende Vorentflammungen wurden am Prüfstand mithilfe des Indiziersystems detektiert und aufgezeichnet. Als Kriterium für das Auslösen einer Messung diente der zeitliche Abstand zwischen dem Zündzeitpunkt und dem 10 % Umsatzpunkt, der im Folgenden als Brennverzug 10% bzw. $BV10\%$ bezeichnet wird (vgl. Gleichung 2.1).

$$BV10\% = H10\% - ZZZP \quad (\text{Gleichung 2.1})$$

Um Auffälligkeiten oder potentielle Auslöser / Ursachen für die Entstehung der Vorentflammungen zu ermitteln, wurde eine ausreichende Anzahl von Zyklen vor und nach dem Vorentflammungsereignis aufgezeichnet.

In der Literatur werden der Brennverzug 10% und der Spitzendruck als Kriterium für die Vorentflammungsdetektion verwendet. Beide können nahezu echtzeitfähig ausgewertet werden. Die Vorentflammungsdetektion über den Brennverzug zeigt eine höhere Robustheit und Zuverlässigkeit [Manz et al. (2008), Zaccardi et al. (2009)]. Der Brennverzug 10%, bei dem eine Aufzeichnung erfolgte, wurde jeweils so eingestellt, dass eine gewisse Anzahl regulärer bzw. klopfender Verbrennungen ohne Vorentflammung erfasst wurden. Aufgrund

des erhöhten Rechenzeitbedarfs wurden die Vorentflammungszyklen aus allen aufgezeichneten Zyklen nach Abschluss der Stationärermessung selektiert. Als Kriterium diente hierbei der aus dem Heizverlauf bestimmte Brennbeginn. Dieser war hier als der Zeitpunkt definiert, zu dem die Wärmefreisetzung den Wert von $5 \text{ kJ}/(^{\circ}\text{KW} \cdot \text{m}^3)$ überschritten hatte. Lag der Brennbeginn weniger als 1°KW nach dem regulären Zündzeitpunkt, wurde die entsprechende Verbrennung als Vorentflammung definiert. Damit wurde sichergestellt, dass alle auftretenden Vorentflammungsereignisse ermittelt und selektiert wurden.

In Abbildung 3.4 ist je ein Beispiel für eine klopfende Verbrennung und für eine Vorentflammung in dem gleichen Betriebspunkt dargestellt. Die Spitzendrücke unterscheiden sich hier nur unwesentlich voneinander.

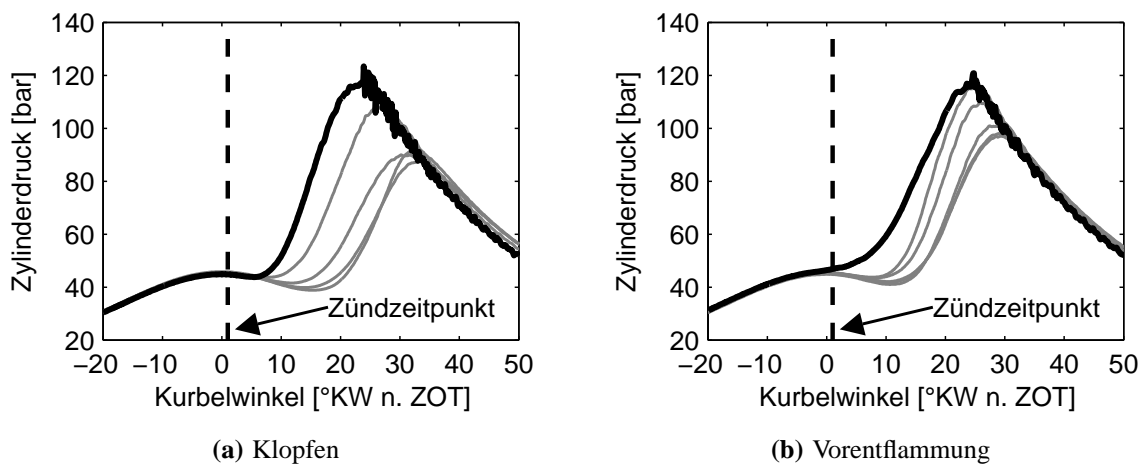


Abbildung 3.4: Druckverlauf Klopfen und Vorentflammung

Erst durch Betrachtung des Heizverlaufs kann der Brennbeginn ermittelt werden und durch das beschriebene Vorgehen entschieden werden, ob eine Vorentflammung vorliegt (vgl. Abbildung 3.5).

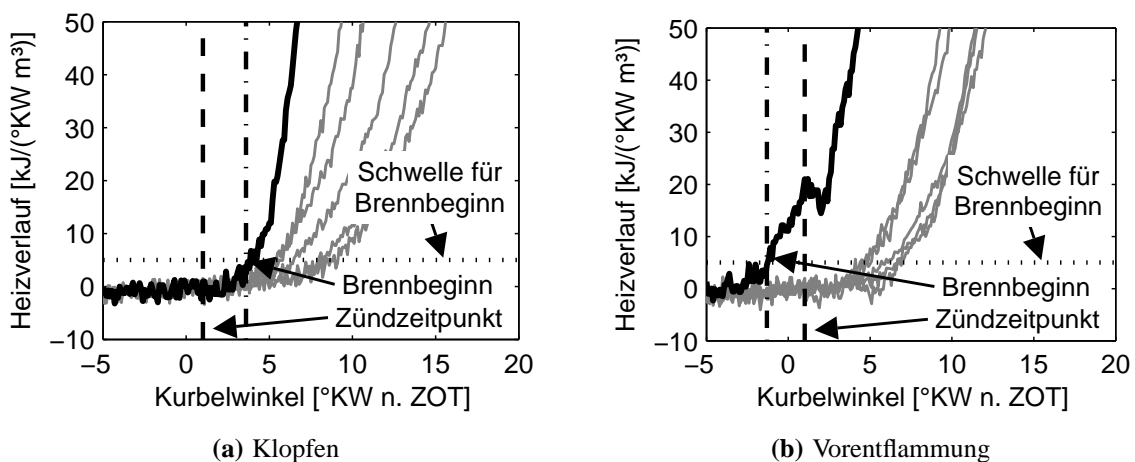


Abbildung 3.5: Heizverlauf Klopfen und Vorentflammung

In Abbildung 3.6 sind die Verläufe von Spitzendruck, Brennverzug 10% und Brennbeginn für mehrere aufeinanderfolgende Zyklen vor und nach dem Klopfen bzw. der Vorentflammung dargestellt. Hervorgehoben ist jeweils der Zylinder, in dem Klopfen bzw. die Vorentflammung in Zyklus 14 auftritt.

Klopfende Verbrennung und Vorentflammung sind durch ihren Spitzendruck von ca. 120 bar in diesem Zyklus kaum voneinander zu unterscheiden. Das hier gewählte Auslösekriterium ($\text{Brennverzug } 10\% < 10^\circ\text{KW}$) wurde in beiden Fällen unterschritten, so dass beide Ereignisse aufgezeichnet wurden.

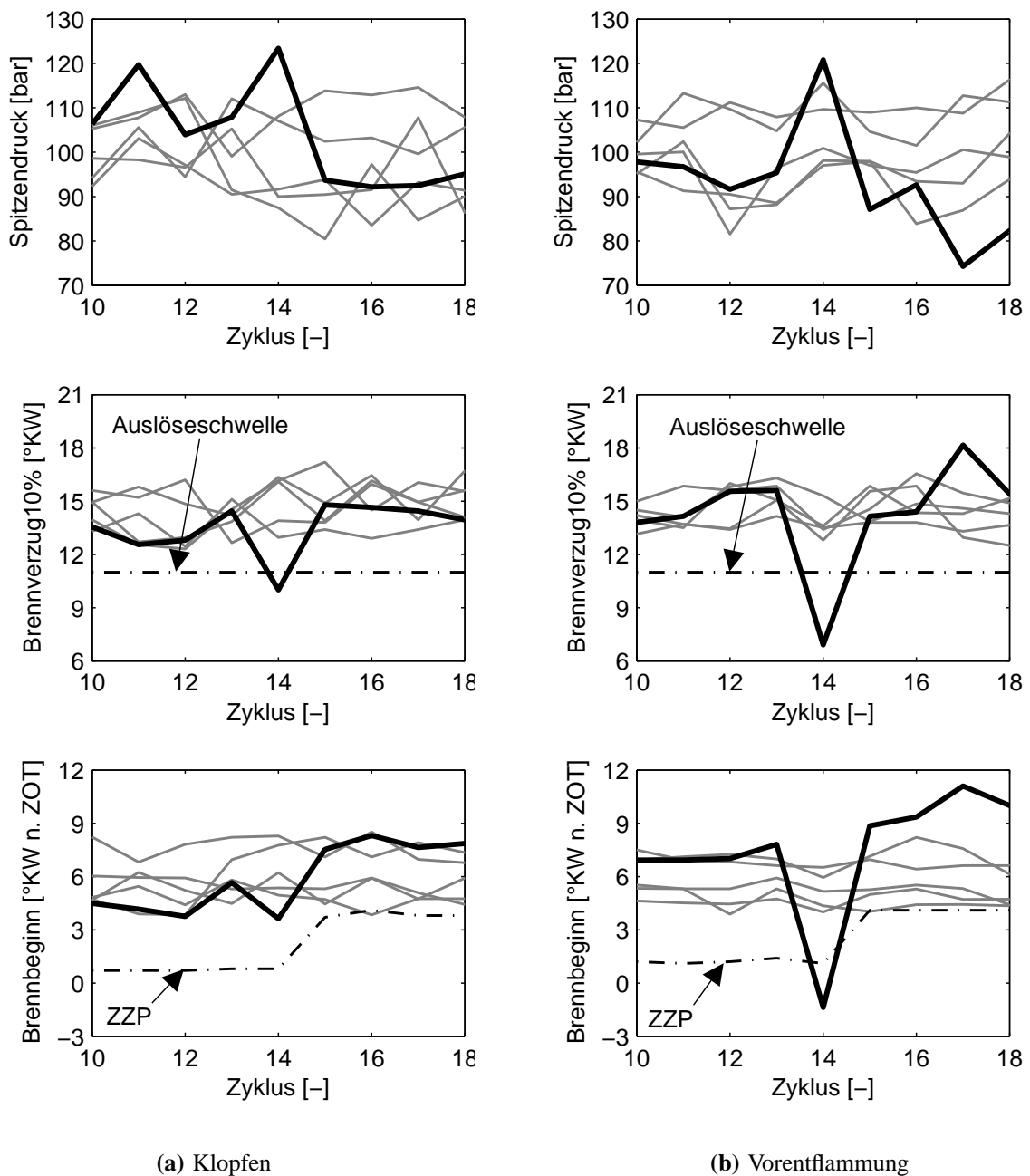


Abbildung 3.6: Auswertung von Klopfen und Vorentflammung in Zyklus 14

Erst im Brennbeginn ist der Unterschied zwischen der Vorentflammung und der klopfenden Verbrennung deutlich zu sehen. Der Brennbeginn der Vorentflammung liegt vor der durch die Zündkerze ausgelösten Zündung, die durch Erfassung des Primärstromverlaufs an der Zündspule ermittelt wurde. Der Brennbeginn der klopfenden Verbrennung in Zyklus 14 liegt dagegen eindeutig nach dem Zündzeitpunkt und weist keine wesentlichen Unterschiede im Vergleich zu den vorangegangenen Zyklen auf.

In der Darstellung der Vorentflammungen wird unterschieden zwischen Erst-Vorentflammungen und Folge-Vorentflammungen sowie (Gesamt-)Vorentflammungen. Folge-Vorentflammungen beziehen sich dabei auf Vorentflammungen, die weniger als 5 Zyklen nach einer vorangegangenen Vorentflammung aufgetreten sind. Weiterhin wird die Anzahl der Vorentflammungen normiert dargestellt. Als Basis dient die Vorentflammungsmessung mit den meisten Vorentflammungen innerhalb einer Messreihe.

3.2.5 Optische Messtechnik

Für die optischen Untersuchungen wurde eine Zündkerze mit eingebauten Lichtleitersensoren der Firma AVL in Kombination mit einer High-Speed-Kamera der Firma Photron (Fastcam SA3 Model 120k) zur visuellen Detektion von Vorentflammungen verwendet. Bei einer Bilderrate von 5 kHz betrug die maximale Auflösung der Kamera 640×544 Pixel. Eine geringere Bildrate ermöglichte zwar eine höhere Auflösung, erzeugte aber zu große zeitliche Abstände zwischen den einzelnen Bildern.

Für die Verwendung der High-Speed-Kamera wurden in den Zylinderkopf zwei Zugänge zum Brennraum von Zylinder 4 geschaffen. Bei diesen Untersuchungen wurde die Kamera in den Zugang eingebaut, der in Richtung Auslassseite zeigt. In dem anderen Zugang wurde eine Lichtquelle installiert (vgl. Abbildung 3.7).

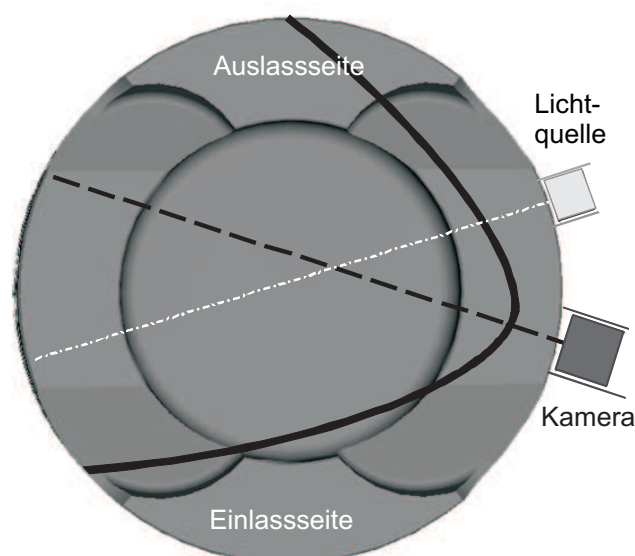


Abbildung 3.7: Einbaulage der High-Speed-Kamera und der Lichtquelle im Brennraum (Zylinder 4)

In Abbildung 3.8 ist die Sicht in den Brennraum von der High-Speed-Kamera aus dargestellt. Die Kamera erfasste zwar einen Großteil des Brennraums, jedoch befanden sich der Bereich der Quetschfläche auf der Einlassseite und der Bereich leicht unterhalb der hinteren Ein- und Auslassventile außerhalb des Sichtfeldes. Mithilfe der Lichtquelle konnten sowohl das Kraftstoffspray während der Einspritzung als auch Partikel und Motorbauteile wie z.B. Kolben, Zündkerze und Ventile sichtbar gemacht werden. Dies ermöglichte eine äußerst genaue Lokalisierung der Vorentflammungen.

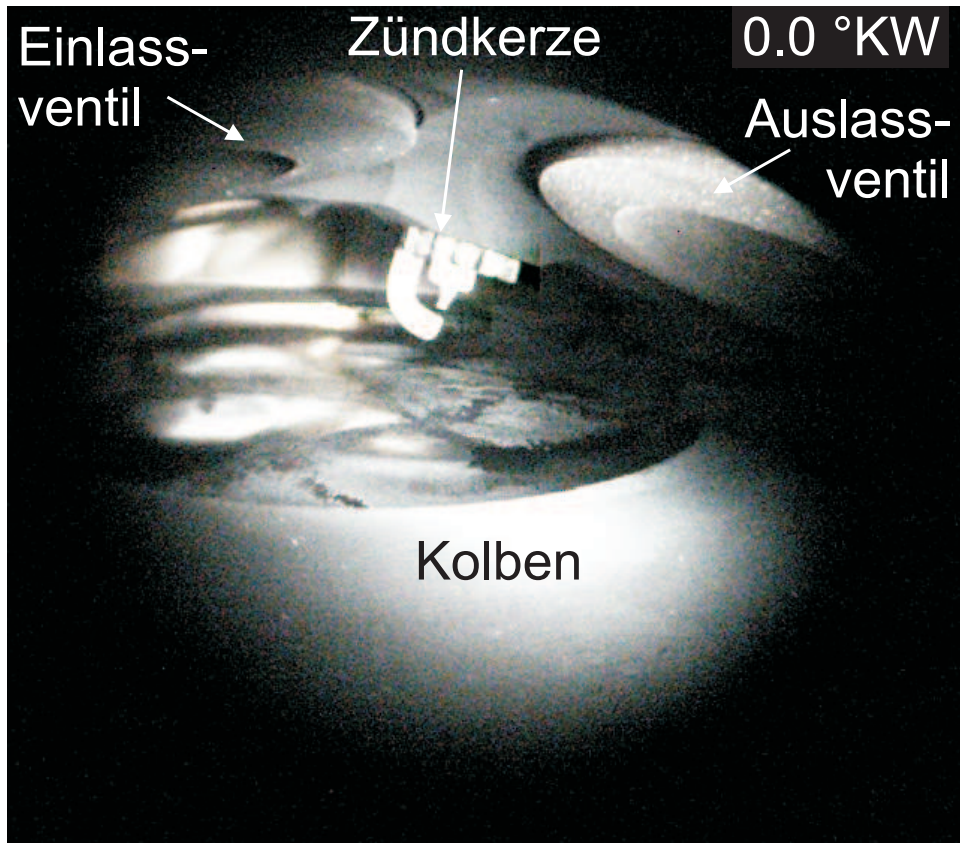


Abbildung 3.8: Sichtbereich der High-Speed-Kamera im Brennraum (Zylinder 4)

Die Lichtleiterzündkerze verfügte über 80 Kanäle (vgl. Abbildung 3.9). Je 32 Sensoren waren in einem Winkel von 65° (Kanal 1-32) und 50° (Kanal 33-64) zur Zündkerzenachse ausgerichtet. Des Weiteren waren jeweils 8 Sensoren in einem Winkel von 30° (Kanal 65-72) bzw. 0° (Kanal 73-80) zur Zündkerze angeordnet.



Abbildung 3.9: Lichtleiterzündkerze mit 80 Kanälen

Trotz der großen Anzahl an Sensoren wird deutlich, dass die Sensoren zwar einen großen Bereich auf der Einlassseite aber nur einen kleineren Bereich auf der Auslassseite abdecken (vgl. Abbildung 3.10).

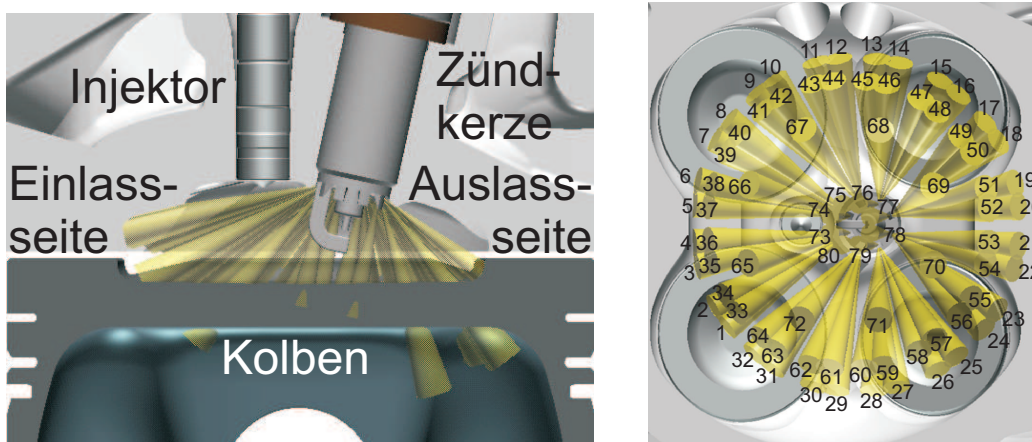


Abbildung 3.10: Einbaulage und Sichtbereich der Lichtleiter-Zündkerze im Brennraum (Zylinder 4)

Die über Lichtleiterfasern erfasste Flammenstrahlung wurde kontinuierlich von Photodioden in Spannungssignale gewandelt und stand damit für die Datenaufzeichnung in einem Vielkanalsystem zur Verfügung. Die Ortsbestimmung der Entflammung wurde bei den Glasfasersensoren auf das Auffinden der Zeitabfolge reduziert, mit der die verschiedenen Sichtkegel die Flammenstrahlung registrieren. Da bei den Zündkerzensensoren eine Auflösung entlang der Sichtkegel ursprünglich nicht vorgesehen war, lag als Ortsinformation zunächst nur die Richtung vor [Winklhofer et al. (2005)]. Mithilfe der Signalerfassung der senkrecht erfassenden Kanäle konnte der Abstand zur Zündkerze abgeschätzt werden. Dies erfolgte unter Annahme sphärischer Flammenausbreitung mit konstanter Geschwindigkeit. Zusätzlich war es notwendig, den Brennbeginn zu kennen. Dieser wurde wie in Kapitel 3.2.4 beschrieben aus dem

Heizverlauf ermittelt. Die Berechnungsmethode konnte allerdings nur dann den Entstehungsort ermitteln, wenn die Flamme bereits vor der elektrischen Funkenzündung den Bereich unter der Zündkerze erreicht hatte, da ansonsten nicht mehr zwischen der regulären und der von der Selbstzündung ausgehenden Flamme unterschieden werden konnte [Dahnz et al. (2010b)].

Aus der Reihenfolge der Flammenankunft an den senkrechten Sensoren sowie der gemessenen Laufzeitdifferenzen (t_1, t_2, t_3) konnte der Entstehungsort wie folgt bestimmt werden:

$$r_1 = v_{Flamme} \cdot t_{1s} \quad (\text{Gleichung 2.2})$$

$$r_2 = v_{Flamme} \cdot t_{2s} \quad (\text{Gleichung 2.3})$$

$$r_3 = v_{Flamme} \cdot t_{3s} \quad (\text{Gleichung 2.4})$$

Außerdem war der Abstand a zwischen den einzelnen senkrechten Sensoren bekannt und so erhält man durch Anwendung des Kosinussatzes drei weitere Gleichungen:

$$a^2 = r_1^2 + r_2^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_2 \cdot \cos(\alpha) \quad (\text{Gleichung 2.5})$$

$$a^2 = r_1^2 + r_3^2 - 2 \cdot r_1 \cdot r_3 \cdot \cos(\beta) \quad (\text{Gleichung 2.6})$$

$$3 \cdot a^2 = r_2^2 + r_3^2 - 2 \cdot r_2 \cdot r_3 \cdot \cos(\alpha + \beta) \quad (\text{Gleichung 2.7})$$

Daraus ergibt sich ein Gleichungssystem mit sechs Gleichungen und sechs Unbekannten v_{Flamme} , r_1 , r_2 , r_3 , α , β . Die Definition der Größen ist in Abbildung 3.11 dargestellt.

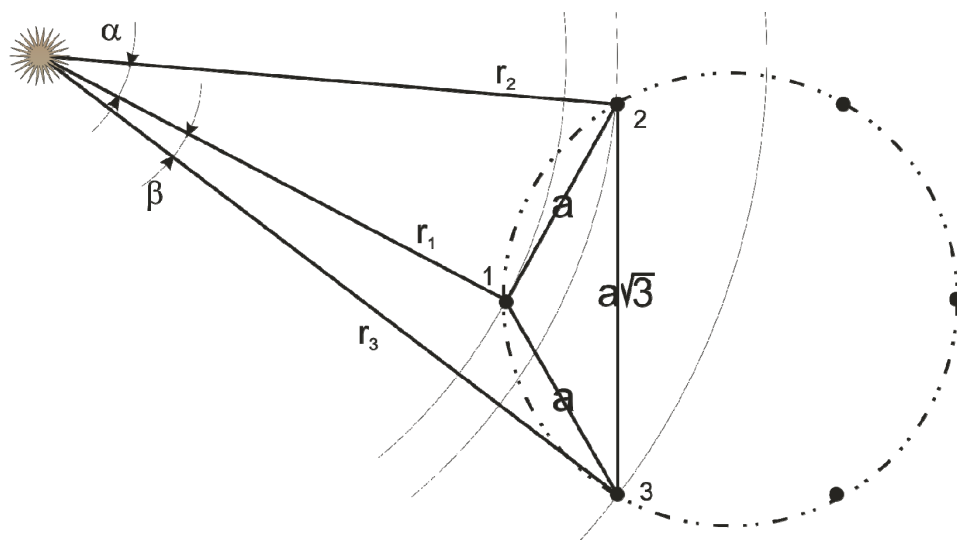


Abbildung 3.11: Bestimmung des Vorentflammungsorts nach [Dahnz et al. (2010b)]

Im Folgenden ist die Auswertung zum Entstehungsort einer Vorentflammung beispielhaft dargestellt. In Abbildung 3.12 ist das empfangene Lichtsignal der Lichtleiter-Sensoren zu sehen.

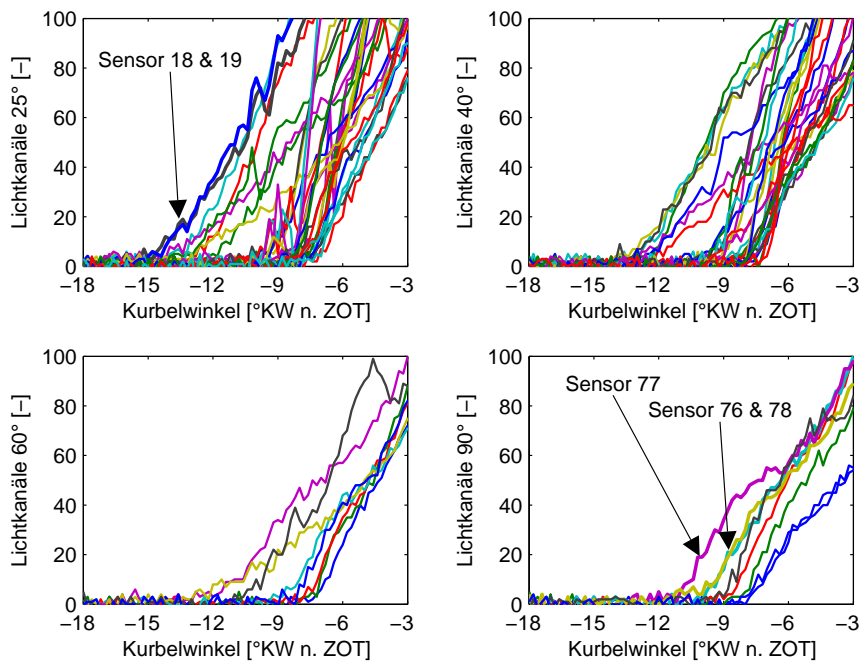


Abbildung 3.12: Beispiel einer Vorentflammungsdetektion mit der Lichtleiter-Zündkerze

Die Sensoren Nr. 18 und 19 detektierten die Vorentflammungen zuerst bei ca. $-14^{\circ}KW$ n. ZOT also knapp $3^{\circ}KW$ nach dem Brennbeginn (vgl. Abbildung 3.13). Diese Sensoren zeigten in Richtung der Auslassseite (vgl. Abbildung 3.10). Von den senkrecht angeordneten Sensoren detektierte Sensor Nr. 77 die Vorentflammung als Erstes. Anschließend erfassten die senkrechten Sensoren Nr. 76 und 78 die Flamme fast gleichzeitig. Mithilfe von Gleichung 2.2 - Gleichung 2.7 und dem Brennbeginn konnte der Abstand der Vorentflammung zur Zündkerze berechnet werden. Daraus ergab sich in diesem Beispiel ein Abstand von der Zündkerze von ca. 40mm. Dies bedeutet, dass die Vorentflammung in unmittelbarer Nähe zur Wand entstanden ist.

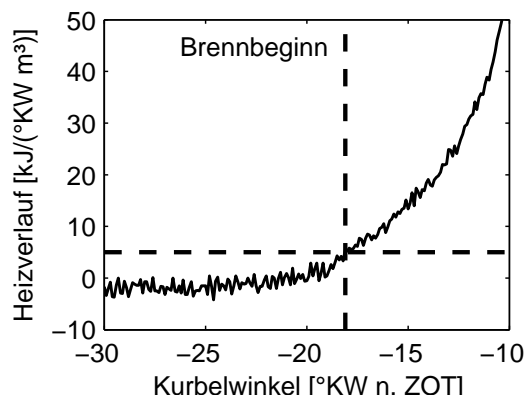


Abbildung 3.13: Heizverlauf der Vorentflammung

Durch die Aufnahme der High-Speed-Kamera konnte die Vorentflammung deutlich besser

visualisiert werden (vgl. Abbildung 3.14). Bei $-16,8^{\circ}KW$ *n.ZOT* konnte man die Vorentflammung erstmals sehen. Diese entstand auf der Auslassseite im Bereich der Kolbenquetschfläche. Mithilfe der Lichtquelle wurde der Brennraum so gut ausgeleuchtet, dass die Aufnahme der High-Speed-Kamera eine räumliche Orientierung im Brennraum ermöglichte und somit die Lichtleiter-Zündkerze nur bei einer Vorentflammungsentstehung außerhalb des Sichtbereichs der High-Speed-Kamera zusätzliche Informationen lieferte.

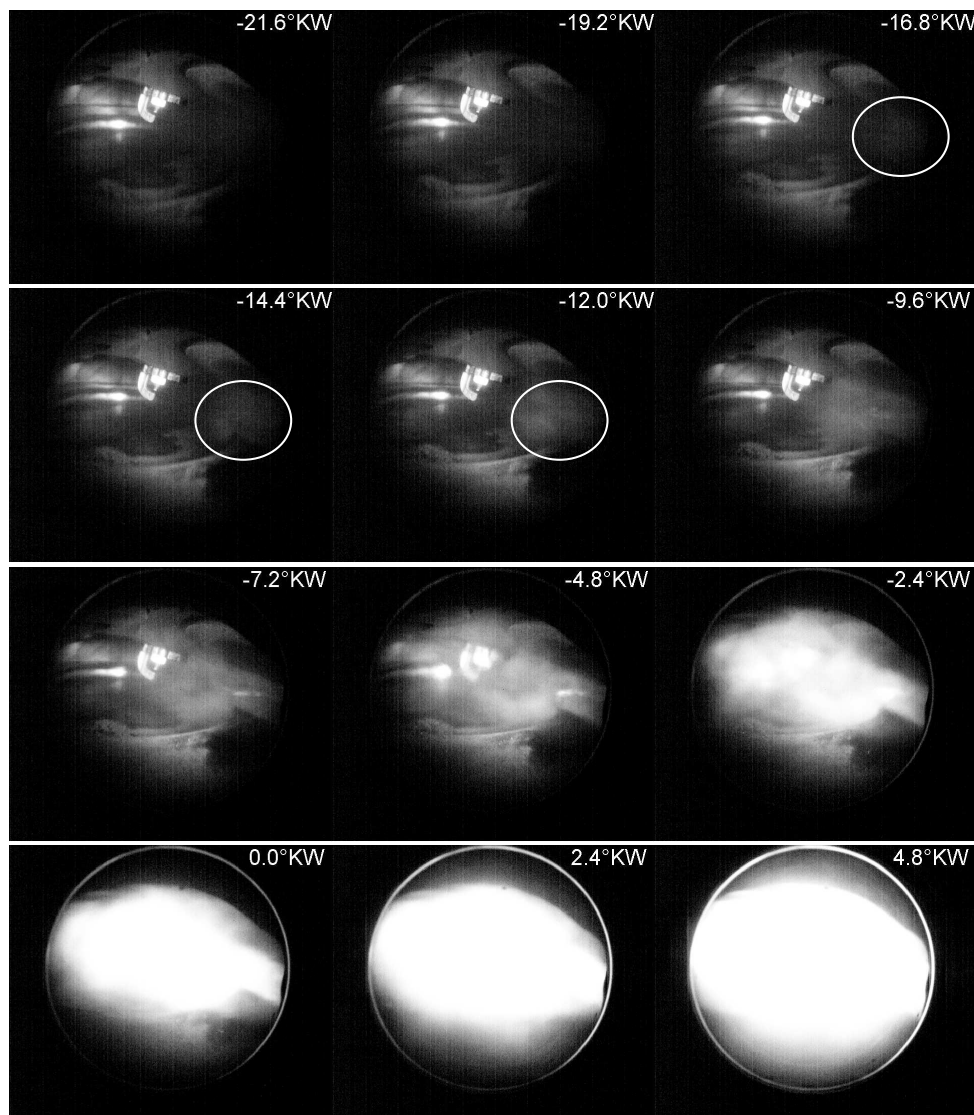


Abbildung 3.14: Beispiel einer Vorentflammungsdetektion mit der High-Speed-Kamera

3.3 Thermodynamische Analyse

Die Analyse des Zylinderdruckverlaufs ist trotz der Weiterentwicklung optischer Messverfahren bei der heutigen Entwicklung von Verbrennungsmotoren nicht wegzudenken. Zum einen ist der Zylinderdruckverlauf die wichtigste Größe zur Erkennung von klopfender Verbrennung online am Prüfstand und zum anderen können aus der thermodynamischen Analyse des Drucksignals wichtige Erkenntnisse hinsichtlich der Verbrennung (Entflammungsdauer, Brennverzögerung, Heiz- und Brennverlauf) sowie der so genannten Verlustteilung gewonnen werden. Zudem gibt der Druckverlauf Aufschluss über das Ladungswechselverhalten des Motors, die Füllung und den Restgasgehalt im Brennraum. Der Arbeitsprozess wird mithilfe der Energie- und Massenbilanz sowie der thermischen Zustandsgleichung für das sich im Brennraum befindende Gas aufgestellt. Abbildung 3.15 zeigt die über die Systemgrenzen tretenden Energie- und Massenströme. Der gesamte Brennraum wird als ideal durchgemengter Reaktor betrachtet, wobei die Wärmefreisetzung durch die Verbrennung mit Hilfe eines Ersatzbrennverlaufs beschrieben wird.

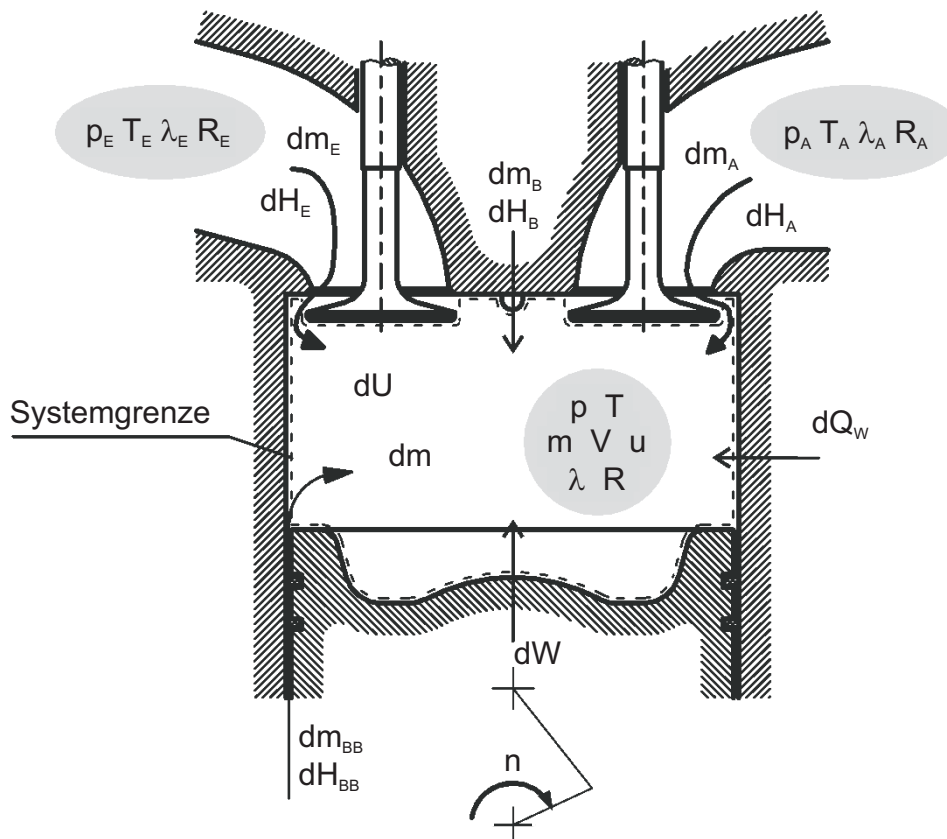


Abbildung 3.15: Vereinfachtes thermodynamisches System des Brennraums [Merker et al. (2006)]

Im Folgenden werden die verwendeten Energie- und Massenbilanzen und deren Terme sowie die darin enthaltenen Modellannahmen vorgestellt. Die Massenbilanz lautet:

$$\frac{dm_{Sys}}{d\phi} = \frac{dm_E}{d\phi} + \frac{dm_A}{d\phi} + \frac{dm_{BB}}{d\phi} + \frac{dm_B}{d\phi} \quad (\text{Gleichung 3.8})$$

Die Massenströme über die Ein- und Auslassventile (dm_E) bzw. (dm_A) werden durch die Kopplung des Zylinders mit der Gasdynamik der Ein- und Auslasskanäle bestimmt. Der Blow-By-Massenstrom (dm_{BB}) beschreibt den Leckagestrom über den Kolbenringpalt und wird aus den Gleichungen für die isentrope Blendenströmung berechnet. Der Kraftstoffmassenstrom (dm_B) wird über eine Verdampfungsrate bestimmt. Dabei wird die Annahme getroffen, dass sich der verdampfte Kraftstoff sofort gleichmäßig im Brennraum mit dem Frischgas vermischt. Diese Annahme kann getroffen werden, da nur eine globale energetische Beurteilung auf Basis der Ergebnisse erfolgt.

Die Energiebilanz bzw. der 1. Hauptsatz der Thermodynamik liefert für den Zylinder unter Vernachlässigung der kinetischen Energie

$$\frac{dE_{Sys}}{d\phi} = \frac{dU}{d\phi} = \frac{dm_B}{d\phi} h_B + \frac{dQ_W}{d\phi} + \frac{dW}{d\phi} + \frac{dm_E}{d\phi} h_E + \frac{dm_A}{d\phi} h_A + \frac{dm_{BB}}{d\phi} h_{BB} + \frac{dQ_{verd}}{d\phi}. \quad (\text{Gleichung 3.9})$$

Die Änderung der Inneren Energie des Zylindergases ($\frac{dU}{d\phi}$) setzt sich zusammen aus dem Energieeintrag des Kraftstoffs ($\frac{dm_B}{d\phi} h_B$), den Wandwärmeverlusten ($\frac{dQ_W}{d\phi}$), der am Kolben verrichteten Arbeit ($\frac{dW}{d\phi}$), den Enthalpien der ein- und austretenden Massenströme ($\frac{dm_E}{d\phi} h_E$) bzw. ($\frac{dm_A}{d\phi} h_A$), der Enthalpie des Blow-By-Massenstrom $\frac{dm_{BB}}{d\phi} h_{BB}$ sowie dem Wärmestrom ($\frac{dQ_{verd}}{d\phi}$), der bei der Direkteinspritzung für die Verdampfung des flüssig eingebrachten Kraftstoffs dem Gas entzogen wird.

Die an den Kolben abgegebene Arbeit kann aus dem Zylinderdruck und der Änderung des Zylindervolumens berechnet werden

$$\frac{dW}{d\phi} = -p \frac{dV}{d\phi}. \quad (\text{Gleichung 3.10})$$

Zur Lösung der Massen- und Energiebilanz wird zusätzlich die thermische Zustandsgleichung für ideale Gase

$$pV = mRT \quad (\text{Gleichung 3.11})$$

benötigt.

Für die Berechnung der Wandwärmeverluste wird der Strahlungsanteil $\frac{dQ_\epsilon}{d\phi}$ dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zugeschlagen. Ausgehend vom Newton'schen Ansatz gilt dann für die Beschreibung des Wandwärmestroms

$$\frac{dQ_W}{d\phi} = \sum_i \alpha_i A_i (T_{W,i} - T_{Gas}), \quad (\text{Gleichung 3.12})$$

wobei der Index i für die einzelnen Flächen Kolben, Zylinderkopf und Zylinderbuchse steht. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt nach dem Modell von Woschni [Woschni (1970)].

Die thermodynamische Analyse erfolgte in dieser Arbeit mit dem Programm GCA der Firma AVL [AVL (2010)] und wurde zur Ermittlung der Gemischzusammensetzung und -temperatur im Brennraum verwendet. AVL-GCA bietet ein reduziertes Simulationsmodell an, dessen Systemgrenzen bzw. Randbedingungen die gemessenen Niederdruck-Indizierkurven (Einlass / Auslass) sowie die Ein- und Auslasstemperaturen waren. Dieses Vorgehen reduzierte die

Rechenzeit bei gleichzeitiger erheblicher Steigerung der Genauigkeit in der Beschreibung der zylinderinternen Vorgänge [Fairbrother et al. (2007)].

Kapitel 4

Thermodynamische Einflüsse

In diesem Kapitel werden die Einflüsse von Verdichtungsverhältnis, Last bzw. Zylinderdruck, Ladelufttemperatur und Luftverhältnis sowie des Zündzeitpunkts auf die Vorentflammungsneigung und die Klopfneigung bzw. die Schwerpunktlage sowie den Kraftstoffverbrauch dargestellt.

Abbildung 4.1 zeigt die Änderung des Druck- und Temperaturverlaufs während der Ansaug- und Kompressionsphase bis zum oberen Totpunkt bei Änderung des Verdichtungsverhältnisses, der Last und der Ladelufttemperatur. Das Verdichtungsverhältnis beeinflusst den Druck- und Temperaturverlauf im Brennraum während der Kompressionsphase, aber nicht während der Ansaugphase. Bei der Variation der Last wird nur der Druck während der Ansaugphase und der Kompressionsphase beeinflusst. Durch Änderung der Ladelufttemperatur muss zum Erreichen einer gleichen Last auch der Ladedruck angepasst werden. Dadurch werden bei dieser Variation Druck und Temperatur während der Ansaugphase und der Kompressionsphase beeinflusst (vgl. Abbildung 4.1).

Durch das Luftverhältnis wird die Gemischzusammensetzung und damit die Reaktivität bestimmt. Darüber hinaus wird bei Motoren mit Direkteinspritzung der Luft im Brennraum Wärme zur Verdampfung des Kraftstoffs entzogen. Durch eine Veränderung des Luftverhältnisses und der damit verbundenen Änderung der eingespritzten Kraftstoffmasse wird somit auch die Gastemperatur ab dem Zeitpunkt des Einspritzendes verändert.

Der Zündzeitpunkt wurde als weiterer Einflussfaktor auf die Vorentflammungsneigung betrachtet, da dieser die für eine Vorentflammung zur Verfügung stehende Reaktionszeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs bestimmt.

Die Durchführung der Parameter-Variationen und der Vorentflammungsmessungen sind in Kapitel 3.2.2 und 3.2.4 beschrieben. Bei den Vorentflammungsmessungen erfolgte in jeder Versuchsreihe eine Rückmessung der ersten Vorentflammungsmessung, um Abweichungen in der Vorentflammungsneigung über der Motorlaufzeit auszuschließen. Alle in diesem Kapitel vorgestellten Messungen wurden am Sechszylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ vorgenommen.

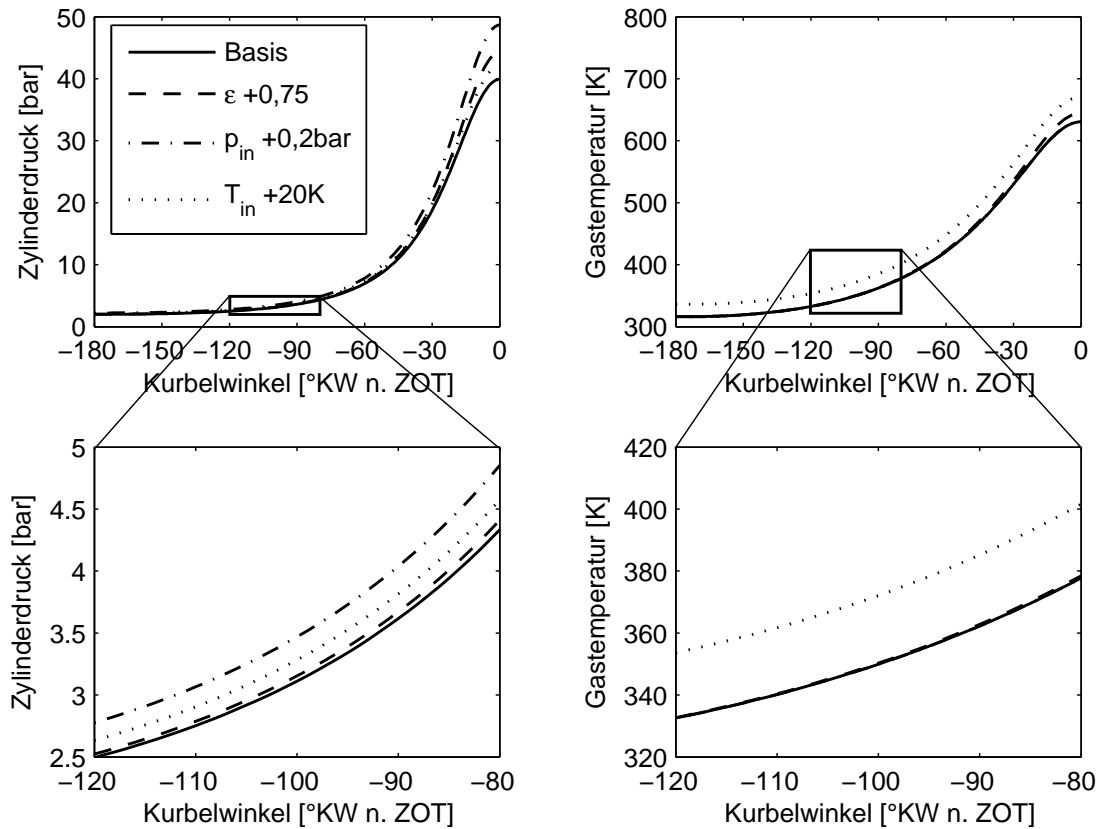


Abbildung 4.1: Änderung des Drucks und der Temperatur bei Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses, der Last und der Ladelufttemperatur

Zusätzlich zu den Messungen wurden isochore und adiabate Simulationsberechnungen der Zündverzugszeit im homogenen Reaktor durchgeführt. Als globale Randbedingungen wurden Druck, Temperatur und Luftverhältnis des jeweiligen Motorbetriebspunkts verwendet. Die Berechnungen basieren auf einem Reaktionsmechanismus mit 222 Spezies und 1506 Elementarreaktionen mit Iso-Oktan als Modellkraftstoff [Linse (2013)]. Die Ergebnisse der Berechnungen wurden für diese Untersuchungen verwendet, um eine qualitative Aussage zur Zündwilligkeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs zum Zünd-OT zu treffen.

4.1 Einfluss des Zündzeitpunkts

Der Zündzeitpunkt ist zwar keine thermodynamische Größe, aber eine der wichtigsten Stellgrößen für die ottomotorische Verbrennung und wurde daher in die thermodynamische Betrachtung des Vorentflammungsverhaltens mit einbezogen. Die Untersuchung zum Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Vorentflammungsneigung erfolgte zum einen bei konstanter Last und zum anderen bei konstanter Zylinderfüllung.

Eine Zündzeitpunktverstellung beeinflusst den Wirkungsgrad. Um die Last konstant zu halten, muss demnach bei konstantem Luftverhältnis die Zylinderfüllung angepasst werden. Der Einfluss der Zylinderfüllung auf die Vorentflammungsneigung bei konstantem Zündzeitpunkt ist in Kapitel 4.3 dargestellt. Damit der Einfluss des Zündzeitpunkts unabhängig von der Zylinderfüllung und damit vom Druck im Zylinder bewertet werden kann, wurde zusätzlich eine Variation des Zündzeitpunkts bei konstanter Zylinderfüllung durchgeführt.

In Abbildung 4.2 ist der Einfluss des Zündzeitpunkts auf die normierte Anzahl der Erst-Vorentflammungen und den Kompressionsenddruck im Zylinder bei konstanter Last dargestellt. Bei einer Spätverstellung des Zündzeitpunkts steigt die Vorentflammungsneigung im betrachteten Bereich überproportional an. Gleichzeitig steigt der Kompressionsenddruck linear um ca. $0,5 \text{ bar}/^\circ\text{KW}$ an. Die zur Verfügung stehende Reaktionszeit steigt bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} pro 1°KW späteren Zündzeitpunkt um $83 \mu\text{s}$ an. Somit ist die Reaktionszeit, die dem Kraftstoff-Luft-Gemisch für eine Vorentflammung zu Verfügung steht, bei einem Zündzeitpunkt von 5°KW n. ZOT um $0,25 \text{ ms}$ länger als bei einem Zündzeitpunkt von 2°KW n. ZOT . Bei einem früher eingestellten Zündzeitpunkt als 2°KW n. ZOT steigt die Klopfneigung zu stark an und bei einem späterem Zündzeitpunkt als 5°KW n. ZOT wird der zulässige Grenzwert der Abgastemperatur vor Turbine überschritten, so dass ein breiterer Variationsbereich nicht darstellbar ist. Für einen größeren Variationsbereich müsste die Last oder das Luftverhältnis abgesenkt werden, wodurch aber die Vorentflammungsneigung sinkt (vgl. Kapitel 4.3 und 4.5).

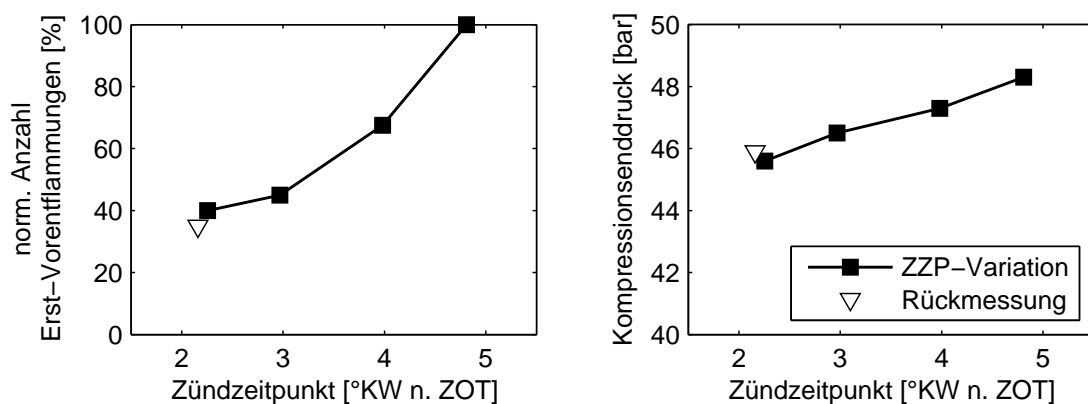


Abbildung 4.2: Einfluss des Zündzeitpunkts auf Vorentflammungsverhalten und Kompressionsenddruck bei konstanter Last ($w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$) und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Zündzeitpunkt-Variation bei konstanter Last liefert keine Aussage, ob der veränderte Kompressionsenddruck oder die für eine Selbstzündung zur Verfügung stehende Zeit der dominierende Einflussfaktor für die Veränderung der Vorentflammungsneigung ist.

Diese Messungen zeigen jedoch den negativen Einfluss eines späteren Zündzeitpunkts auf das Vorentflamungsverhalten aufgrund einer höheren Klopfneigung des Kraftstoff-Luft-Gemischs, insbesondere bei Verwendung von Kraftstoffen mit niedrigerer Oktanzahl (vgl. Kapitel 7).

Um den alleinigen Einfluss der Reaktionszeit auf das Vorentflamungsverhalten zu zeigen, muss die Verstellung des Zündzeitpunkts bei konstanter Zylinderfüllung und somit konstantem Kompressionsenddruck erfolgen. Zur Beurteilung dieser wurden erneut Zündzeitpunkte zwischen $2 - 5^\circ \text{KW n. ZOT}$ gewählt.

In Abbildung 4.3 ist neben der normierten Anzahl der gesamten Erst-Vorentflammungen die Anzahl der Erst-Vorentflammungen mit einem Brennbeginn vor 2°KW n. ZOT und die Abgastemperatur dargestellt.

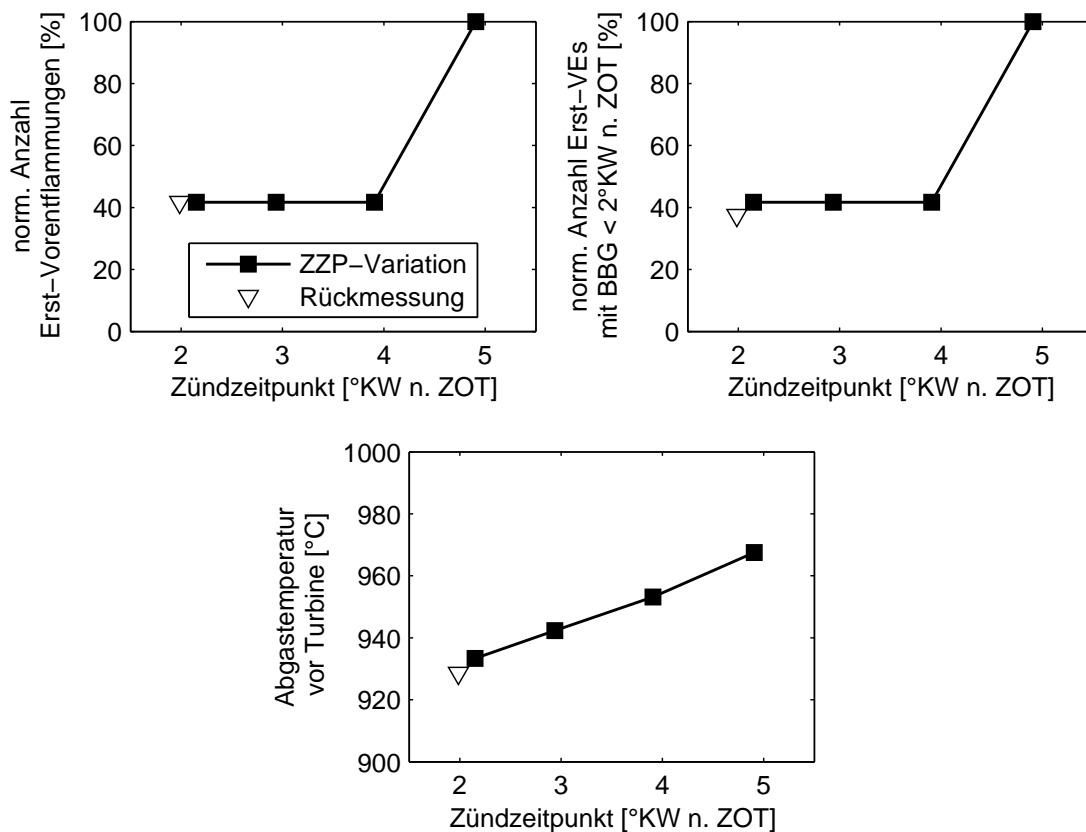


Abbildung 4.3: Einfluss des Zündzeitpunkts auf Vorentflamungsverhalten und Abgastemperatur bei konstanter Zylinderfüllung ($w_e \approx 2,4 \text{ kJ/l}$) und $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Zwischen einem Zündzeitpunkt von $2 - 4^\circ \text{KW n. ZOT}$ ist weder ein Unterschied in der Anzahl der gesamten Erst-Vorentflammungen noch in der Anzahl der Erst-Vorentflammungen mit einem Brennbeginn vor 2°KW n. ZOT zu erkennen. Dies zeigt, dass in dem hier betrachteten Bereich die Reaktionszeit, die dem Kraftstoff-Luft-Gemisch für eine Vorentflammung zur

Verfügung steht, keinen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung hat. Die Vorentflammungsneigung bei einem Zündzeitpunkt von 5°KW n. ZOT ist dagegen deutlich erhöht. Aufgrund der extrem späten Schwerpunktlage in diesem Betriebspunkt von über $30^\circ \text{KW n. ZOT}$ ist das Abgas zum Zeitpunkt Auslass Öffnet sehr heiß. Dies führt zu einer Erhöhung der Auslassventiltemperaturen. Das Kraftstoff-Luft-Gemisch, welches an den Auslassventilen entlang strömt, wird somit stärker erwärmt und scheint die Wahrscheinlichkeit einer Selbstzündung deutlich zu erhöhen. Daher werden hier sogenannte Hot Spots als Ursache für die erhöhte Vorentflammungsneigung vermutet (vgl. Abbildung 2.7).

Aufgrund des unveränderten Ergebnisses der Rückmessung bei dem Zündzeitpunkt 2°KW n. ZOT kann eine schleichende Veränderung des Motorzustands als Auslöser für die erhöhte Vorentflammungsneigung ausgeschlossen werden.

Die Ergebnisse der Zündzeitpunkt-Variation zeigen, dass der Einfluss der längeren Reaktionszeit durch einen späteren Zündzeitpunkt im betrachteten Bereich auf die Vorentflammungsneigung äußerst gering ist. Dagegen spielen andere Einflussfaktoren wie erhöhte Luftmasse bzw. erhöhter Kompressionsenddruck oder Hot Spots eine größere Rolle.

Der Zündzeitpunkt könnte insbesondere bei einer Zündzeitpunkt-Variation vor dem oberen Totpunkt einen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung besitzen, da trotz konstanter Füllung Druck und Temperatur im Brennraum bis zum oberen Totpunkt weiter ansteigen (vgl. Abbildung 4.4). Somit würde bei einem späteren Zündzeitpunkt ein höherer Druck und eine höhere Temperatur im Brennraum vorliegen, wodurch die Wahrscheinlichkeit für die Entstehung einer Vorentflammung zunimmt. In dem betrachteten Betriebspunkt steigt die Klopfneigung jedoch über ein für den Motor verträgliches Maß an, so dass keine Untersuchungen durchgeführt werden konnten.

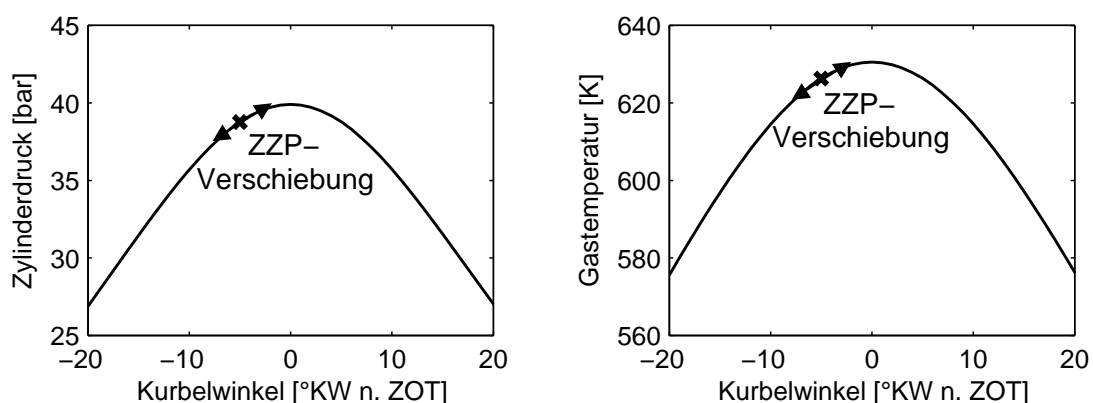


Abbildung 4.4: Schematische Darstellung einer Zündzeitpunktverschiebung vor dem oberen Totpunkt

4.2 Einfluss des Verdichtungsverhältnisses

Motoren mit höherem Verdichtungsverhältnis weisen in der Teillast wegen des höheren thermischen Wirkungsgrads einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch auf. Bei hohen Lasten steigen jedoch Gasdruck und -temperatur zum Ende der Kompression mit höherem Verdichtungsverhältnis bei gleichen Eingangsbedingungen. Dadurch steigt die Klopfneigung und der Zündzeitpunkt muss in Richtung spät verschoben werden, was eine Wirkungsgradverschlechterung in diesem Betriebsbereich zufolge hat.

Die Untersuchungen zum Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Klopf- und Vor-entflammungsneigung wurden an zwei Motoren durchgeführt, die sich nur durch die Kolbengeometrie unterscheiden. Um ein höheres Verdichtungsverhältnis zu erzielen, wurde die Kolbenmulde verkleinert und die Kolbenkrone erhöht (vgl. Abbildung 4.5). Dies führte zu einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\epsilon = 10,0 : 1$ auf $\epsilon = 10,75 : 1$.

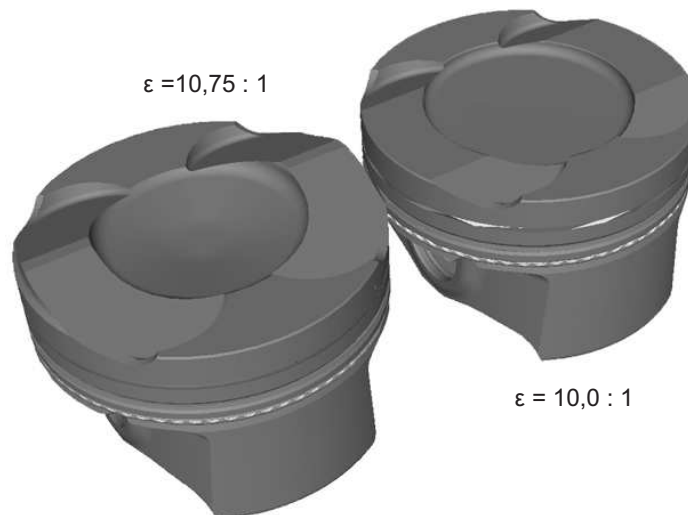


Abbildung 4.5: Vergleich der Kolbengeometrie bei unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch wurde anhand einer Last-Variation bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ bei gleichem Einspritzbeginn und gleicher Ventilstellung untersucht. Der Zündzeitpunkt wurde bei diesen Messungen jeweils an die Klopfgrenze gestellt (vgl. Kapitel 3.2.2). Durch ein höheres Verdichtungsverhältnis steigt die Temperatur und der Druck während der Kompression stärker an (vgl. Abbildung 4.1). Dies führt zu einer erhöhten Klopfneigung. Somit musste der Zündzeitpunkt bei höherem Verdichtungsverhältnis in Richtung spät verschoben werden. Im betrachteten Lastbereich ist zu erkennen, dass die Erhöhung des Verdichtungsverhältnis um 0,75 Einheiten aufgrund erhöhter Klopfneigung eine 2° KW spätere Schwerpunktlage erfordert und zu einer Verschlechterung im Kraftstoffverbrauch um 2 – 3 % bei gleicher Last führt (vgl. Abbildung 4.6).

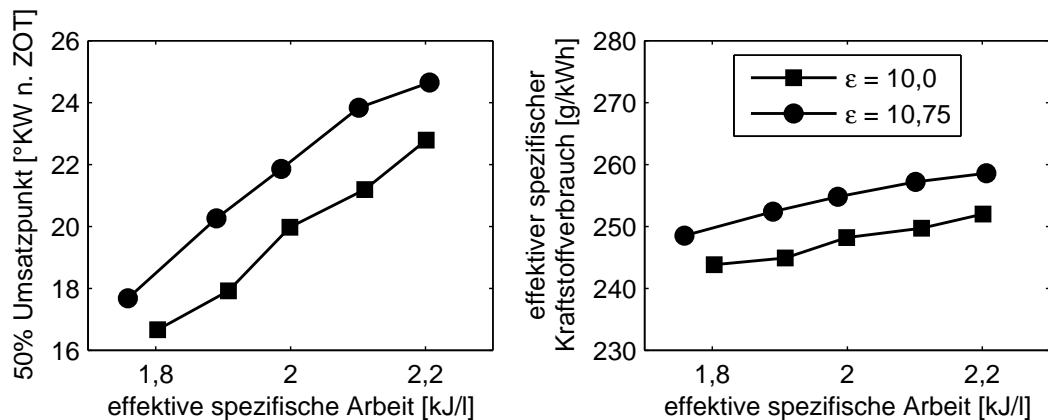


Abbildung 4.6: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses bei unterschiedlichen Lasten auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Vorentflammungsneigung wurde in einem weiteren Versuch bei konstantem Zündzeitpunkt und konstanter Last untersucht. Zusätzlich wurde am höher verdichtenden Motor ($\epsilon = 10,75 : 1$) der Ladedruck soweit abgesenkt, dass der Kompressionsenddruck mit dem des niedriger verdichtenden Motors ($\epsilon = 10,0 : 1$) übereinstimmt (vgl. Abbildung 4.7).

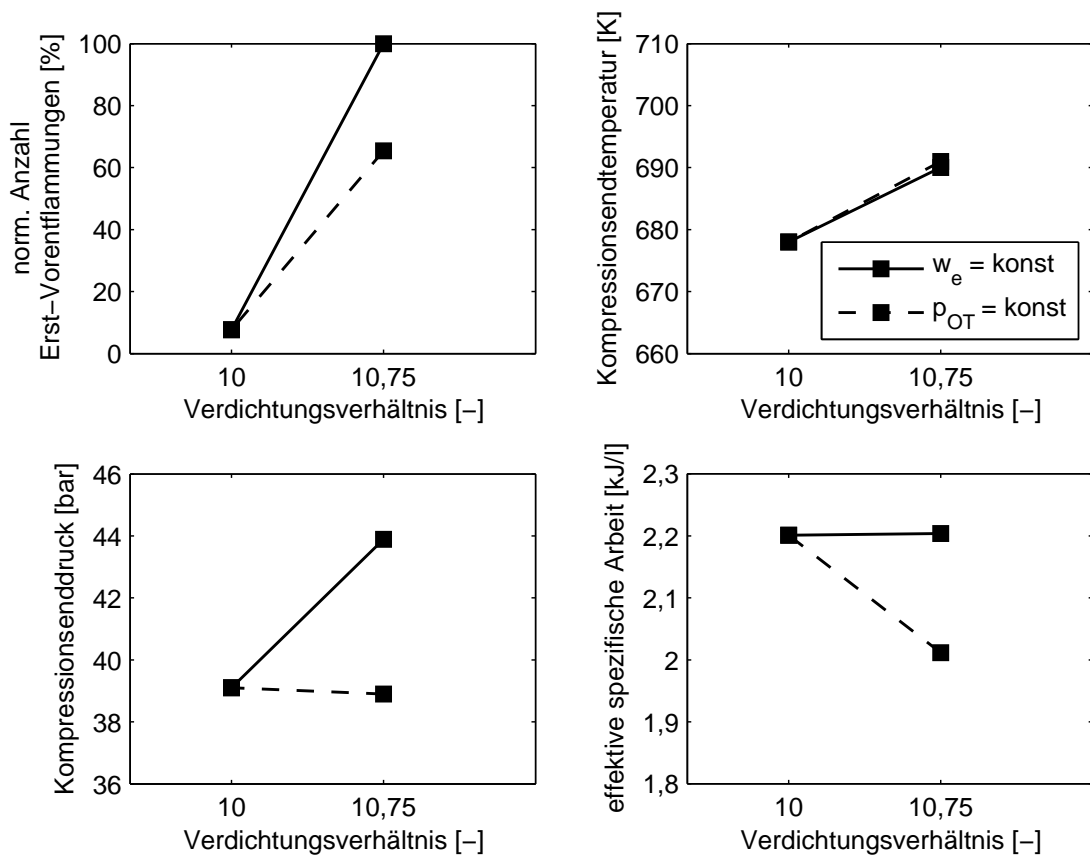


Abbildung 4.7: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur und -druck bei konstantem Zündzeitpunkt und Last bzw. Kompressionsenddruck

Es ist zu erkennen, dass mit steigendem Verdichtungsverhältnis die Vorentflammungsneigung sowohl bei gleicher Last als auch bei gleichem Kompressionsenddruck deutlich ansteigt. Der Unterschied zwischen der Vorentflammungsneigung bei gleichem Verdichtungsverhältnis und verändertem Kompressionsenddruck ist dabei geringer als der Unterschied bei gleichem Kompressionsenddruck und verändertem Verdichtungsverhältnis.

Aus diesen Ergebnissen wird deutlich, dass sowohl die Temperatur als auch der Druck am Ende der Kompression einen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung haben. Der Einfluss der Temperatur ist jedoch größer als der Einfluss des Drucks. Die Simulation der Zündverzugszeit in diesen Betriebspunkten bestätigt dies (vgl. Abbildung 4.8). Der Unterschied in der Zündverzugszeit bei gleichem Kompressionsenddruck ist auch hier deutlich größer als bei gleicher Kompressionsendtemperatur. Der Einfluss des Drucks auf die Vorentflammungsneigung ist deutlich größer als es die Berechnung der Zündverzugszeit erwarten lässt.

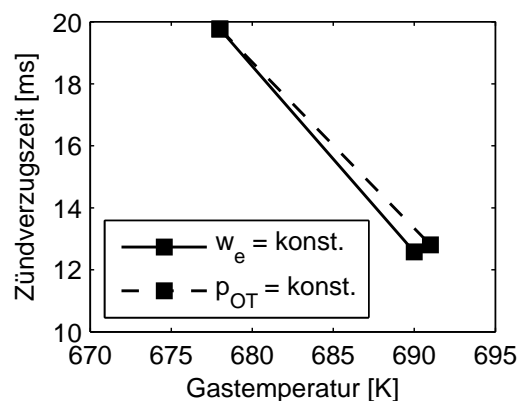


Abbildung 4.8: Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf die Zündverzugszeit der in Abbildung 4.7 betrachteten Betriebspunkte

Die Einflüsse von Druck und Temperatur auf die Vorentflammungsneigung werden daher getrennt voneinander in Kapitel 4.3 und 4.4 untersucht.

4.3 Einfluss der Last

Die maximale Last stellt für die Auslegung des Brennverfahrens beim Ottomotor einen wichtigen Parameter dar. Je höher die Last desto größer werden die Anforderungen an Gemischbildung und Verbrennung. Zur Bewertung wurde eine Variation der Last bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ mit dem Zündzeitpunkt an der Klopfgrenze durchgeführt (vgl. Kapitel 3.2.2). Dabei wurde allein der Ladedruck angepasst. Luftverhältnis, Einspritzapplikation und Ventilsteuerzeiten wurden hierzu nicht verändert.

In Abbildung 4.9 sind Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Ladedruck und Ruß-Emissionen über der Last dargestellt.

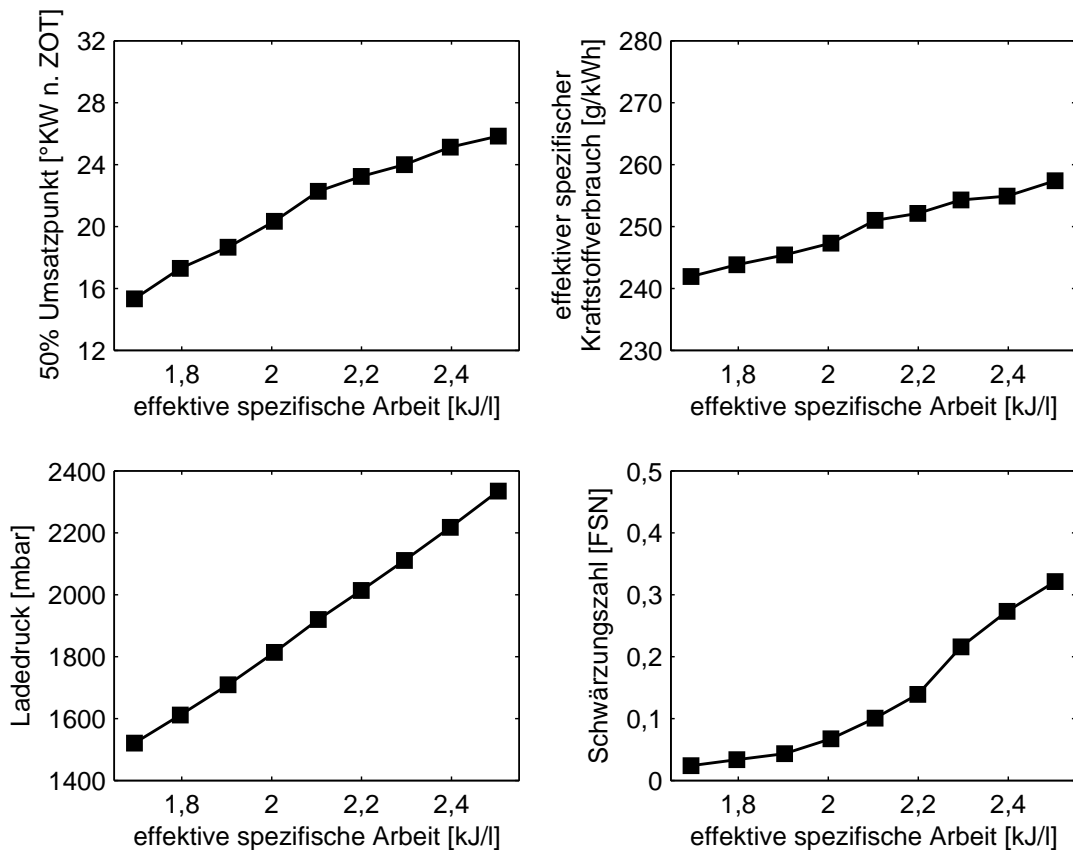


Abbildung 4.9: Einfluss der Last auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Ladedruck und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Mit steigender Last wird bei konstantem Luftverhältnis mehr Luft und Kraftstoff im Zylinder benötigt. Dies erfordert eine höhere Aufladung und eine längere Einspritzdauer. Durch den höheren Druck im Zylinder steigt die Klopfneigung, so dass der Zündzeitpunkt und somit auch die Schwerpunktlage in Richtung spät gestellt werden müssen. Dies führt zu einem schlechteren Wirkungsgrad. Aufgrund der längeren Einspritzdauer erhöht sich die Eindringtiefe des Kraftstoffstrahls und die Zylinderwand- und Kolbenbenetzung steigen an. In der Folge entstehen Inhomogenitäten im Kraftstoff-Luft-Gemisch durch spät abdampfenden Kraftstoff, was in den erhöhten Ruß-Emissionen zu erkennen ist.

Anhand von vier Betriebspunkten mit unterschiedlicher effektiver spezifischer Arbeit wurde der Einfluss der Last auf die Vorentflammungsneigung bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ untersucht (vgl. Abbildung 4.10). Die Veränderung der Last erfolgte wie schon zuvor ausschließlich über ein Bypassventil am Abgasturbolader (Wastegate) und führte damit zu einer Veränderung des Ladedrucks bzw. des Kompressionsenddrucks im Brennraum. Die Lufttemperatur im Sammler wurde für alle Versuche konstant eingestellt, so dass die Kompressionsendtemperatur über der Last nahezu konstant war. Der Zündzeitpunkt wurde bei den Vorentflammungsmessungen für alle Betriebspunkte konstant auf $\text{ZZP} = 3^{\circ}\text{KW n. ZOT}$ eingestellt.

Der Anstieg des Kompressionsenddrucks über der Last erfolgt linear und beträgt ca. $2 \text{ bar}/0,1 \text{ kJ/l}$. Die Vorentflammungsneigung verhält sich nur zwischen $w_e = 2,2 - 2,4 \text{ kJ/l}$

nahezu linear. Zwischen $w_e = 2,4 - 2,5 \text{ kJ/l}$ wird die Vorentflammungsneigung jedoch mehr als verdreifacht. Hierbei kann ausgeschlossen werden, dass dies auf ein verändertes Motorverhalten zurückzuführen ist, da die Rückmessung bei $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$ den gleichen Wert annimmt.

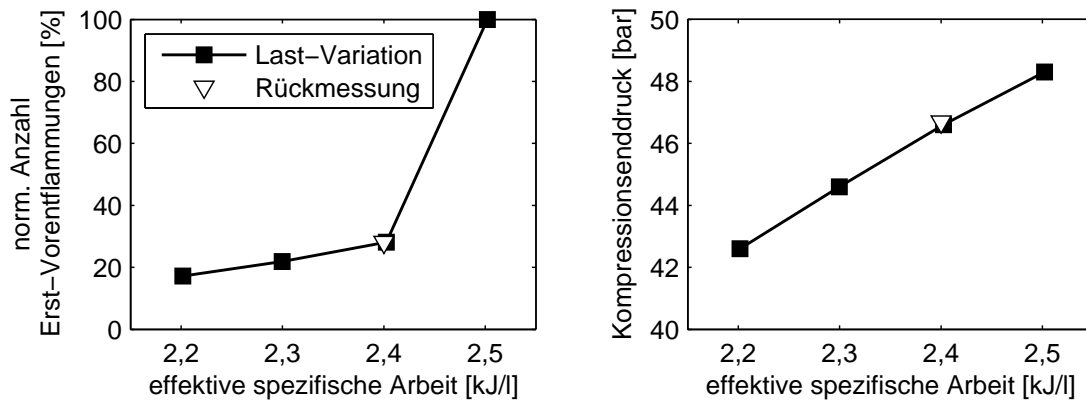


Abbildung 4.10: Einfluss der Last auf Vorentflammungsverhalten und Kompressionsenddruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Berechnung der Zündverzugszeit in diesen Betriebspunkten zeigt, dass diese zwischen $w_e = 2,2 - 2,5 \text{ kJ/l}$ bzw. $p_{OT} = 42 - 48 \text{ bar}$ linear um ca. $0,1 \text{ ms}/2 \text{ bar}$ bzw. $1 \text{ \%}/2 \text{ bar}$ sinkt (vgl. Abbildung 4.11). Dies ist jedoch nahezu vernachlässigbar.

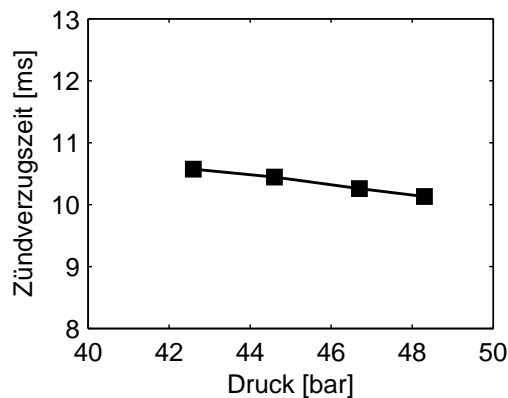


Abbildung 4.11: Einfluss des Zylinderdrucks auf die Zündverzugszeit

Eine Erklärung für die erhöhte Vorentflammungsneigung bei höherer Last liegt daher nicht in der Reaktivität des Gemischs, sondern in der Gemischbildung, wie der Anstieg der Ruß-Emissionen zeigt (vgl. Abbildung 4.9). Diese entstehen aufgrund der längeren Einspritzdauer und der damit einhergehenden stärkeren Zylinderwand- und Kolbenbenetzung. Dadurch entstehen Ablagerungen im Brennraum und in der Nähe des Auftreffbereichs des Kraftstoffstrahls ein Kraftstoff-Öl-Gemisch an der Zylinderwand. Beide sind potentielle Auslöser von Vorentflammungen (vgl. Kapitel 2.3.3).

Bei Berücksichtigung der Klopfneigung und Stellen des Zündzeitpunkts an die Klopfgrenze würde für den jeweiligen Betriebspunkt der Unterschied in der Vorentflammungsneigung zwischen den Lastpunkten noch stärker ausfallen, da bei den geringeren Lasten der Wirkungsgrad

durch den früheren Zündzeitpunkt steigt und somit die Masse bzw. der Druck im Zylinder noch weiter gesenkt wird (vgl. Kapitel 4.1).

4.4 Einfluss der Ladelufttemperatur

Die Temperatur der Ladeluft hat großen Einfluss auf den Ladedruckbedarf, da mit steigender Temperatur die Dichte der Luft sinkt. Um die Zylinderfüllung konstant zu halten, muss nach der idealen Gasgleichung die Dichte durch den Druck angepasst werden. In Abbildung 4.12 ist der Einfluss der Ladelufttemperatur auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Ladedruckbedarf bei konstanter Last dargestellt. Es ist zu erkennen, dass aufgrund erhöhter Klopfneigung mit steigender Temperatur eine spätere Schwerpunktlage eingestellt werden muss. Dadurch wird der Wirkungsgrad verschlechtert und der Kraftstoffverbrauch steigt. Die Wirkungsgradverschlechterung und der zuvor beschriebene Einfluss der Temperatur auf die Zylinderfüllung führen zu einem erhöhten Ladedruckbedarf.

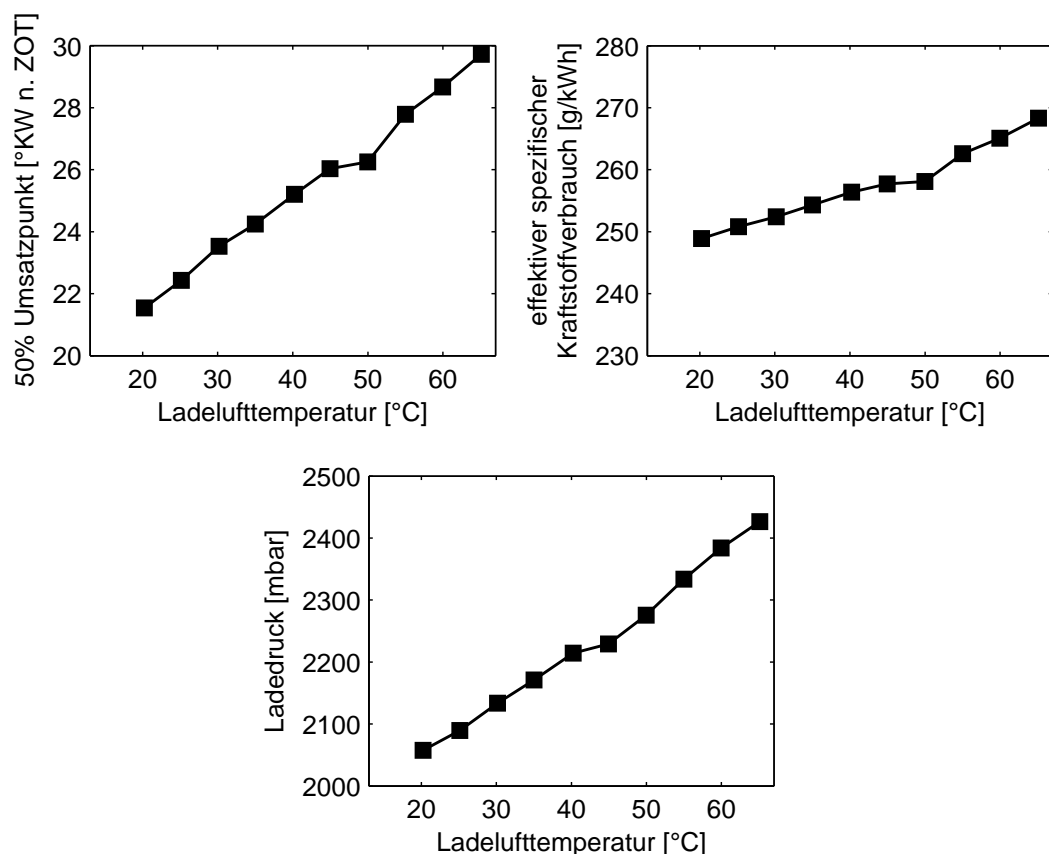


Abbildung 4.12: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Ladedruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$

Der Einfluss der Lufttemperatur auf die Vorentflammungsneigung wurde an fünf Betriebspunkten mit verschiedenen Ladelufttemperaturen bei der Last $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$ und dem Zündzeitpunkt $ZZP = 4,8^\circ \text{KW n. ZOT}$ untersucht. In Abbildung 4.13 ist zu erkennen, dass mit steigender Ladelufttemperatur die Vorentflammungsneigung sinkt, obwohl die Kompressionsendtemperatur und der Kompressionsenddruck um insgesamt 40°C bzw. $1,5 \text{ bar}$ steigen.

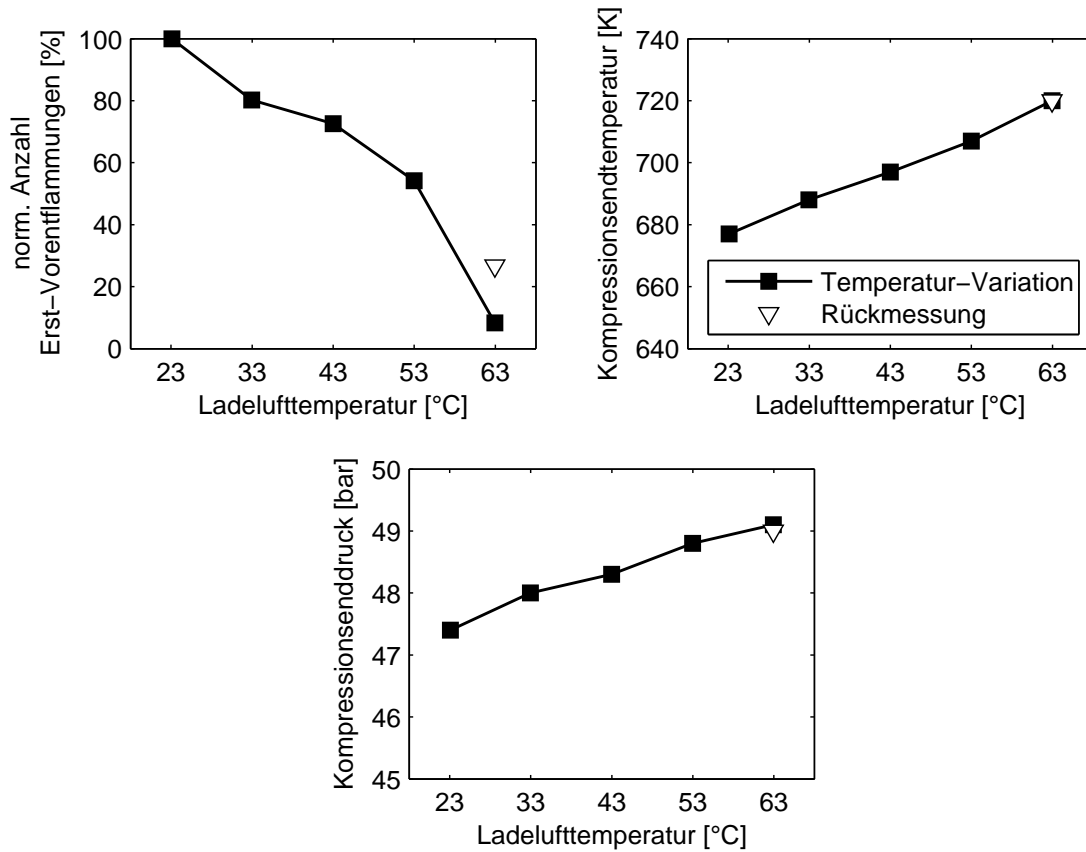


Abbildung 4.13: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur und Kompressionsenddruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$

Dieses Ergebnis ist durch die Berechnungen der Zündverzugszeiten in Abbildung 4.14 nicht erklärbar. Trotz starker Verkürzung der Zündverzugszeit um den Faktor vier sinkt die Vorentflammungsneigung auf 10% (bzw. 30% bei der Rückmessung) des Basiswerts.

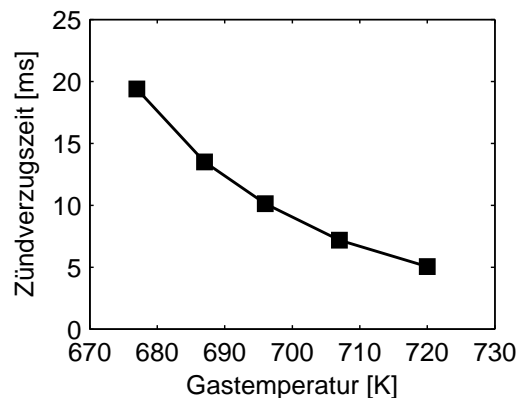


Abbildung 4.14: Einfluss der Gastemperatur auf die Zündverzugszeit

Eine Erklärung für die ansteigende Vorentflammungsneigung bei sinkender Ladelufttemperatur zeigt die CFD-Simulation der Zylinderwand- und Kolbenbenetzung bei einer Ladelufttemperatur von $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ und $63\text{ }^{\circ}\text{C}$ (vgl. Abbildung 4.15). Aufgrund der niedrigen Temperatur der Luft von ca. $23\text{ }^{\circ}\text{C}$ während der Ansaug- bzw. Einspritzphase verdampft der eingespritzte Kraftstoff so langsam, dass sich die Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen deutlich erhöht und die Zylinderwandbenetzung um den Faktor vier und die Kolbenbenetzung um den Faktor zwei steigt. Die Kraftstoffverteilung ist laut Berechnung in beiden Fällen nahezu gleich, wobei zu bemerken ist, dass bei der Kraftstoff-Wand-Interaktion nur die Reflexion modelliert wurde.

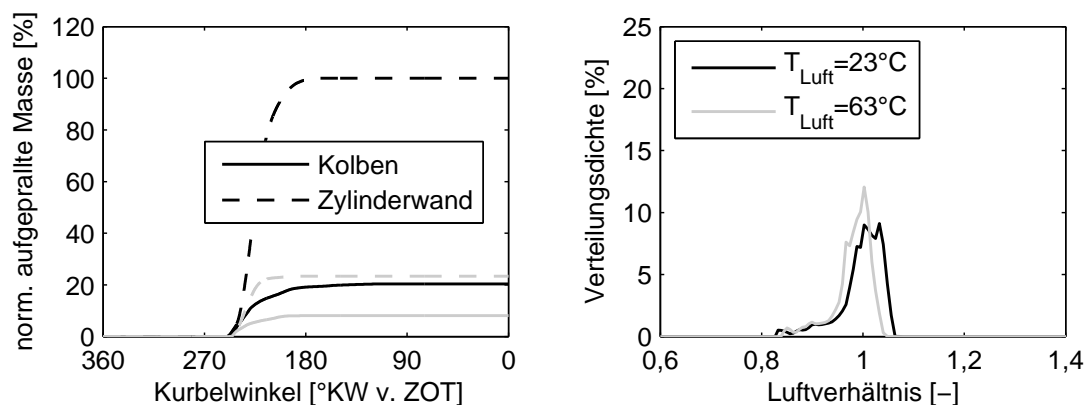


Abbildung 4.15: Einfluss der Ladelufttemperatur auf Zylinderwand- und Kolbenbenetzung sowie Homogenisierung [Kern (2011)]

In den Ergebnissen der Vorentflammungsmessungen wird dies durch steigende Ruß- und HC-Emissionen mit sinkender Ladelufttemperatur erkennbar (vgl. Abbildung 4.16). Diese steigen mit sinkender Ladelufttemperatur an, weil Zylinderwand- und Kolben aufgrund schlechterer Kraftstoffverdampfung stärker benetzt werden. Die Zylinderwandbenetzung führt weiterhin zu erhöhter Ölverdünnung. Über die Messdauer steigt damit die Kraftstoffkonzentration im Öl an. Dies kann ein Grund für die große Abweichung zwischen Vor- und Rückmessung in der Vorentflammungsneigung bei $63\text{ }^{\circ}\text{C}$ sein.

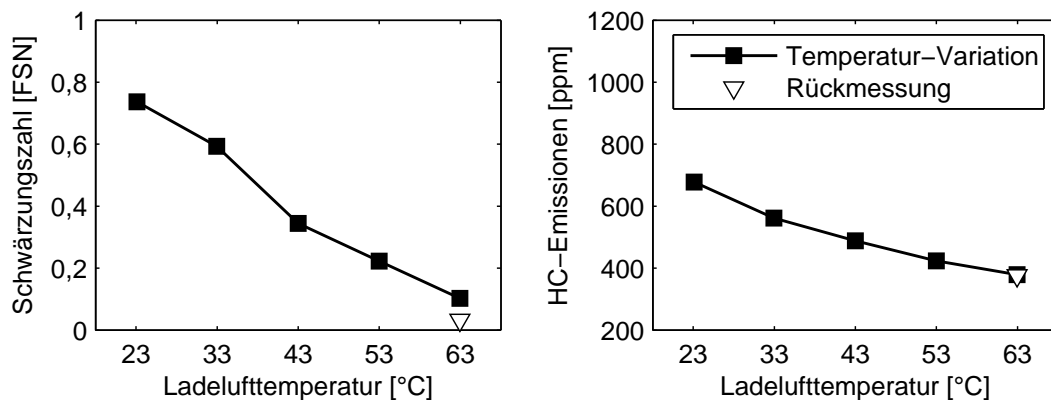


Abbildung 4.16: Einfluss der Ladelufttemperatur auf HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$

An der Zylinderwand entsteht im Auftreffbereich der Kraftstoffstrahlen ein Gemisch aus Kraftstoff und Öl. Dieses Gemisch besitzt eine höhere Zündwilligkeit als reiner Kraftstoff auf und gilt als potentieller Auslöser von Vorentflammungen (vgl. Kapitel 2.3.3). Infolge der Wandbenetzung entstehen auch Ablagerungen und Rußpartikel, die wie beschrieben Vorentflammungen verursachen können (vgl. Kapitel 2.3.3).

Bemerkenswert ist, dass in diesem Versuch thermodynamische Größen wie Druck und Temperatur nur einen geringen Einfluss auf die Entstehung der Vorentflammungen hatten. Stattdessen bestimmt die Gemischbildung sowie die Zylinderwand- und Kolbenbenetzung das Vorentflammungsverhalten (vgl. Kapitel 5). Die Bewertung des Einflusses der Ladelufttemperatur auf das Vorentflammungsverhalten erfolgte bei konstantem Zündzeitpunkt und somit wurde der Einfluss des Wirkungsgradnachteils durch die Temperaturerhöhung nicht berücksichtigt (vgl. Abbildung 4.12). Bei einer Untersuchung mit hinsichtlich Wirkungsgrad optimiertem Zündzeitpunkt kann das Ergebnis anders ausfallen, da der Ladedruck deutlich gesenkt werden kann und dies einen positiven Effekt auf die Vorentflammungsneigung bei niedrigeren Ladelufttemperaturen hat (vgl. Kapitel 4.1 und 4.3).

4.5 Einfluss des Luftverhältnisses

Quantitätsgeregelte Ottomotoren werden in der Regel bei einem Luftverhältnis von $\lambda \leq 1$ betrieben. An der Vollast ist im oberen Drehzahlbereich eine Anfettung des Gemischs zur Reduzierung der Abgastemperatur üblich. Durch die Anfettung wird zusätzlicher Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt, der durch seine Verdampfung dem Gemisch mehr Wärme entzieht. Dadurch verringert sich die Klopfneigung, die Schwerepunktlage kann nach früh gestellt werden und der Ladedruckbedarf sinkt (vgl. Abbildung 4.17). Der Kraftstoffverbrauch steigt jedoch, da der zusätzliche Kraftstoff nur teilweise verbrannt wird.

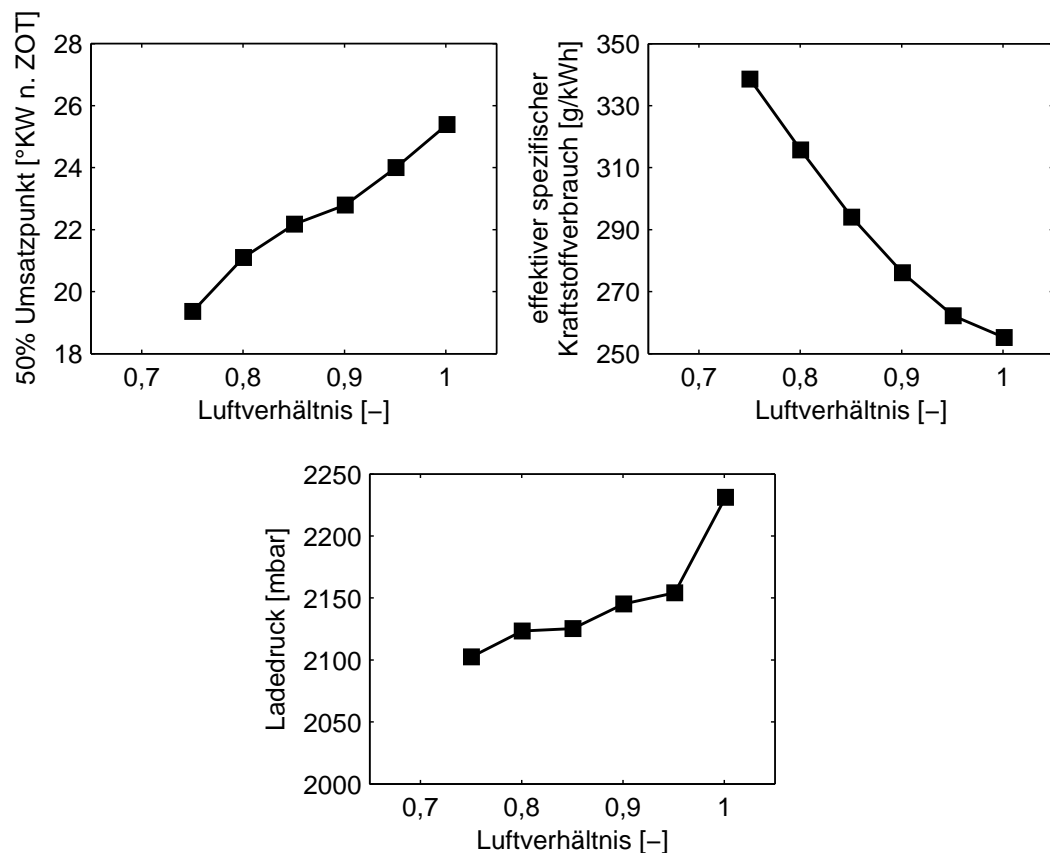


Abbildung 4.17: Einfluss des Luftverhältnisses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Ladedruck bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$

In den Messungen zum Einfluss des Luftverhältnisses auf das Vorentflammungsverhalten wurde der Zündzeitpunkt stets konstant gehalten, so dass die oben beschriebene geringere Klopfneigung mit fetterem Luftverhältnis nicht im Zündzeitpunkt berücksichtigt wurde (vgl. Abbildung 4.18). Die Gemischkühlung durch den zusätzlich eingespritzten Kraftstoff führt zu einer Absenkung der Kompressionsendtemperatur und zu einer Senkung der Vorentflammungsneigung. Unterhalb von einem Luftverhältnis von $\lambda = 0,9$ kann die Vorentflammungsneigung durch die Gemischkühlung nicht weiter gesenkt werden. Aufgrund der längeren Einspritzdauer werden Zylinderwand und Kolben stärker benetzt. Dadurch und wegen der fetten Verbrennung entstehen erhöhte Ruß-Emissionen, die zu Ablagerungsbildung führen. Dies gilt, wie in Kapitel 2.3.3 beschrieben, als Ursache von Vorentflammungen.

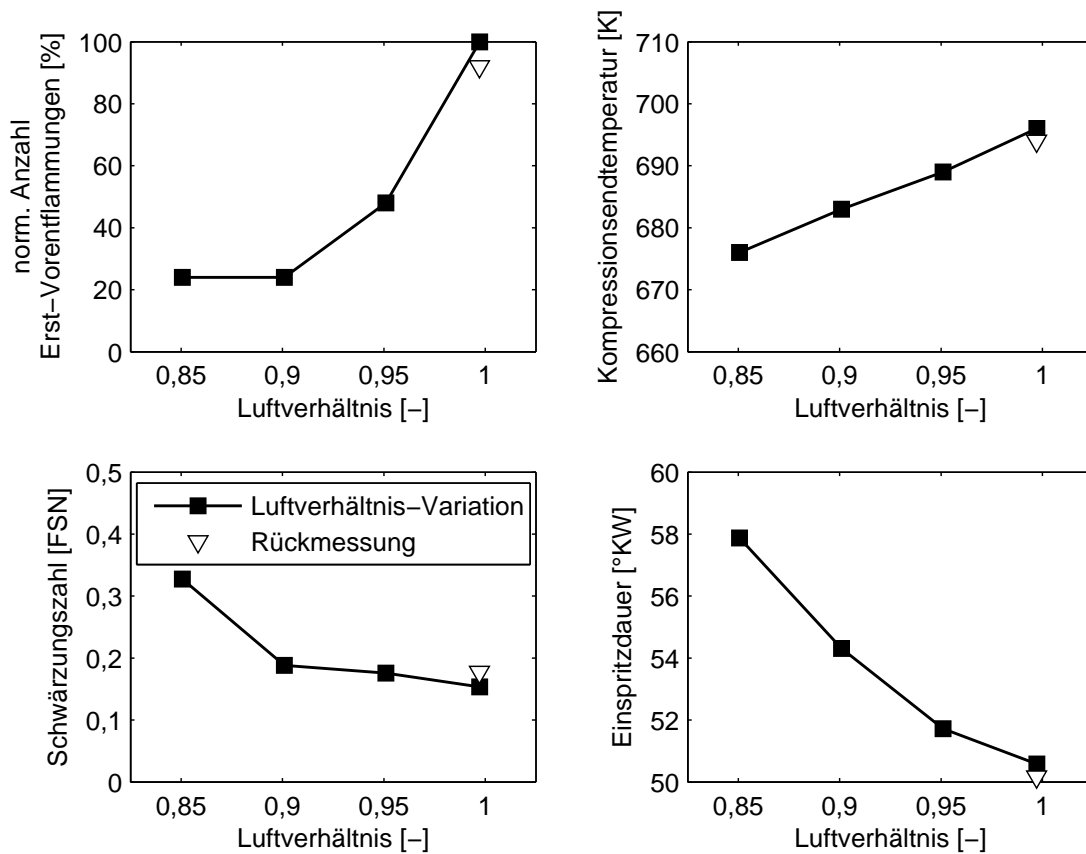


Abbildung 4.18: Einfluss des Luftverhältnisses auf Vorentflammungsverhalten, Kompressionsendtemperatur, Ruß-Emissionen und Einspritzdauer bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$

Abbildung 4.19 zeigt, dass durch die Absenkung des Luftverhältnisses bei konstanter Temperatur die Zündverzugszeit des Gemischs verringert wird. Bei Ottomotoren mit Direkteinspritzung erfolgt jedoch zusätzlich eine Absenkung der Kompressionsendtemperatur, da der zusätzlich eingespritzte Kraftstoff der Luft mehr Wärme für die Verdampfung entzieht. Dadurch wird die globale Zündverzugszeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs durch die Anfettung erhöht.

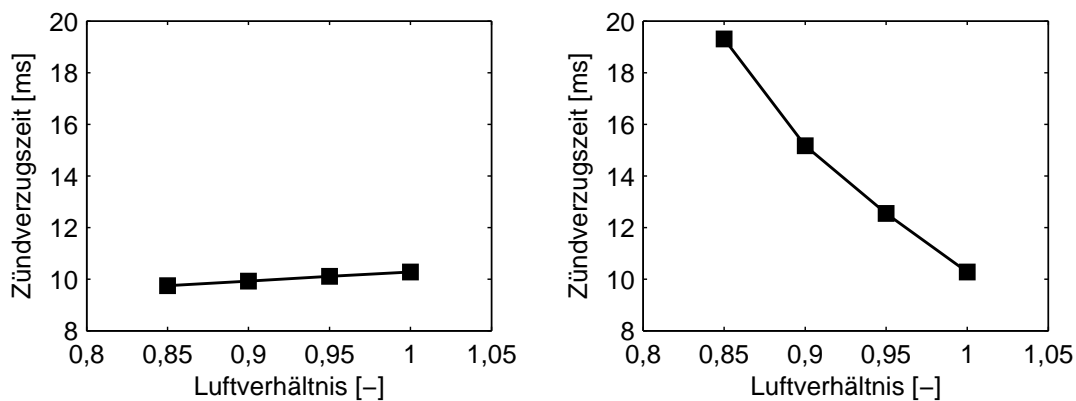


Abbildung 4.19: Einfluss des Luftverhältnisses auf die Zündverzugszeit bei konstanter Temperatur (links) und bei Berücksichtigung des Kühleffektes durch Kraftstoffverdampfung (rechts)

Die Vorentflammungsmessungen wurden bei konstantem Zündzeitpunkt durchgeführt. Für fette Gemische sinkt die Klopfneigung, so dass eigentlich früher gezündet werden kann. Bei einer Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs an der Klopfgrenze kann die Vorentflammungsneigung für fette Gemische daher weiter gesenkt werden (vgl. Kapitel 4.1).

4.6 Diskussion der thermodynamischen Einflüsse

In diesem Kapitel wurden die Einflüsse von Zündzeitpunkt, Verdichtungsverhältnis, Last, Lufttemperatur und Luftverhältnis auf das Klopf- und Vorentflammungsverhalten untersucht. Die Erhöhung von Druck, Temperatur und damit auch des Verdichtungsverhältnisses sowie die Anhebung des Luftverhältnisses führen zu einer erhöhten Klopfneigung. Zur Vermeidung von Klopfen muss daher der Zündzeitpunkt in Richtung spät gestellt werden, verbunden mit einer späteren Schwerpunktage. Dies hat einen erhöhten spezifischen Kraftstoffverbrauch zur Folge. Die Zündzeitpunkt-Variation bei konstanter Füllung hat gezeigt, dass der Zeitpunkt der Zündung und damit die dem Gemisch zur Verfügung stehende Reaktionszeit keinen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung innerhalb der hier untersuchten Grenzen hat. Durch einen späteren Zündzeitpunkt bei konstanter Last entsteht aufgrund der Verschlechterung des Wirkungsgrads jedoch ein erhöhter Ladedruckbedarf. Ein höherer Ladedruck bzw. Kompressionsenddruck wirkt sich negativ auf das Vorentflammungsverhalten aus. Oberhalb der Last $w_e = 2,4 \text{ kJ/l}$ wurde bei der Last-Variation eine deutlich erhöhte Vorentflammungsneigung festgestellt. Hier liegen die Gründe nicht mehr allein in der kürzeren Zündverzugszeit aufgrund des höheren Drucks. Sichtbar wird dies in den erhöhten Ruß-Emissionen. Diese entstehen wegen der längeren Einspritzdauer bei höherer Füllung und der damit verbundenen zunehmenden Zylinderwand- und Kolbenbenetzung.

Mit höherem Verdichtungsverhältnis werden Temperatur und Druck während der Kompressionsphase gleichzeitig erhöht. Daher steigt auch die Vorentflammungsneigung sowohl bei konstanter Last als auch bei konstantem Kompressionsenddruck. Die Unterschiede in der Vorentflammungsneigung zeigen in Übereinstimmung mit der Berechnung der Zündverzugszeiten, dass hier die Temperatur einen größeren Einfluss als der Druck hat.

Bei steigender Ladelufttemperatur sinkt jedoch die Vorentflammungsneigung. Dieser scheinbare Widerspruch zum Vorentflammungsverhalten bei der Variation des Verdichtungsverhältnisses kann durch den unterschiedlichen Temperaturverlauf im Zylinder begründet werden. Bei einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigt die Temperatur im Brennraum nur während der Kompressionsphase an, nicht aber während der Ansaugphase. Bei einer Erhöhung der Ladelufttemperatur steigt die Temperatur in der Ansaugphase und in der Kompressionsphase an (vgl. Abbildung 4.1). Die höhere Temperatur in der Ansaugphase führt dazu, dass der in dieser Phase eingespritzte Kraftstoff schneller verdampft und dadurch Zylinderwand und Kolben weniger benetzt werden. Durch die Benetzung werden Ablagerungen auf dem Kolben und ein Gemisch aus Kraftstoff und Öl an der Zylinderwand erzeugt. Beide sind potentielle Ursachen für die Entstehung von Vorentflammungen (vgl. Kapitel 2.3.3).

Eine Anfettung des Kraftstoff-Luft-Gemischs bewirkt eine Kühlung des Gemischs nach der Einspritzung aufgrund der erhöhten Kraftstoffverdampfung und senkt die

Vorentflammungsneigung. Dieser Effekt konnte jedoch nur bis zu dem Luftverhältnis $\lambda \geq 0,9$ beobachtet werden, darunter führt die längere Einspritzdauer zu stärkerer Zylinderwand- und Kolbenbenetzung, was das Auftreten von Vorentflammungen begünstigt. In diesem Fall scheinen sich die Einflüsse von stärkerer Gemischkühlung und die Zylinderwand- und Kolbenbenetzung auf die Vorentflammungsneigung auszugleichen.

Die Untersuchungen der thermodynamischen Einflüsse auf das Vorentflammungsverhalten haben gezeigt, dass die Entstehung von Vorentflammungen nur zum Teil durch eine globale thermodynamische Betrachtung zu erklären ist. Darüber hinaus wurde ersichtlich, dass die Gemischbildung einen signifikanten Einfluss auf die Vorentflammungsneigung hat (vgl. Kapitel 5).

Kapitel 5

Gemischbildung

Eine gute Gemischbildung ist eine wesentliche Voraussetzung zur Befähigung des Brennverfahrens für hohe spezifische Leistungen und Drehmomente. Ein Vorteil der Direkteinspritzung ist die hohe Anzahl an Freiheitsgraden in der Applikation der Gemischbildung.

In diesem Kapitel werden die Einflüsse der Mehrfacheinspritzung, des statischen Injektor-durchflusses, des Spray-Targetings und des Einspritzdrucks auf Verbrennung, Gemischbildung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung dargestellt. Zum Einsatz kamen dabei Mehrlochinjektoren der Fa. Bosch. Dazu wurden die Sprays der Injektorvarianten zunächst in einer optischen zugänglichen Einspritzkammer bezüglich Eindringtiefe und Spraybild untersucht. Im Anschluss erfolgte eine Bewertung im Vollmotor an der Volllast bei den Drehzahlen $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ als charakteristische Betriebspunkte im unteren und oberen Drehzahlbereich. Sofern nicht anders beschrieben wurden alle Versuche mit Einfacheinspritzung, einem konstanten Luftverhältnis und bei dem Einspritzdruck $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ durchgeführt. Dabei wurde der Zündzeitpunkt stets an die Klopfgrenze geregelt. Die allgemeine Vorgehensweise ist in Kapitel 3.2 beschrieben.

5.1 Einfluss der Mehrfacheinspritzung

In der Applikation von Ottomotoren mit Direkteinspritzung wird die Mehrfacheinspritzung bereits vielfach zur Emissions- und Verbrauchsreduzierung im Katalysatorheiz- oder Schichtbetrieb im Teillastbereich angewendet.

Die Untersuchungen zum Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Verbrennung, Gemischbildung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung wurden am Sechszylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) durchgeführt.

Die Unterschiede in Gemischbildung und Klopfneigung zwischen einer Einfacheinspritzung und einer hinsichtlich geringem Kraftstoffverbrauch und niedriger Ruß-Emissionen appzierten Dreifacheinspritzung mit einer Aufteilung der Einspritzmasse von 30/60/10 wurden mittels Einspritzbeginn-Variationen bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$ untersucht. In Abbildung 5.1 ist sichtbar, dass bei diesem Injektor weder die Schwerpunktlage noch der Verbrauch durch die Dreifacheinspritzung im Vergleich zum

Bestpunkt der Einfachspritzung verbessert werden können. Die Ruß-Emissionen können jedoch leicht gesenkt werden, da die Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen aufgrund der Aufteilung der Einspritzmenge sinkt und dadurch Zylinderwand und Kolben weniger stark benetzt werden. Darüber hinaus wird in diesem Fall die Homogenisierung verbessert, da der Kraftstoff bei drei zeitlich getrennten Einspritzungen besser im Brennraum verteilt wird [Kern (2011)].

Ein weiterer Vorteil der Dreifacheinspritzung ist die Breite des Applikationsbereichs. Die erste Einspritzung kann deutlich früher abgesetzt werden, ohne einen Anstieg der Ruß-Emissionen hinnehmen zu müssen. Bei einem so frühen Einspritzbeginn wird der Kolben zwar teilweise benetzt, aber die Kraftstoffmenge ist so gering und die Zeit bis zur Zündung so lang, dass der Kraftstoff vom Kolben verdampfen kann. Der Einspritzbeginn der zweiten Einspritzung kann zwischen 220 und 260 °KW v. ZOT appliziert werden, ohne dass die HC- und Ruß-Emissionen aufgrund von Inhomogenitäten und Bauteilbenetzung ansteigen.

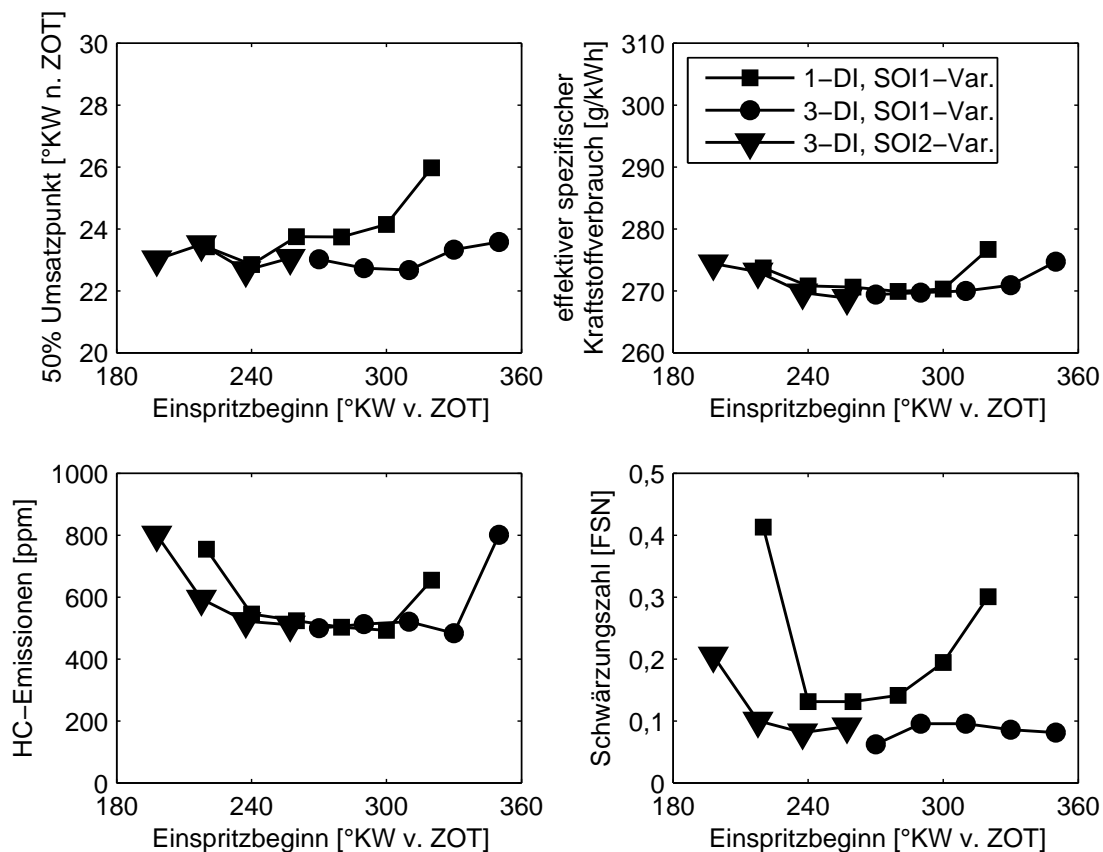


Abbildung 5.1: Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Die applizierten Einspritzzeiten wurden aus den Einspritzbeginn-Variationen als jeweils bester Kompromiss zwischen früher Schwerpunktlage und niedrigen Abgasemissionen ermittelt (vgl. Abbildung. 5.2). Der Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf die Vorentflammungsneigung und Ölverdünnung wurde mit diesen Einspritzzeiten mit dem Zündzeitpunkt an der Klopfgrenze bewertet.

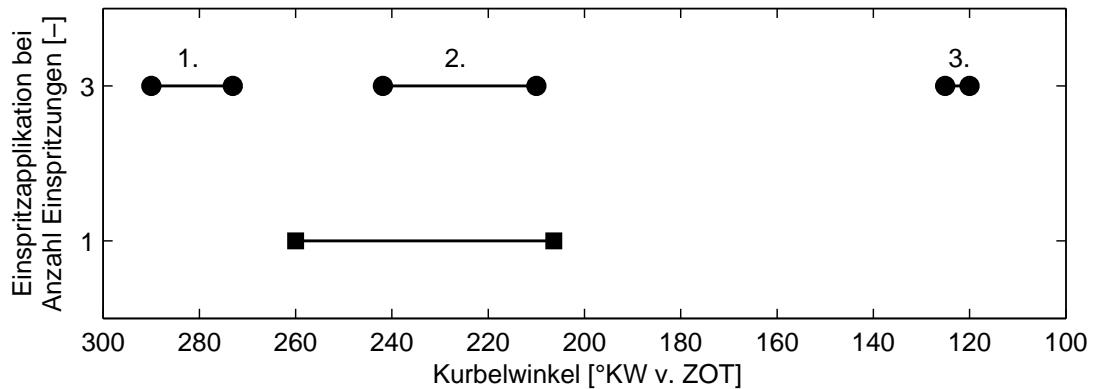


Abbildung 5.2: Applikation der Einfach- und Dreifacheinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Durch die Messung der Ölverdünnung bzw. der leicht siedenden Anteile im Öl kann eine qualitative Aussage über die Zylinderwandbenetzung für die jeweilige Einspritzapplikation getroffen werden. Gegenüber der Einfachspritzung kann mit der Dreifacheinspritzung die Ölverdünnung um ca. 40 % gesenkt werden (vgl. Abbildung 5.3). Das Ergebnis verdeutlicht das Potential der Mehrfacheinspritzung und bestätigt die geringere Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen mit dieser Applikation.

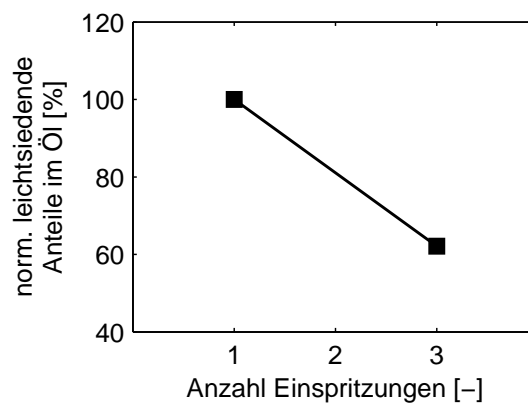


Abbildung 5.3: Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Die normierte Anzahl der Vorentflammungen konnte aufgrund der geringeren Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen und der besseren Homogenisierung mit der Dreifacheinspritzung sogar um ca. 60 % verringert werden (vgl. Abbildung 5.4). Grund dafür ist, dass die tiefere Eindringung der Kraftstoffstrahlen bei der Einfachspritzung zu einer stärkeren Zylinderwand- und Kolbenbenetzung führt. Dadurch können durch sich von der Wand lösende Kraftstoff-Öl-Tropfen bzw. auf dem Kolben entstandene und sich lösende Ablagerungen Vorentflammungen auftreten (vgl. Kapitel 2.3.3).

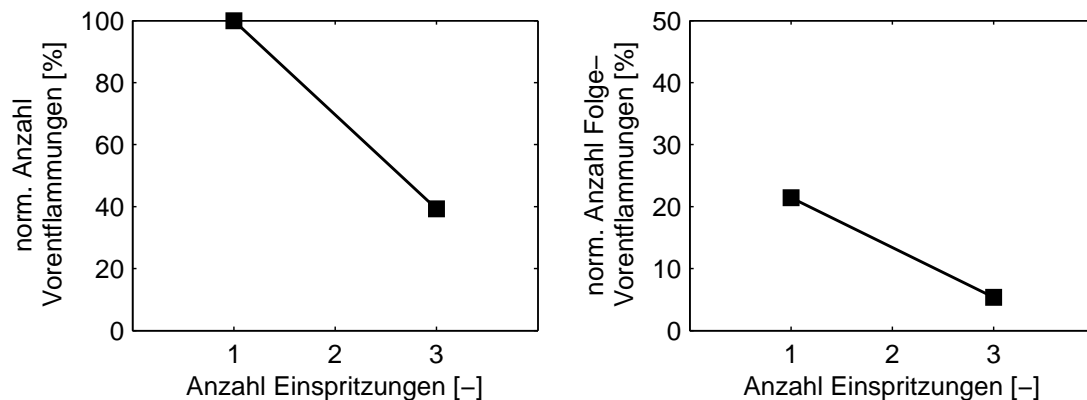


Abbildung 5.4: Einfluss der Mehrfacheinspritzung auf Vorentflammungsneigung im jeweiligen Bestpunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Die Mehrfacheinspritzung stellt somit ein effektives Mittel zur Reduzierung der Vorentflammungsneigung dar.

5.2 Einfluss des statischen Injektordurchflusses

Der statische Injektordurchfluss ist der Durchfluss bei vollständiger Öffnung des Einspritzventils und wird im Wesentlichen durch die Anzahl und den Durchmesser der Spritzlöcher sowie durch den Einspritzdruck bestimmt. Für diese Untersuchungen blieben das Spray-Targeting, die Anzahl der Spritzlöcher und der Einspritzdruck unverändert. Die Reduktion des statischen Injektordurchflusses um 25 % bzw. 44 % wurde durch eine Verkleinerung der Spritzlochdurchmesser bei gleichbleibendem Verhältnis von Spritzlochlänge zu Spritzlochdurchmesser erreicht (vgl. Tabelle 5.1).

Injektorbezeichnung	norm. statischer Durchfluss	Verringerung Spritzlochdurchmesser
Qstat Basis	100 %	0 %
Qstat -25 %	75 %	-13 %
Qstat -44 %	56 %	-25 %

Tabelle 5.1: Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss

In der Einspritzkammer wurden die Injektoren ohne Einfluss von Ladungsbewegung untersucht. Die Spraybilder der Einspritzstrahlen der einzelnen Injektorvarianten wurden bei der Einspritzdauer $t_i = 0,75 \text{ ms}$ zum Zeitpunkt des Einspritzendes miteinander verglichen. In Abbildung 5.5 sind die aus 32 Einspritzvorgängen gemittelten Bilder der Einspritzstrahlen von jeder Injektorvariante dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass mit geringerem Durchfluss der Strahlwinkel der Einzelstrahlen leicht abnimmt. Dies ist auf den geringeren Spritzlochdurchmesser bei konstantem Verhältnis von Lochlänge zu Lochdurchmesser zurückzuführen [Grzeszik et al. (2004)]. Das Spray-Targeting weist wie erwartet keine signifikanten Unterschiede zwischen den Injektorvarianten auf.

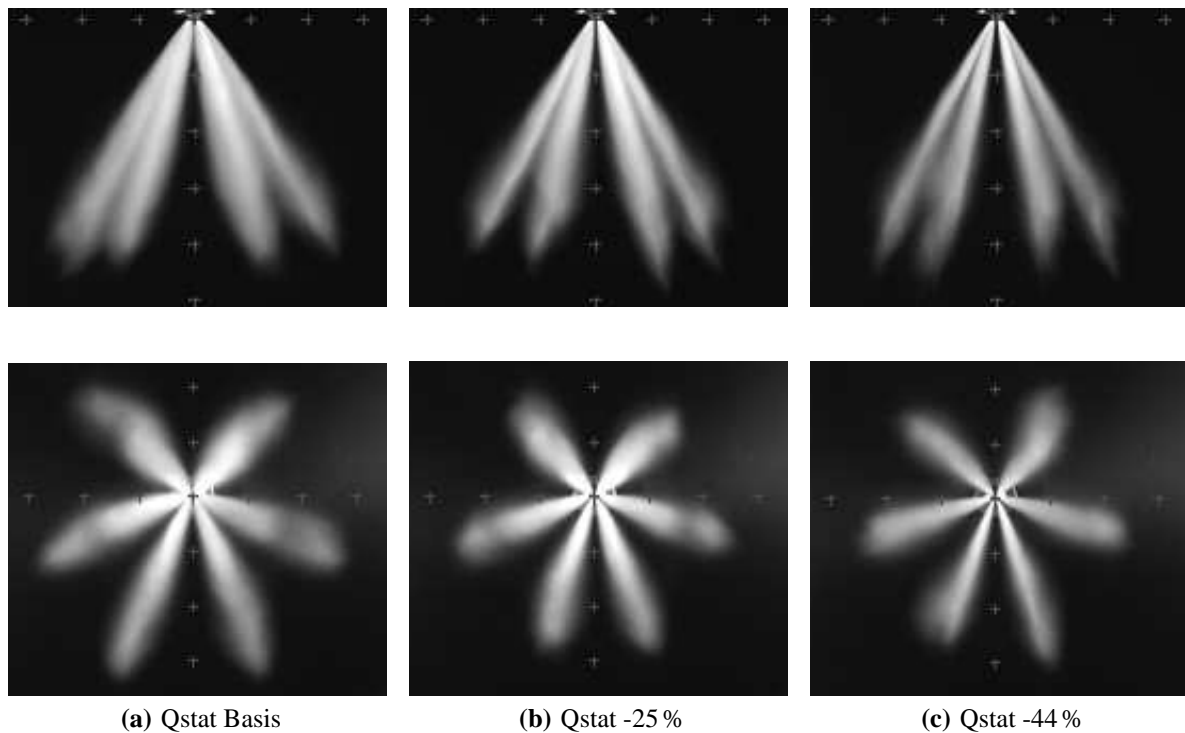


Abbildung 5.5: Spraybilder der Einspritzstrahlen der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss

Die Untersuchung der Strahleindringtiefe aller Injektoren erfolgte in der Einspritzkammer bei gleicher Einspritzmenge. Dies erforderte eine Verlängerung der Einspritzdauer bei den Injektoren mit reduziertem Durchfluss um 33 % bzw. 77 % gegenüber der Basis mit $t_i = 0,75 \text{ ms}$. In Abbildung 5.6 ist der Verlauf der Eindringtiefe des Sprays über der Zeit für die drei Injektorvarianten aufgetragen. 100 % Eindringtiefe bedeuten dabei den maximalen Sichtbereich der Kamera. Es wird deutlich, dass sich die Injektoren im zeitlichen Verlauf der Eindringtiefe nicht unterscheiden. Dieses Ergebnis wird durch Untersuchungen von [Hiroyasu und Miao (2003)] bestätigt. Als Erklärung für dieses Verhalten kann angeführt werden, dass die Einzelstrahlen durch den geringeren Lochdurchmesser weniger stark aufgefächert werden und sich damit die Eindringtiefe in axialer Richtung erhöhen würde. Infolge des geringeren Massenstroms sinkt jedoch der Impulsstrom der Einzelstrahlen, der wiederum die Eindringtiefe reduzieren würde. Im dargestellten Fall kompensieren sich die beschriebenen Effekte näherungsweise.

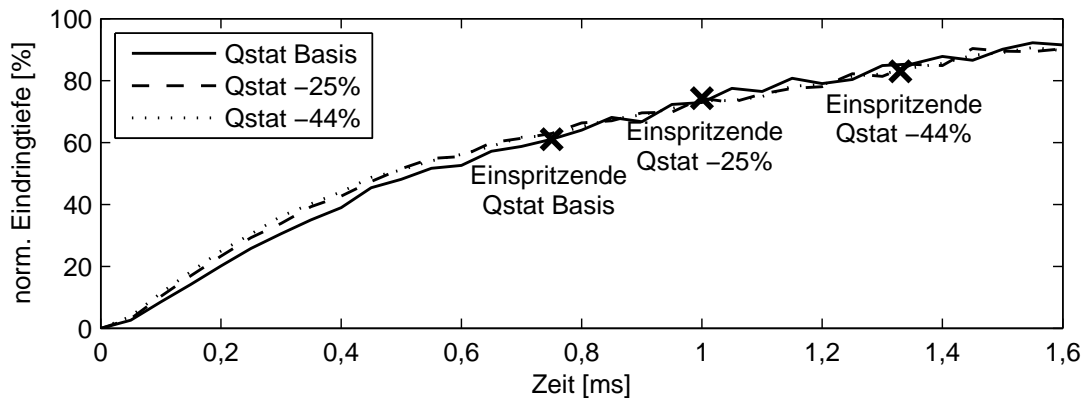


Abbildung 5.6: Verlauf der Eindringtiefe des Kraftstoffsprays über der Zeit von Injektoren mit unterschiedlichem Durchfluss

Am Sechszylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) erfolgten die Untersuchungen zum Einfluss des Injektordurchflusses auf Gemischbildung, Verbrennung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung im unteren Drehzahlbereich bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$.

Gemischbildung und Verbrennung wurden anhand von Einspritzbeginn-Variationen beurteilt (vgl. Kapitel 3.2.2). Die Reduzierung des Injektordurchflusses führt im betrachteten Betriebspunkt zu einer Absenkung der HC- und Ruß-Emissionen (vgl. Abbildung 5.7). Darüber hinaus können Vorteile bei der Schwerpunktlage und im Kraftstoffverbrauch erzielt werden. Mit sinkendem Durchfluss kann auch der Applikationsbereich der Einspritzung erweitert werden. Trotz längerer Einspritzdauer der durchflussreduzierten Injektoren ist der Unterschied im spätestmöglichen Einspritzbeginn gering. Dieser wird durch den Anstieg der HC- und Ruß-Emissionen festgelegt. Der Einspritzbeginn kann mit reduziertem Injektordurchfluss nach früh verschoben werden, ohne dass die Ruß-Emissionen ansteigen. Dadurch steht mehr Zeit für die Gemischhomogenisierung zur Verfügung. Aufgrund der geringeren Einspritzrate trifft bei frühem Einspritzbeginn weniger Kraftstoff auf den Kolben und kann bis zur Zündung deutlich besser vom Kolben verdampfen. Dadurch entstehen bei Verwendung der Injektoren mit reduziertem Durchfluss trotz früherem Einspritzbeginn weniger Ruß-Emissionen.

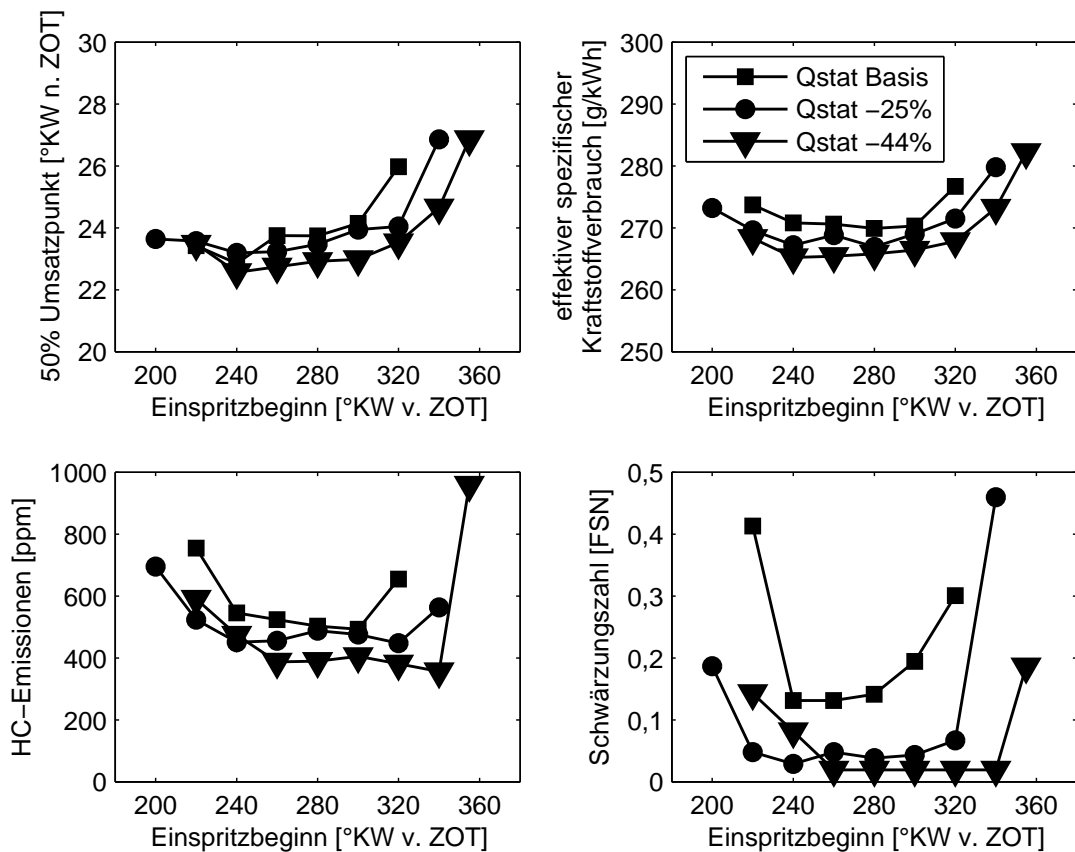


Abbildung 5.7: Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Bei gleichem Einspritzbeginn wird aufgrund der geringeren Einspritzrate und des entsprechend niedrigeren Sprayimpulses das Kraftstoffspray stärker durch die Ladungsbewegung erfasst und das Gemisch besser homogenisiert. Die geringere Einspritzrate führt auch dazu, dass die lokale Kraftstoffdichte im Bereich der Einspritzstrahlen niedriger ist und der Kraftstoff dadurch besser verdampfen kann. Im Gegensatz zu den Messungen in der Einspritzkammer liegen im Motor höhere Temperaturen und Drücke vor. Daher hängt die Eindringtiefe der Einspritzstrahlen im Motor wesentlich vom Verdampfungsverhalten ab.

Zur Bewertung der Ölverdünnung und der Vorentflammungsneigung wurde der Einspritzbeginn für jeden Injektor so gewählt, dass bei geringem Kraftstoffverbrauch möglichst geringe Ruß- und HC-Emissionen auftreten, was bedeutet, dass das Gemisch im Brennraum homogener verteilt ist und weniger Kraftstoff die Zylinderwand und den Kolben benetzen. Aus diesen Anforderungen ergeben sich für die Injektoren mit den unterschiedlichen Durchflüssen die in Abbildung 5.8 dargestellten Einspritzapplikationen.

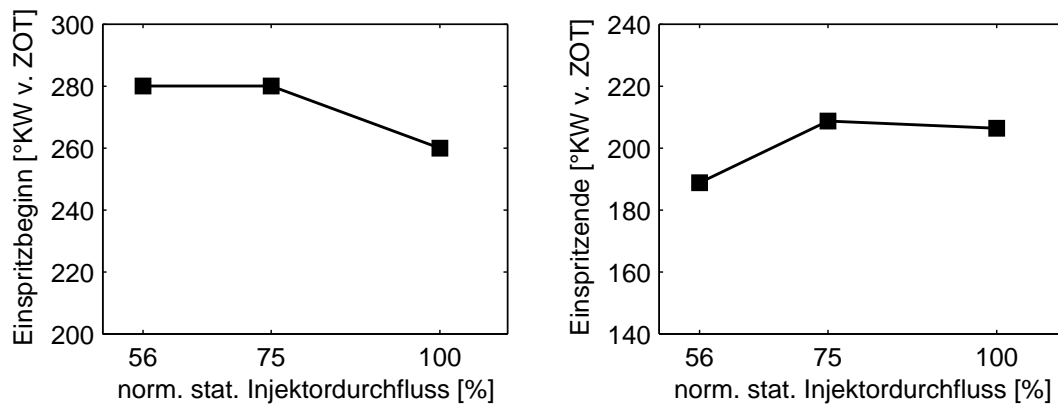


Abbildung 5.8: Applikation der Einfachspritzung der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Durchfluss bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Die Ergebnisse der Ölverdünnung verdeutlichen den Effekt der geringeren Zylinderwandbenetzung bei Verwendung der Injektoren mit reduziertem Durchfluss (vgl. Abbildung 5.9). Die Ölverdünnung wurde in diesem Betriebspunkt um bis zu 50 % gesenkt.

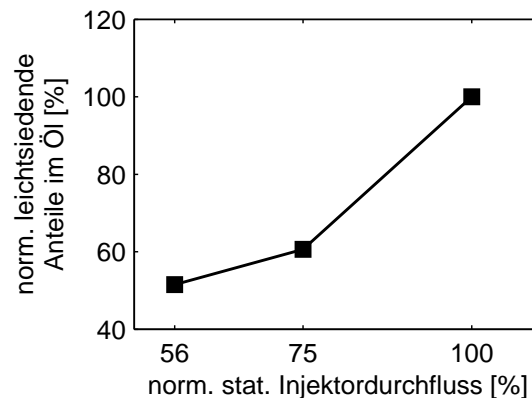
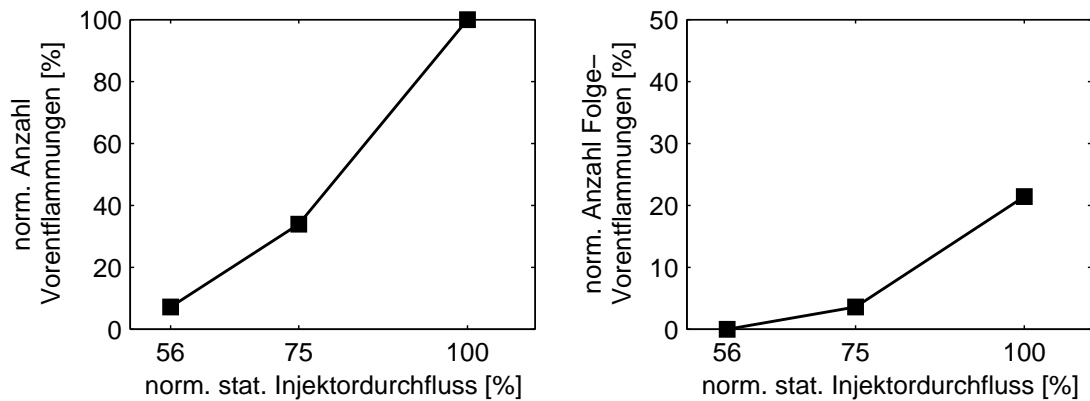


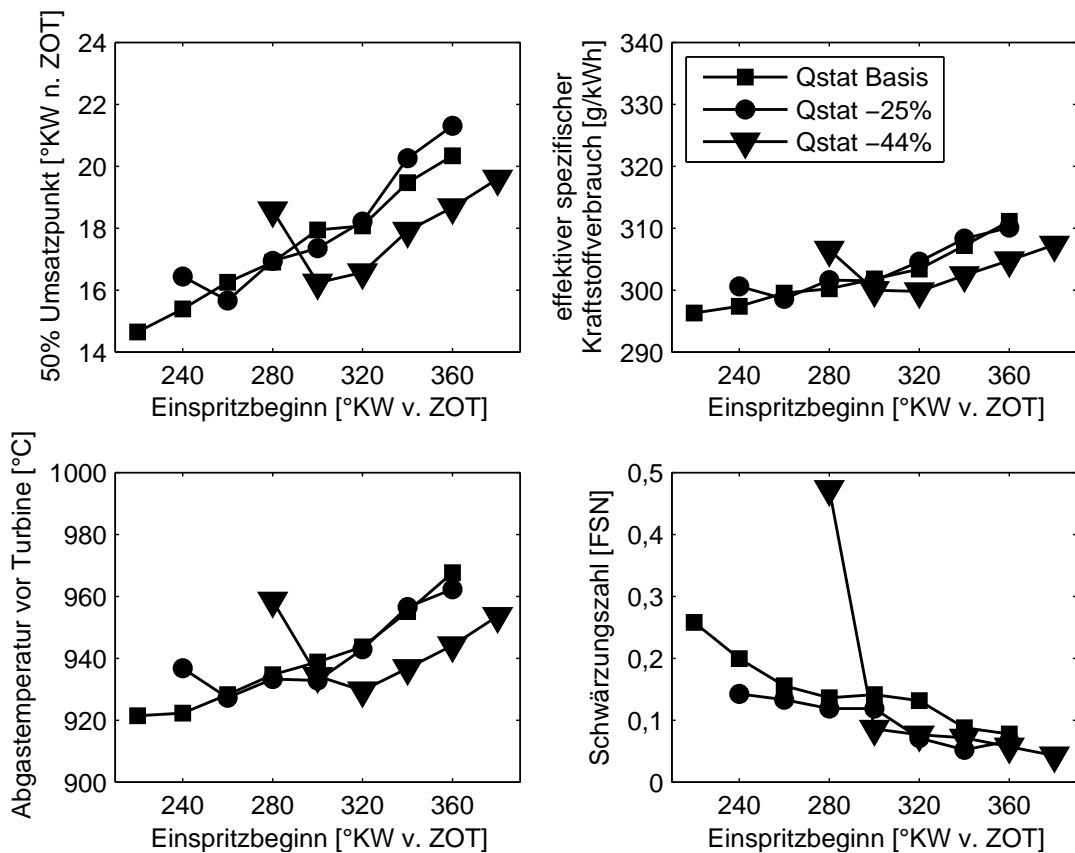
Abbildung 5.9: Einfluss des Injektordurchflusses auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

In Abbildung 5.10 ist der Einfluss des Injektordurchflusses auf die Vorentflammungsneigung dargestellt. Die bessere Homogenisierung und geringere Kolbenbenetzung mit entsprechend abgesenkten Ruß-Emissionen und Ablagerungsaufbau / Partikelbildung sowie verminderter Zylinderwandbenetzung führen auch zu einer deutlich niedrigeren Vorentflammungsneigung bei reduziertem Injektordurchfluss. Durch die Zylinderwandbenetzung entstehen dort Bereiche mit lokal stark erhöhtem Kraftstoffeintrag. Aufgrund der verringerten Viskosität dieses Kraftstoff-Öl-Gemischs im Vergleich zu reinem Öl können Tropfen deutlich leichter von der Wand abgelöst werden und Vorentflammungen erzeugen (vgl. Kapitel 2.3.3).

Des Weiteren konnte auch die Anzahl der Folge-Vorentflammungen gesenkt werden. Diese Absenkung ist ein Hinweis auf verminderte Vorentflammungsneigung infolge von Zündung an glühenden Ablagerungen/Partikeln (vgl. Kapitel 8.2).

Abbildung 5.10: Einfluss des Injektordurchflusses auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

Im Nennleistungsbereich wird die Gemischbildung durch ein hohes Ladungsbewegungsniveau unterstützt, so dass eine gute Homogenisierung erreicht wird. Voraussetzung ist allerdings ein ausreichendes Zeitfenster für die Gemischhomogenisierung und -verdampfung. Um dieses zu gewährleisten, darf der Injektordurchfluss nur in begrenztem Maße reduziert werden. Daher wurde die Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung bei der Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ durchgeführt (vgl. Abbildung 5.11).

Abbildung 5.11: Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Abgastemperatur und Ruß-Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Im Kraftstoffverbrauch, der Schwerpunktlage und der Abgastemperatur vor Turbine sind zwar Vorteile für den Injektor mit geringstem Durchfluss bei gleichem Einspritzbeginn zu erkennen, dies liegt jedoch nur am späteren Einspritzende. Im Bestpunkt bei spätem Einspritzbeginn zeigen sich jedoch leichte Vorteile in der Schwerpunktlage, im Kraftstoffverbrauch und in der Abgastemperatur mit ansteigendem Injektordurchfluss.

Mit geringerem Injektordurchfluss konnten auch in diesem Betriebspunkt die Ruß-Emissionen bei frühem Einspritzbeginn gesenkt werden. Auffällig ist jedoch der starke und plötzliche Ruß-Anstieg bei einem zu spätem Einspritzende mit geringerem Injektordurchfluss. Bei spätem Einspritzende steigen auch die NO_x -Emissionen an und die HC-Emissionen sinken (vgl. Abbildung 5.12). Dies deutet daraufhin, dass das Gemisch unzureichend aufbereitet und stark geschichtet ist. Die Schichtung hängt stark vom Einspritzende bzw. der Zeit zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt ab und begrenzt das zulässige Einspritzende. Wie in den HC-Emissionen zu sehen ist, nimmt auch die Schichtung bei gleichem Einspritzende mit geringerem Injektordurchfluss ab. Das zulässige Einspritzfenster ist jedoch umso kleiner je länger die Einspritzdauer und somit je geringer der Injektordurchfluss ist. Nichtsdestotrotz ist das Einspritzfenster selbst bei einer Durchflussreduktion von 44 % ausreichend groß für diesen Betriebspunkt.

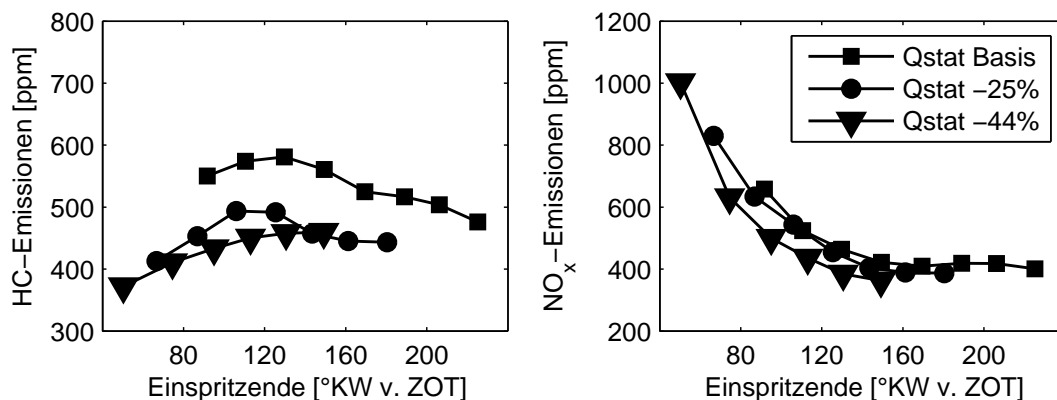


Abbildung 5.12: Einfluss des statischen Injektordurchflusses auf HC- und NO_x -Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Aufgrund dieser Ergebnisse ist zu empfehlen den Injektordurchfluss wegen der deutlichen Vorteile in der Vorentflammungsneigung und Ölverdünnung so niedrig wie möglich auszulegen. Dabei muss jedoch berücksichtigt werden, dass im Nennleistungsbereich das Einspritzfenster ausreichend groß dimensioniert ist. Eine Möglichkeit die Einspritzdauer bei niedrigem Injektordurchfluss zu verkürzen ist die Erhöhung des Kraftstoffdrucks (vgl. Kapitel 5.4).

5.3 Einfluss des Spray-Targetings

Bei niedriger Drehzahl und hohem Drehmoment steht zur Unterstützung der Gemischbildung vergleichsweise wenig Ladungsbewegung bereit. Die Homogenisierung ist daher unmittelbar vom Spray-Targeting und der Wechselwirkung des Sprays mit der Ladungsbewegung abhängig. Bei zu später Einspritzlage sowie geschlossenen Einlassventilen dringen die Kraftstoffstrahlen weitgehend ungehindert tief in den Brennraum ein und führen bei ungünstigem Spray-Targeting zu einer starken Benetzung der Zylinderwände und damit zum Eintrag von Kraftstoff in das Motoröl. Bei zu frühem Einspritzbeginn besteht ein Risiko für die Benetzung des Kolbens, was erhöhte Ruß-Emissionen und die Bildung von Ablagerungen zur Folge hat.

Zur Untersuchung des Spray-Targetings wurde einem Injektor mit engem Spray-Targeting (Variante 1, vgl. Abbildung 5.13(a)) ein Injektor mit weitem Spray-Targeting (Variante 2, vgl. Abbildung 5.13(b)) bei gleichem statischem Injektordurchfluss gegenübergestellt.

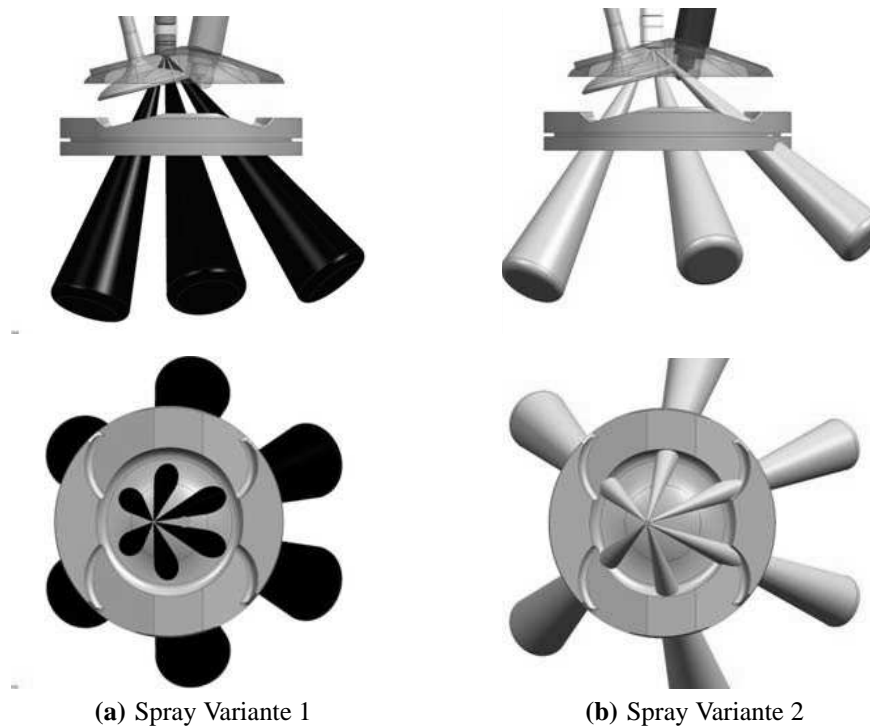


Abbildung 5.13: Spray-Targetings der untersuchten Injektorvarianten [Bosch (2009)]

In der Einspritzkammer wurde das Spraybild für die beiden Injektorvarianten zum gleichen Einspritzzeitpunkt verglichen (vgl. Abbildung 5.14). Injektorvariante 2 zeigt gegenüber Injektorvariante 1 eine Reduzierung der Eindringtiefe in axialer Richtung und eine erhöhte Eindringtiefe senkrecht zur Injektorachse. Weiterhin ist zu erkennen, dass der Abstand zwischen den einzelnen Spraystrahlen bei Variante 2 größer ist.

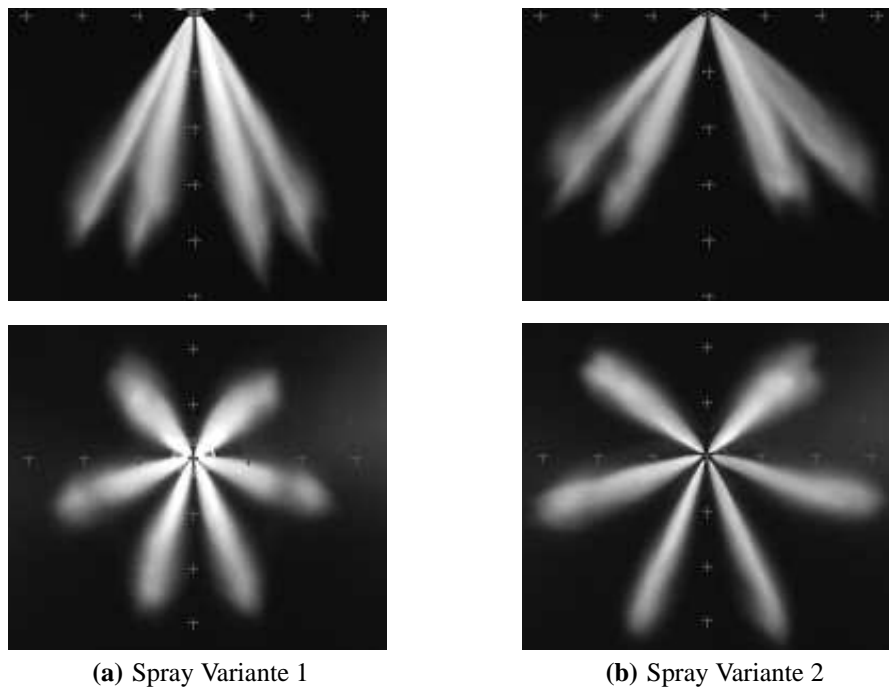


Abbildung 5.14: Spraybilder der Injektorvarianten mit unterschiedlichem Spray-Targeting

Am Vierzylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) wurde der Einfluss des Spray-Targetings auf Gemischbildung, Verbrennung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ sowie dem Einspritzdruck $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ untersucht. Die Bewertung der Gemischbildung und Verbrennung erfolgte mittels Einspritzbeginn-Variationen an der Klopfgrenze (vgl. Abbildung 5.15).

Im Applikationsbereich des Einspritzbeginns, der durch den Anstieg der Ruß-Emissionen begrenzt wird, sind deutliche Unterschiede zwischen den beiden Spray-Targetings zu sehen. Mit dem engeren Spray Variante 1 kann zwar deutlich später eingespritzt werden, doch bringt dies keine Vorteile in der Schwerpunktlage bzw. der Klopfneigung, da aufgrund der späten Einspritzung das Gemisch inhomogen im Brennraum verteilt ist. Mit dem Spray-Targeting Variante 1 wird der Einspritzbeginn in Richtung früh jedoch durch den Anstieg der Ruß- und HC-Emissionen aufgrund von starker Zylinderwand- und Kolbenbenetzung begrenzt.

Mit dem weiten Spray kann ohne Anstieg der Ruß- und HC-Emissionen deutlich früher eingespritzt und damit die Homogenisierung des Gemischs verbessert werden. Die geringen Ruß-Emissionen bei dem Einspritzbeginn $330^\circ \text{KW v. ZOT}$ können zum einen damit begründet werden, dass die axiale Eindringtiefe verringert ist, so dass die Einspritzstrahlen erst bei einem früheren Einspritzbeginn auf den Kolben treffen als mit Spray-Targeting Variante 1. Zum anderen führt das weite Spray dazu, dass die Einspritzstrahlen den Kolben weiter voneinander entfernt treffen und der Kraftstoff besser vom Kolben verdampfen kann, weil die lokale Kraftstoffkonzentration geringer ist. Darüber hinaus wird durch den weiteren Abstand der Spraykeulen zueinander die Kraftstoffverdampfung verbessert, weil die lokale Kraftstoffkonzentration in der Nähe der Einspritzstrahlen geringer ist. Die genannten Verbesserungen führen zu früheren Schwerpunktlagen bei einem Einspritzbeginn zwischen 260 und $310^\circ \text{KW v. ZOT}$. Ein noch früherer Einspritzbeginn ist für das Spray-Targeting Variante 2 nicht empfehlenswert,

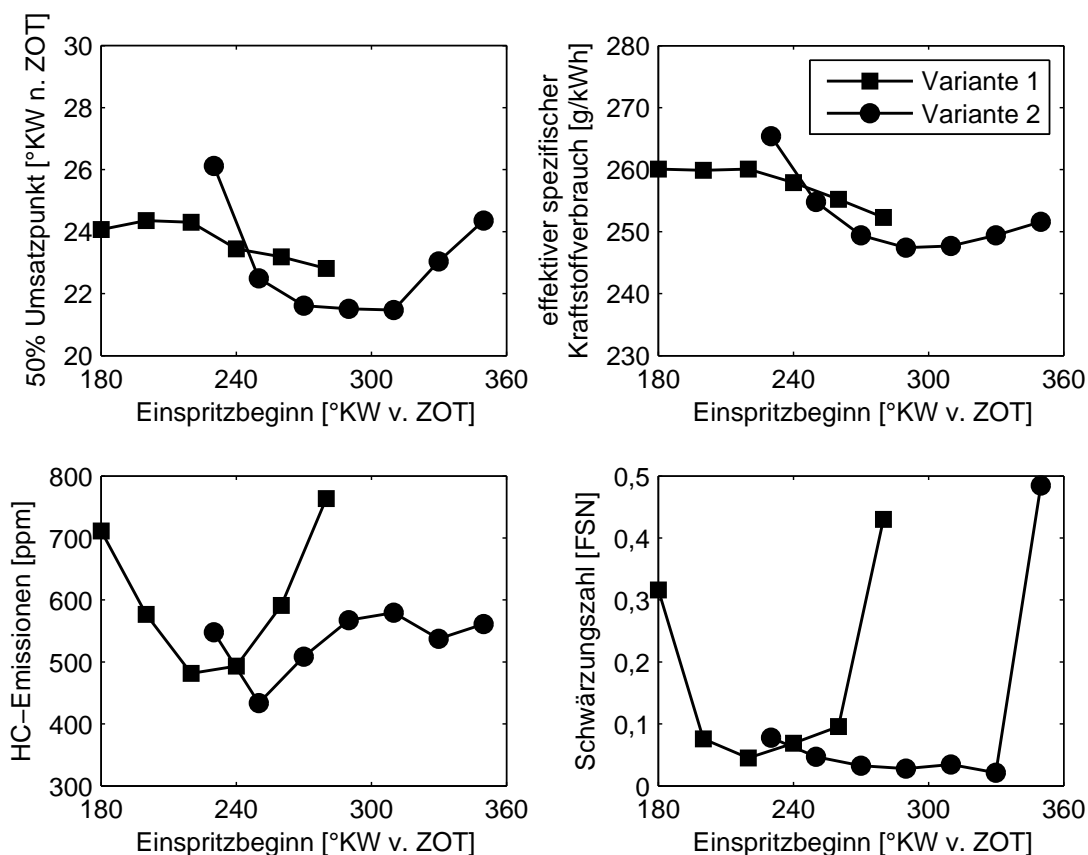


Abbildung 5.15: Einfluss des Spray-Targetings auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

da die Gemischkühlung sinkt und die Klopfneigung steigt, was eine spätere Schwerpunktlage erfordert und den Kraftstoffverbrauch anhebt. Ein späterer Einspritzbeginn als $250^\circ \text{KW v. ZOT}$ ist bei dem weiten Spray nicht zu empfehlen, da die Strömungsgeschwindigkeit der hereinströmenden Luft sinkt. Dadurch dringen die Einspritzstrahlen tiefer ein und treffen aufgrund des weiten Targetings die Zylinderwand, so dass die HC-Emissionen steigen. Der hinsichtlich geringem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Ruß-Emissionen eingestellte Einspritzbeginn der unterschiedlichen Injektorvarianten ist in Abbildung 5.16 dargestellt.

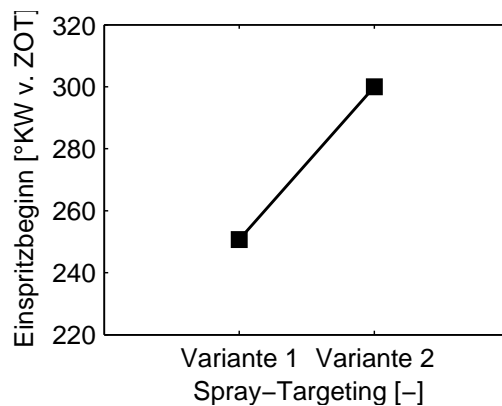


Abbildung 5.16: Applikation des Einspritzbeginns der Injektoren mit den verschiedenen Spray-Targetings

Die Bewertung der Ölverdünnung erfolgte an zwei unterschiedlichen Motoren gleicher Bau-
gruppe. In Abbildung 5.17 wird deutlich, dass mit Spray-Targeting Variante 2 im Vergleich zu
Variante 1 die Ölverdünnung bzw. die leichtsiedenden Anteile im Öl um 20 % gesenkt werden
können. Somit sinkt die Zylinderwandbenetzung trotz weiterem Spraywinkel.

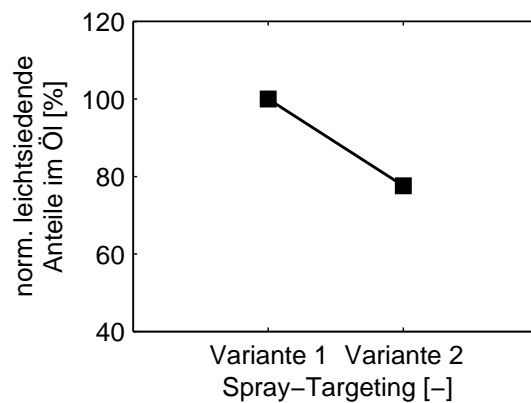


Abbildung 5.17: Einfluss des Spray-Targetings auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Die Vorteile des weiten Spray-Targetings Variante 2 in der Gemischhomogenisierung, der ge-
ringeren Zylinderwand- und Kolbenbenetzung mit entsprechend abgesenkten Ruß-Emissionen
führen auch zu einer erheblichen Absenkung der Vorentflammungsneigung (vgl. Abbildung
5.18). Darüber hinaus wurden bei Spray-Targeting Variante 2 keine Folge-Vorentflammungen
beobachtet. Dies unterstreicht die geringe Ablagerungsbildung trotz des frühen Einspritzbe-
ginnns. Der große Einfluss des Spray-Targetings auf die Vorentflammungsneigung zeigt, dass
hier insbesondere der Entstehungsmechanismus durch Kraftstoff-Öl-Tropfen dominiert (vgl.
Kapitel 2.3.3).

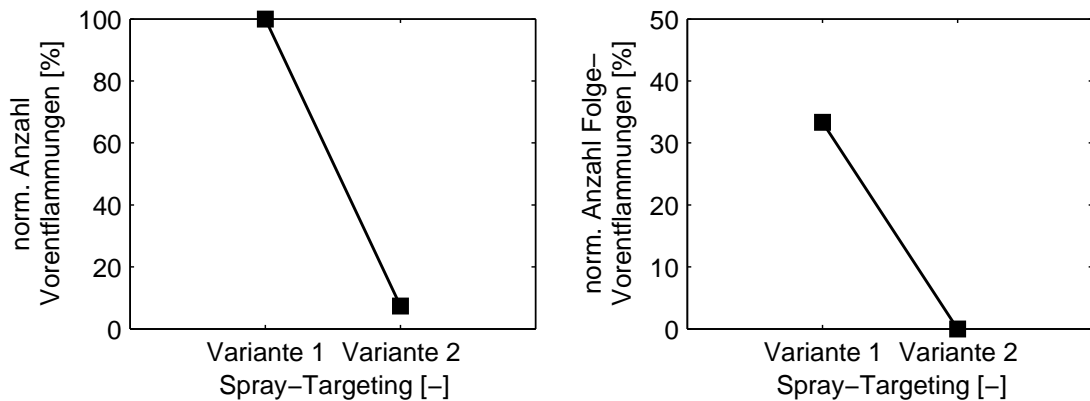


Abbildung 5.18: Einfluss des Spray-Targetings auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Im Nennleistungsbereich wird die Gemischbildung durch ein hohes Ladungsbewegungsniveau unterstützt. Der Einfluss des Spray-Targetings auf Gemischbildung und Verbrennung wurde daher auch bei der Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$ anhand von Einspritzbeginn-Variationen bei konstantem Luftverhältnis untersucht (vgl. Abbildung 5.19).

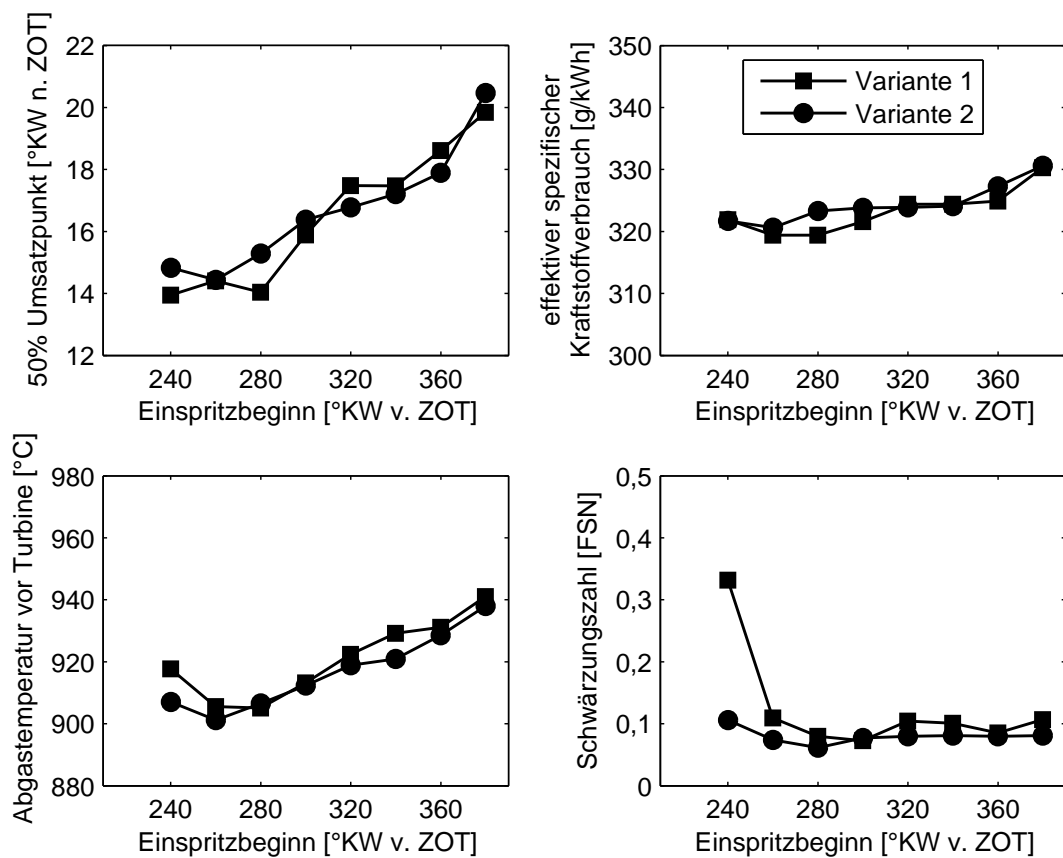


Abbildung 5.19: Einfluss des Spray-Targetings auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Abgastemperatur und Ruß-Emissionen bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$

Sowohl in der Schwerpunktlage und der Abgastemperatur als auch im Kraftstoffverbrauch oder den Ruß-Emissionen sind nahezu keine Unterschiede zwischen dem weiten und dem engen Spray-Targeting sichtbar. Dies zeigt, dass in diesem Betriebsbereich das Spray-Targeting aufgrund der starken Ladungsbewegung nur einen untergeordneten Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung hat.

5.4 Einfluss des Einspritzdrucks

Der mittlere Tropfendurchmesser sinkt mit steigendem Einspritzdruck. Dadurch kann das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs während der Einspritzung verbessert werden, gleichzeitig wird jedoch der Impuls der Kraftstoffstrahlen erhöht.

Zur Untersuchung des Einspritzdrucks wurden in der Einspritzkammer die Spraybilder der Injektorvariante 1 zum gleichem Zeitpunkt bei einem Druck von $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ und $p_{Kst} = 350 \text{ bar}$ verglichen (vgl. Abbildung 5.20). Durch den höheren Einspritzdruck steigt die Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen. Dies bedeutet, dass bei diesen Randbedingungen der Impuls einen größeren Einfluss auf die Eindringtiefe besitzt als das bessere Verdampfungsverhalten aufgrund des kleineren mittleren Tropfendurchmessers.

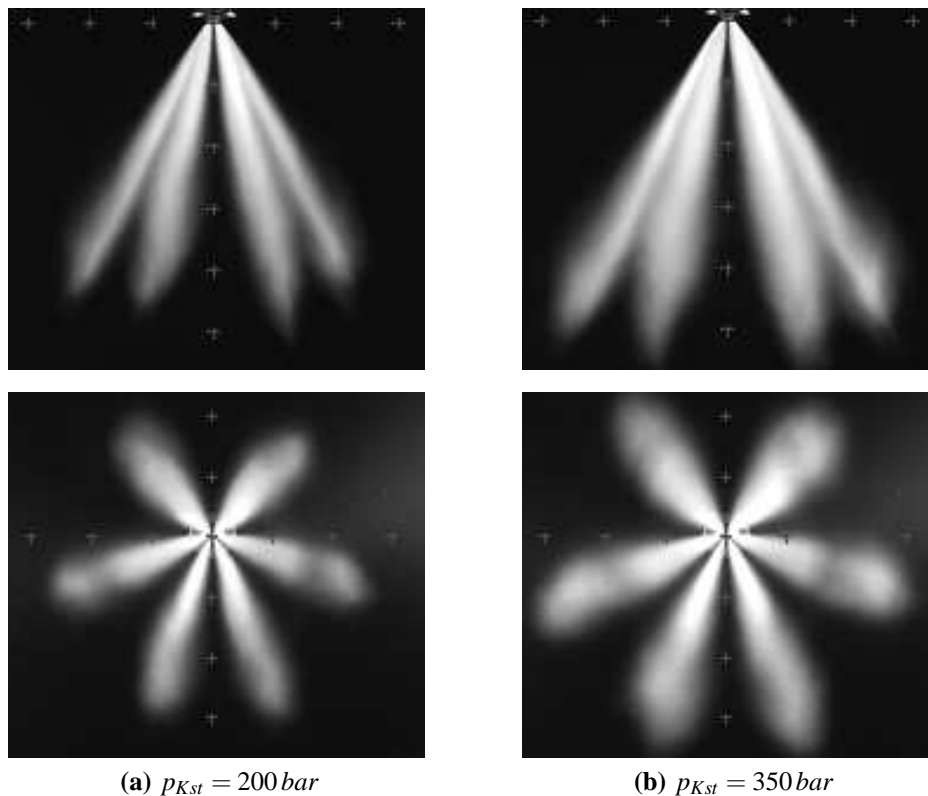


Abbildung 5.20: Spraybilder von Injektorvariante 1 mit unterschiedlichem Einspritzdruck

Die Erhöhung des Einspritzdrucks von $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ auf $p_{Kst} = 350 \text{ bar}$ führt zu einer Verkürzung der Einspritzdauer um ca. 24 % bei gleicher Einspritzmenge. Der Vergleich der Eindringtiefe über der Zeit zeigt, dass zum Zeitpunkt des Einspritzendes die Eindringtiefe bei

beiden Einspritzdrücken nahezu gleich ist (vgl. Abbildung 5.21). Nach ca. $0,9\text{ ms}$ verlaufen die Kurven parallel zueinander. Der Injektorvariante 2 zeigt in der Einspritzkammer die gleiche Verhaltensweise bei Änderung des Einspritzdrucks und wird daher nicht dargestellt.

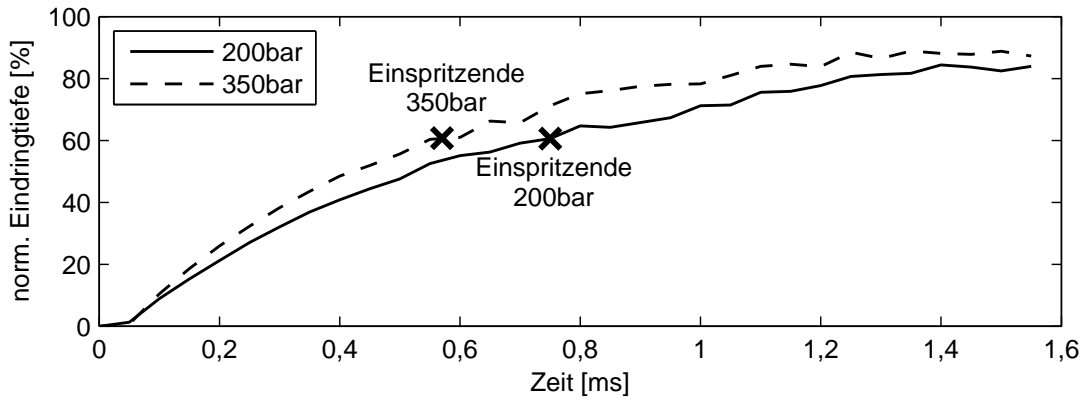


Abbildung 5.21: Verlauf der Eindringtiefe von Variante 1 über der Zeit mit unterschiedlichem Einspritzdruck bei gleicher Kraftstoffmenge

Anhand von Einspritzbeginn-Variationen wurden Gemischbildung und Verbrennung mit den Injektoren aus Kapitel 5.3 bei einem Einspritzdruck von $p_{Kst} = 200\text{ bar}$ und $p_{Kst} = 350\text{ bar}$ am Vierzylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) bei der Drehzahl $n = 2000\text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2\text{ kJ/l}$ untersucht (vgl. Abbildung 5.22 und 5.23).

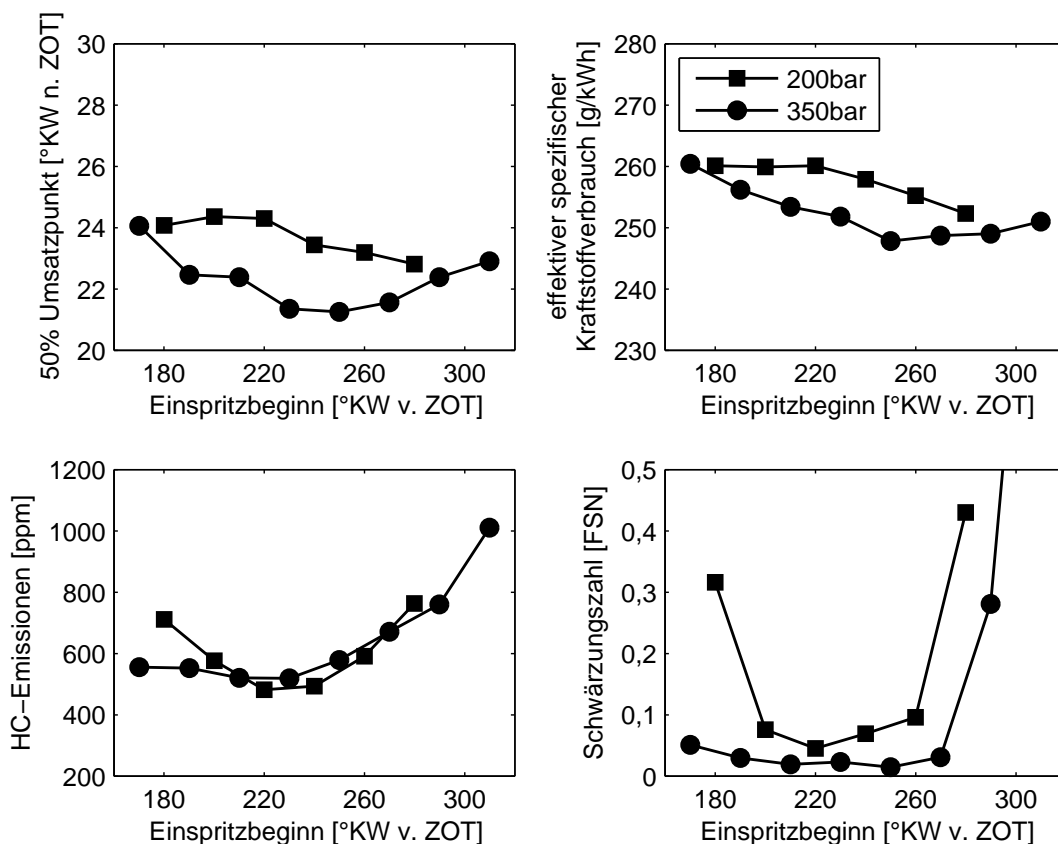


Abbildung 5.22: Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektor Variante 1 bei $n = 2000\text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2\text{ kJ/l}$

Bei Spray-Targeting Variante 1 können durch die Druckerhöhung neben der Klopfneigung und dem Kraftstoffverbrauch auch die Ruß-Emissionen gesenkt werden und somit ein deutlich größerer Applikationsbereich genutzt werden. Dies ist auf eine bessere Kraftstoffverdampfung und der daraus resultierenden homogeneren Gemischverteilung sowie der geringeren Kolbenbenetzung zurückzuführen. Im Vergleich zur Einspritzkammer liegen im Motor deutlich höhere Gasdrücke und -temperaturen vor, die eine Verdampfung begünstigen. Somit ist der Einfluss des mittleren Tropfendurchmessers bei diesen Bedingungen im Vergleich zum Impuls deutlich größer.

Bei Injektorvariante 2 sind dagegen nur minimale Vorteile mit höherem Einspritzdruck in der Schwerpunktlage, im Kraftstoffverbrauch sowie in den HC- und Ruß-Emissionen sichtbar (vgl. Abbildung 5.23). Die Einspritzdruckerhöhung zeigt bei Injektorvariante 2 im hier betrachteten Betriebspunkt kein signifikantes Potential für eine verbesserte Gemischbildung und Verbrennung. Dies liegt vor allem daran, dass diese Variante schon bei dem Einspritzdruck $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ sehr gute Ergebnisse zeigt.

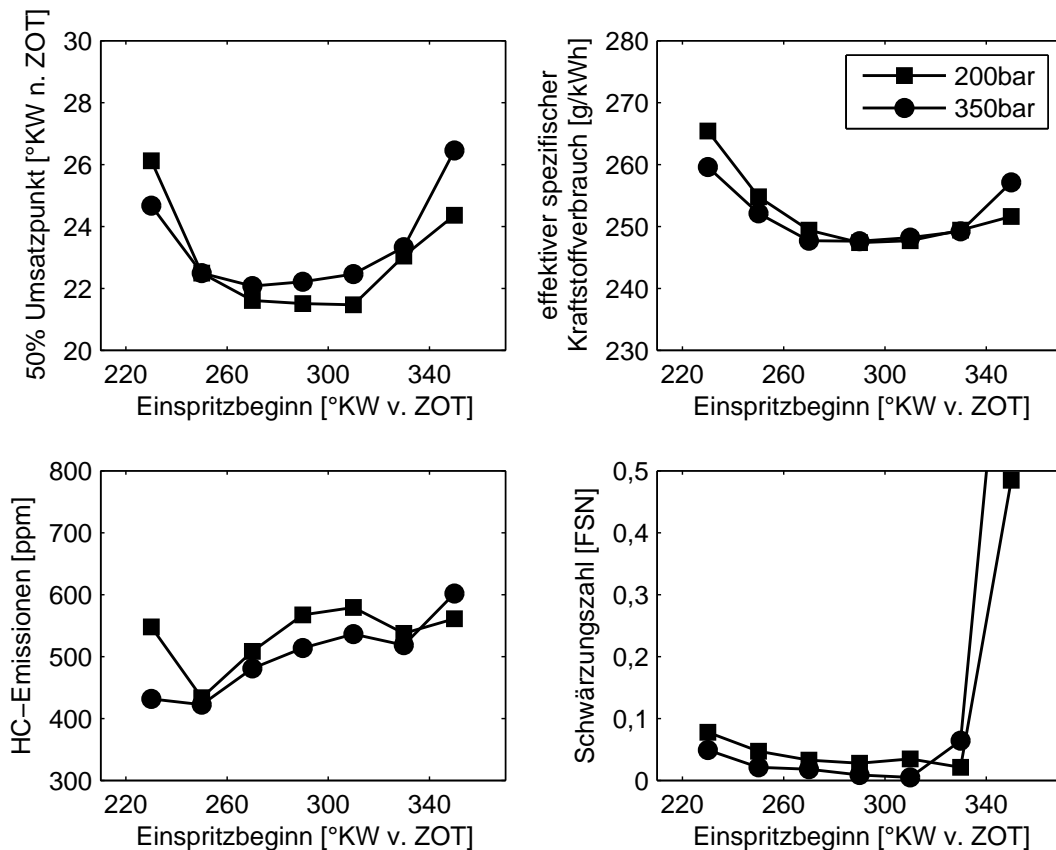


Abbildung 5.23: Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektor Variante 2 bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Der hinsichtlich niedrigem Kraftstoffverbrauch und niedrigen Ruß-Emissionen günstigste Einspritzbeginn verschiebt sich bei der Einspritzdruckerhöhung mit Spray-Targeting Variante 1 um 10°KW in Richtung früh, so dass die Einspritzung deutlich früher endet (vgl. Abbildung 5.24). Dies führt zu niedrigeren Ruß-Emissionen mit erhöhtem Einspritzdruck. Bei Spray-Targeting Variante 2 liegt der vorteilhafteste Einspritzbeginn mit dem höherem Einspritzdruck

20 °KW später, da dadurch die HC-Emissionen bei gleichem Kraftstoffverbrauch und gleichen Ruß-Emissionen gesenkt werden können.

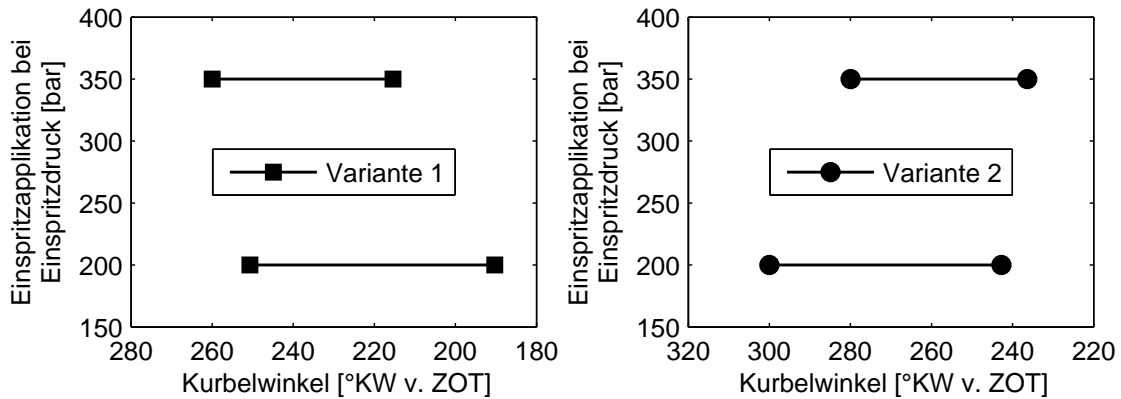


Abbildung 5.24: Applikation des Einspritzbeginns und -endes bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Der unterschiedliche Einfluss des Einspritzdrucks bei den beiden Spray-Targetings zeigt sich auch in der Ölverdünnung (vgl. Abbildung 5.25). Bei Spray-Targeting Variante 1 kann diese durch die Erhöhung des Einspritzdrucks um ca. 20 % verringert werden. Bei Spray-Targeting Variante 2 liegt die Ölverdünnung auf gleichem Niveau.

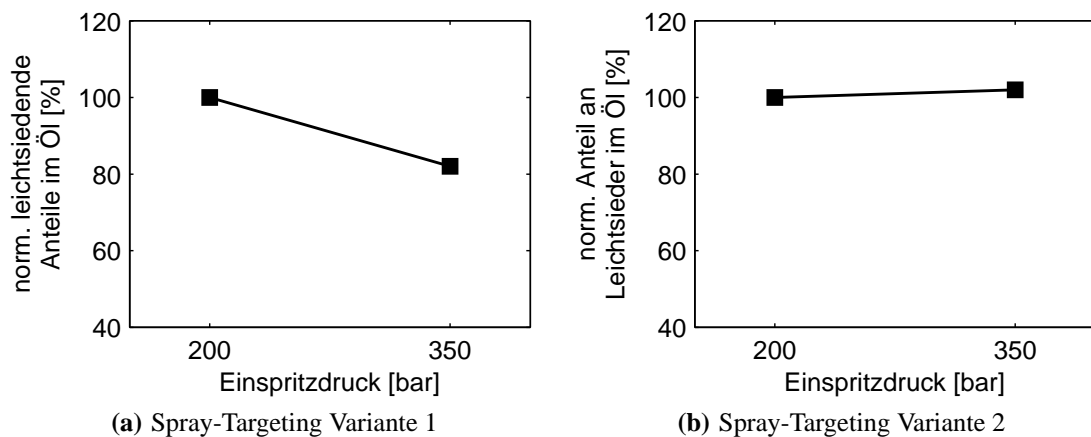


Abbildung 5.25: Einfluss des Einspritzdrucks auf Ölverdünnung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Der Einfluss des höheren Einspritzdrucks auf die Vorentflammungsneigung ist für beide Spray-Targetings positiv (vgl. Abbildung 5.26). Die bessere Gemischhomogenisierung, geringere Zylinderwand- und Kolbenbenetzung sowie die frühere Schwerpunktlage senken bei Spray-Variante 1 die Vorentflammungsneigung deutlich. Bei Spray-Targeting Variante 2 ist während der gesamten Messzeit keine Vorentflammung bei erhöhtem Einspritzdruck aufgetreten. Die Vorentflammungsneigung mit Spray-Targeting Variante 2 ist jedoch auch schon bei einem Einspritzdruck von $p_{Kst} = 200 \text{ bar}$ auf einem sehr niedrigen Niveau, so dass keine nennenswerten Verbesserungen bei diesen Randbedingungen erzielt wurden.

Wie zuvor bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ wurde der Einfluss des Einspritzdrucks auf Gemischbildung und Verbrennung bei der Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit

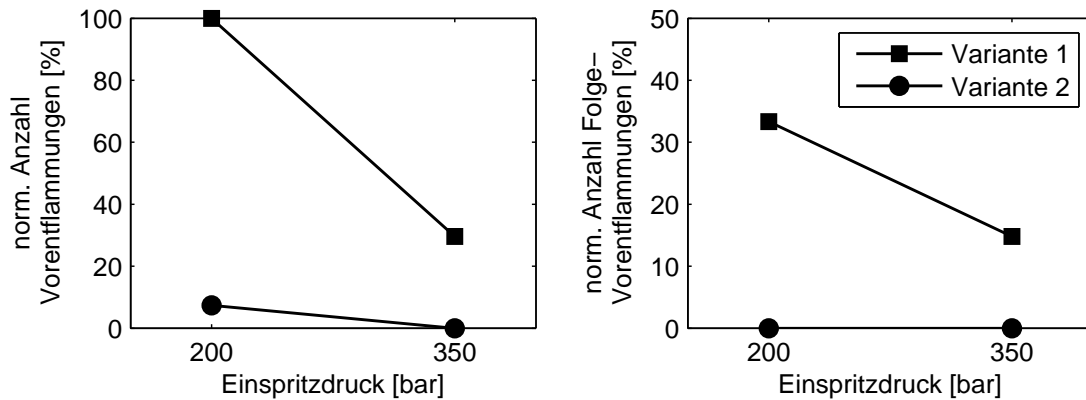


Abbildung 5.26: Einfluss des Einspritzdrucks auf Vorentflammungsneigung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

$w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$ anhand von Variationen des Einspritzbeginns untersucht (vgl. Abbildung 5.27 und 5.28). Der maximale Einspritzdruck ist in diesem Betriebspunkt aufgrund des hohen Kraftstoffmassenstroms durch die Hochdruckpumpe auf $p_{Kst} = 340 \text{ bar}$ begrenzt.

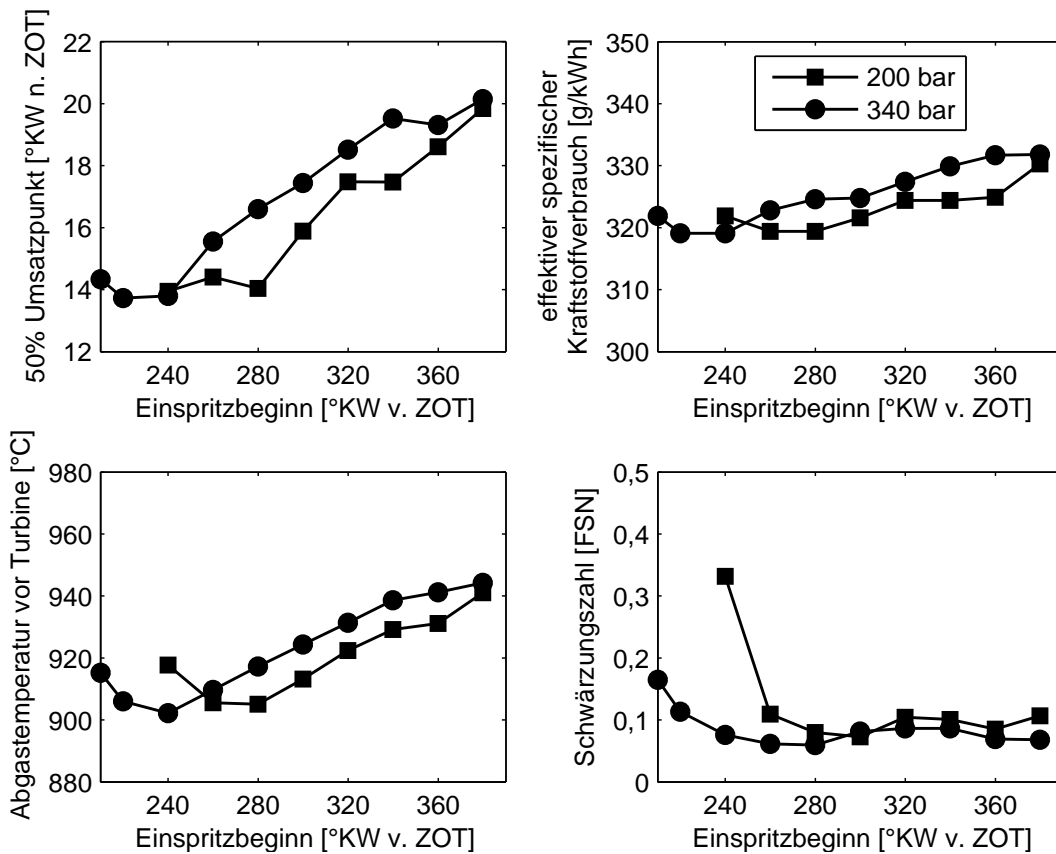


Abbildung 5.27: Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektorvariante 1 bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$

In Abbildung 5.27 und 5.28 sind Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, Abgastemperatur vor Turbine und Ruß-Emissionen über dem Einspritzbeginn für Spray-Targeting Variante 1 bzw. Spray-Targeting Variante 2 aufgetragen. Mit späterem Einspritzbeginn sinken Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch und Abgastemperatur. Bei beiden Spray-Targetings führt die Einspritzdruckerhöhung zu einer Verschiebung des vorteilhaftesten Einspritzbeginns in Richtung spät. Dies liegt an der kürzeren Einspritzdauer bei hohem Einspritzdruck und der besseren Verdampfung des Kraftstoffs bei hohem Einspritzdruck.

Die Gastemperatur steigt während der Kompressionsphase an. Die Gemischkühlung durch die Direkteinspritzung steigt mit der Temperatur im Zylinder an und ist daher größer bei späterer Verdampfung der Kraftstoffmasse. Dies führt zu einer geringeren Klopfneigung und erlaubt es die Schwerpunktlage in Richtung früh zu stellen. Dadurch sinken Verbrauch und Abgastemperatur. Allerdings kann der Einspritzbeginn nicht beliebig spät eingestellt werden, da sonst die Zeit für die Gemischaufbereitung zu kurz ist.

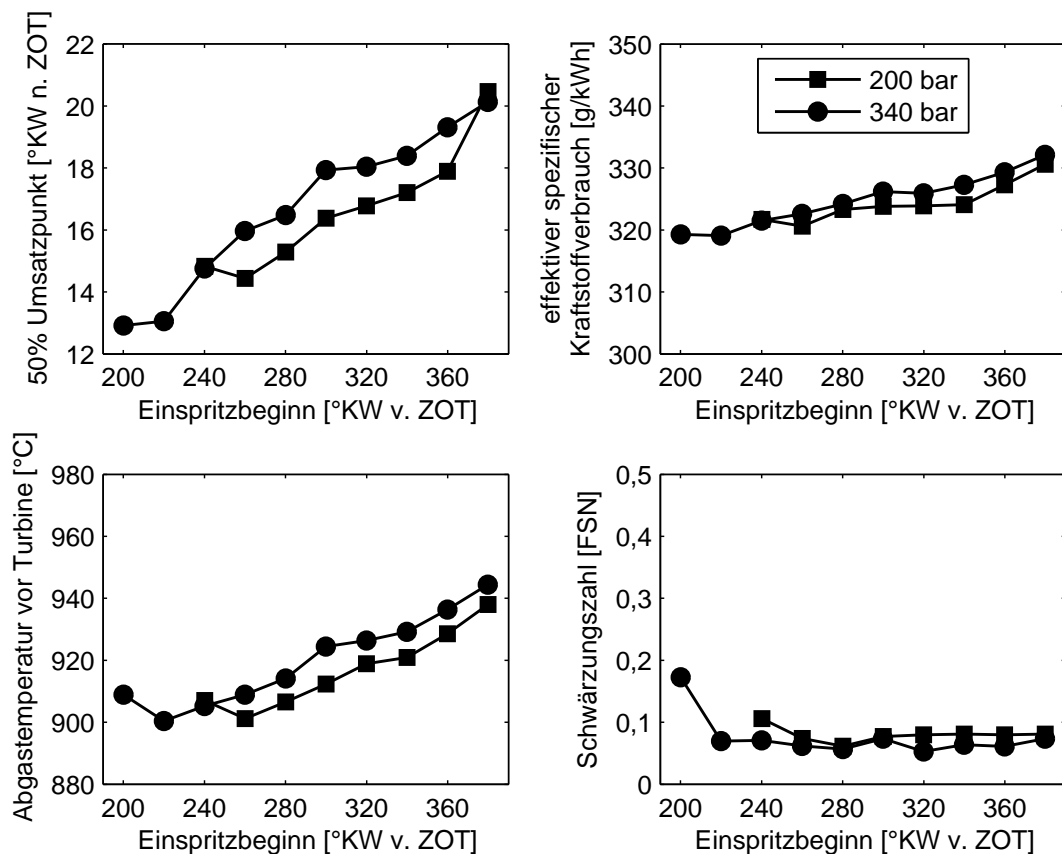


Abbildung 5.28: Einfluss des Einspritzdrucks auf Schwerpunktlage, Kraftstoffverbrauch, HC- und Ruß-Emissionen mit Injektorvariante 2 bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,16 \text{ kJ/l}$

Da bei höherem Druck der Einspritzbeginn später eingestellt werden kann, ergeben sich leichte Vorteile in der Schwerpunktlage, im Kraftstoffverbrauch und in der Abgastemperatur.

Diese Ergebnisse zeigen, dass der Einfluss des Einspritzdrucks bei niedrigen Drehzahlen wesentlich vom Spray-Targeting abhängt. Bei einem hinsichtlich niedrigem Kraftstoffverbrauch und geringen Ruß-Emissionen sehr guten Spray-Targeting wie Variante 2 ist der Einfluss

auf Gemischbildung, Verbrennung, Vorentflammungsneigung und Ölverdünnung in den hier untersuchten Betriebspunkten gering.

5.5 Diskussion des Einflusses der Gemischbildung

Der Einfluss der Injektorparameter Spray-Targeting und statischer Durchfluss sowie der Mehrfacheinspritzung und des Einspritzdrucks auf Gemischbildung, Verbrennung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung wurden in diesem Kapitel untersucht. Dazu wurden die Injektoren sowohl in einer optisch zugänglichen Einspritzkammer vermessen als auch im Motor an der Volllast bei den Drehzahlen $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ bewertet.

Bei den untersuchten Injektoren zeigte die Mehrfacheinspritzung keine Vorteile bezüglich Verbrauch und Schwerpunktlage. Die Ruß-Emissionen konnten jedoch verringert werden. Darüber hinaus wurden die Ölverdünnung und die Vorentflammungsneigung reduziert. Einen größeren Einfluss auf Gemischbildung und Verbrennung im unteren Drehzahlbereich zeigten dagegen die Injektorparameter statischer Durchfluss und Spray-Targeting. Durch Reduktion des Injektordurchflusses bzw. Aufweitung des Spray-Targetings konnten die Gemischbildung und Verbrennung deutlich verbessert werden. Dies wurde sowohl durch niedrigere Ruß-Emissionen als auch durch einen früher applizierbaren Einspritzbeginn und geringeren Kraftstoffverbrauch deutlich.

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Gemischbildung und Verbrennung bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ ist unterschiedlich zu bewerten. Bei Spray-Targeting Variante 1, welches suboptimal für diesen Motor ist, zeigte eine Einspritzdruckerhöhung Potential hinsichtlich Gemischbildung und Verbrennung. Bei einem besseren Spray-Targeting wie Variante 2 ist das Potential für Verbesserungen jedoch äußerst gering. Das bedeutet, dass ein gutes Spray-Targeting essentiell ist und ein erhöhter Einspritzdruck eher zweitrangig ist.

In allen Untersuchungen wurde ein Zusammenhang zwischen Gemischbildung, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung festgestellt. Bei Verwendung der Injektoren mit reduziertem Durchfluss und weitem Spray wurde die Vorentflammungsneigung und Ölverdünnung deutlich gesenkt. Denn durch die verbesserte Gemischbildung wurde insbesondere die Benetzung der Zylinderwand reduziert. Die geringere Benetzung der Zylinderwände führt nicht nur zu einem reduzierten Kraftstoffeintrag ins Öl, sondern auch dazu, dass aufgrund von geringerer lokaler Ölverdünnung im Auftreffbereich des Kraftstoffstrahls die Wahrscheinlichkeit eines sich von der Wand lösenden Kraftstoff-Öl-Tropfens gesenkt wird. Diese Tropfen sind eine mögliche Ursache zur Entstehung von Vorentflammungen (vgl. Kapitel 2.3.3).

Die Untersuchung der Injektorvarianten und des Einspritzdrucks im oberen Drehzahlbereich ergab, dass in diesem Betriebsbereich die Auslegung des Injektors nur einen untergeordneten Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung hat. Bei geringerem Injektordurchfluss oder geringerem Einspritzdruck ist es wichtig, dass ausreichend Zeit zwischen Einspritzende und Zündzeitpunkt für die Gemischhomogenisierung und -verdampfung besteht, da es ansonsten zu einer starken Schichtung des Gemischs und im schlimmsten Fall zu Aussetzern kommen kann.

Kapitel 6

Einfluss von Ablagerungen

Trotz der enormen Anstrengung, die Entstehung von Ablagerungen im Brennraum zu vermeiden, gelten diese heutzutage in Ottomotoren mit Direkteinspritzung als unvermeidlich. Insbesondere das unterschiedliche Fahrverhalten der Nutzer und die weltweit großen Unterschiede in der Kraftstoff- und Ölqualität können in der Entwicklung von Motoren nur teilweise berücksichtigt werden.

Zur Bewertung des Einflusses von Ablagerungen auf das Vorentflammungsverhalten wurden die Zustände verkokter und sauberer Brennraum sowie verkokter und sauberer Einlasskanal getrennt in jeder Kombination am Sechszylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) untersucht.

Zur Verkokung des Brennraums wurde der Motor zwei Stunden in einem stationären Betriebspunkt mittels ungünstiger Einspritzapplikation so betrieben, dass bei der Verbrennung viel Ruß entstand. Für die Verkokung des Einlasskanals wurden zusätzlich die Ventilsteuerzeiten und die Drosselklappe so eingestellt, dass große Mengen an rußhaltigem Abgas in den Einlasskanal zurückgeschoben wurden. In den Abbildungen 6.1 - 6.4 sind die Zustände verkokter und sauberer Einlasskanal und Brennraum vor Beginn der Vorentflammungsmessung dargestellt.



(a) Einlasskanal



(b) Einlassventil

Abbildung 6.1: Zustand sauberer Einlasskanal



(a) Einlasskanal

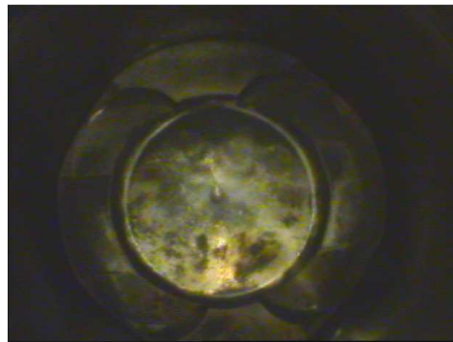


(b) Einlassventil

Abbildung 6.2: Zustand verkokter Einlasskanal



(a) Kolben Einlassseite



(b) Kolben



(c) Kolben Auslassseite



(d) Brennraumdach

Abbildung 6.3: Zustand sauberer Brennraum

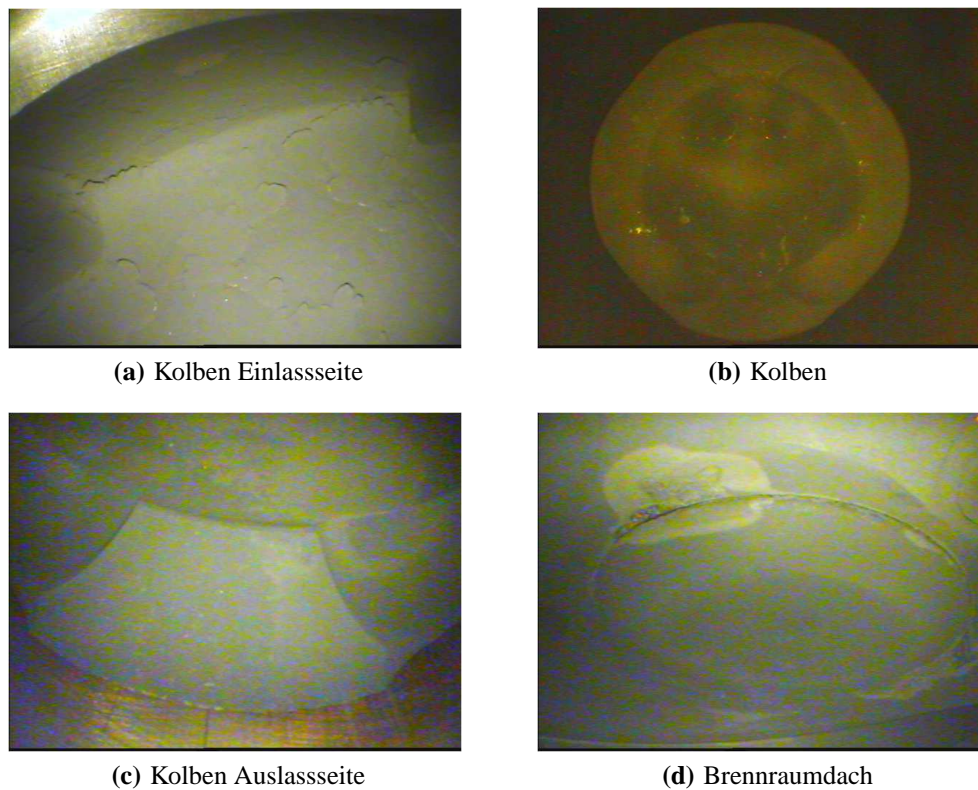


Abbildung 6.4: Zustand verkokter Brennraum

Bei der Drehzahl $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ wurden vier Vorentflammungsmessungen mit einer Messdauer von je zwei Stunden bei sauberem und verkoktem Brennraum bzw. Einlasskanal am Sechszylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) durchgeführt. Zur besseren Übersicht sind die Ergebnisse der Variationen zusätzlich in Tabelle 6.1 dargestellt. Abbildung 6.5 zeigt, dass mit verkoktem Brennraum und verkoktem Einlasskanal die meisten Vorentflammungen und im sauberen Zustand die wenigsten Vorentflammungen auftreten. Im Versuch mit sauberem Brennraum und verkoktem Einlasskanal sind nach zwei Stunden ähnlich viele Vorentflammungen wie mit verkoktem Brennraum und sauberem Einlasskanal aufgetreten.

Messreihe	norm. Anzahl an Vorentflammungen	norm. Vorentflammungsrate in den ersten 30 Minuten	norm. Vorentflammungsrate in der letzten Stunde
Brennraum sauber, Einlasskanal sauber	11 % VE	0 % VE/h	10 % VE/h
Brennraum verkokt, Einlasskanal sauber	68 % VE	75 % VE/h	10 % VE/h
Brennraum sauber, Einlasskanal verkokt	70 % VE	35 % VE/h	35 % VE/h
Brennraum verkokt, Einlasskanal verkokt	100 % VE	75 % VE/h	35 % VE/h

Tabelle 6.1: Übersicht der Vorentflammungsergebnisse bei unterschiedlichen Brennraum- und Einlasskanalzuständen

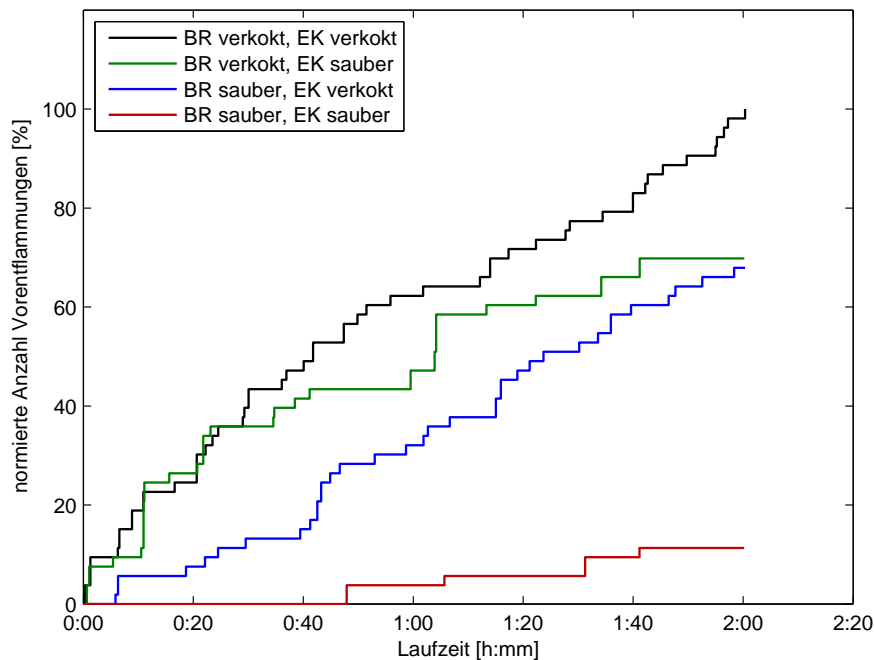


Abbildung 6.5: Einfluss der Zustände im Brennraum und im Einlasskanal auf das Vorentflamungsverhalten über der Laufzeit

In Abbildung 6.6 sind Trendkurven zu den zeitlichen Verläufen der Vorentflamungen hinzugefügt. Hierbei wird deutlich, dass mit verkoktem Brennraum in den ersten 30 Minuten die Vorentflamungsrate $\dot{V}E \approx 75\% VE/h$ deutlich höher gegenüber den Messungen mit sauberem Brennraum ist ($\dot{V}E \approx 35$ bzw. $0\% VE/h$). Die massiven Ablagerungen im Brennraum sind jedoch nach etwa einer Stunde abgebaut, so dass nach dieser Zeit die Vorentflamungsneigung hauptsächlich vom Zustand des Einlasskanals abhängt. Im Einlasskanal werden die Ablagerungen deutlich langsamer abgebaut, so dass die Ablagerungen hier über einen sehr langen Zeitraum Vorentflamungen erzeugen können. Dies ist insbesondere daran zu erkennen, dass, sobald die Ablagerungen im Brennraum abgebaut sind, die Vorentflamungsraten für die Versuche mit gleichem Zustand des Einlasskanals nahezu identisch sind ($\dot{V}E_{EK\text{ verkocht}} \approx 35 VE/h$ bzw. $\dot{V}E_{EK\text{ sauber}} \approx 10 VE/h$). Bei der Vorentflammungsmessung mit sauberem Brennraum und sauberem Einlasskanal wurde in den ersten 40 Minuten keine Vorentflammung detektiert. Dies legt die Vermutung nahe, dass erst nach ca. 40 Minuten so starke Ablagerungen aufgebaut wurden, dass diese Vorentflamungen erzeugen.

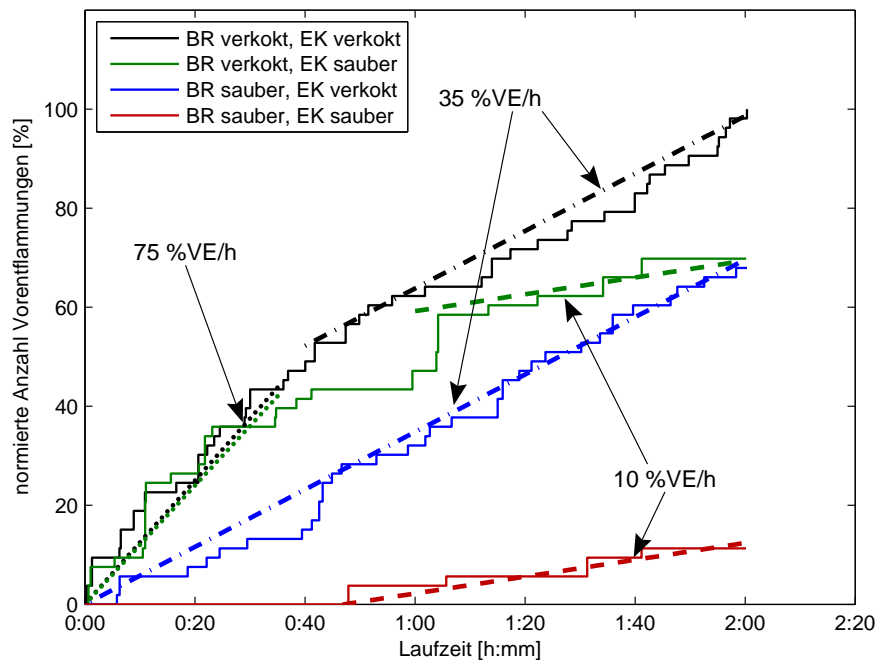


Abbildung 6.6: Einfluss der Zustände im Brennraum und im Einlasskanal auf das Vorentflammungsverhalten über der Laufzeit mit Trendkurven

Diese Ergebnisse zeigen, dass Ablagerungen sowohl im Brennraum als auch im Einlasskanal die Ursache von Vorentflammungen sein können. Die Ablagerungen können durch Klopf-schwingungen, die Luftströmung im Brennraum, das Auftreffen des Kraftstoffstrahls oder sonstige Vibrationen aus dem Einlasskanal, vom Kolben oder dem Brennraumdach ausgelöst werden. Dadurch verlieren die Ablagerungen die Möglichkeit, ihre Wärme über die Bauteile abzuführen. In der anschließenden Verbrennung werden die herumfliegenden Ablagerungen bzw. Partikel zum Glühen gebracht und können, sofern sie durch den Ladungswechsel nicht aus dem Brennraum gespült werden oder verglimmen, im darauffolgenden Zyklus das Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum vor dem Zündzeitpunkt zünden (vgl. Kapitel 8.2).

Kapitel 7

Einfluss von Kraftstoffeigenschaften

Die enormen Qualitätsunterschiede der Kraftstoffe zwischen den Weltmärkten stellen eine große Herausforderung an die Entwicklung von Ottomotoren für den weltweiten Einsatz dar. Dabei spielt nicht nur die Oktanzahl, sondern auch die Additivierung, die Verkokungsneigung und das Verdampfungsverhalten von Kraftstoffen eine wichtige Rolle.

Die Kraftstoff-Spezifikationen der einzelnen Länder bzw. Regionen schreiben jedoch nur einige wenige Kraftstoffeigenschaften vor, wie z.B. Oktanzahl, Dampfdruck, Siedeendpunkt oder verdampftes Volumen bei einer bestimmten Temperatur, oder begrenzen die Konzentration bestimmter Kohlenwasserstoffgruppen, wie z.B. von Aromaten oder Olefinen. Dies bietet den Kraftstoffherstellern große Freiheiten bei der Zusammenstellung ihrer Kraftstoffe und führt zu erheblichen Qualitätsunterschieden nicht nur zwischen Kraftstoffen unterschiedlicher Länder bzw. Regionen, sondern auch zwischen einzelnen Herstellern.

Dem gegenüber stehen die Anforderungen der Automobilindustrie. Diese fordert engere und strengere Spezifikationen um die Verkokung von Ventilen, Injektoren oder dem Brennraum zu minimieren sowie Emissions- und Verbrauchsgrenzen zuverlässig einhalten zu können [Hodac et al. (2006)].

Zur Untersuchung des Einflusses von unterschiedlichen Kraftstoffqualitäten auf Gemischbildung, Verbrennung und Vorentflammungsneigung wurden Kraftstoffe mit unterschiedlicher Oktanzahl verglichen. Darüber hinaus wurde durch die Beimischung genau definierter Kohlenwasserstoffe zu einem Grundkraftstoff zum einen bei gleichem Siedeverhalten die Oktanzahl herabgesetzt und zum anderen bei gleicher Oktanzahl das Siedeverhalten des Kraftstoffs geändert.

Die motorischen Untersuchungen erfolgten am Vierzylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ in mehreren Schritten. Anhand einer Last-Variation wurde das Klopfverhalten und der Verbrauch bei Verwendung der verschiedenen Kraftstoffe ermittelt. Anschließend wurde das Vorentflammungsverhalten der Kraftstoffe bei gleicher Last und gleichem Zündzeitpunkt bewertet, um Quereffekte durch die höhere Zylinderfüllung (vgl. Kapitel 4.1) zu vermeiden.

7.1 Untersuchung von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl

Für die hier vorgestellten Untersuchungen wurden drei handelsübliche Kraftstoffe mit einer Research-Oktanzahl von 91, 95 und 98 miteinander verglichen.

In Abbildung 7.1 sind Ergebnisse der Last-Variationen der einzelnen Kraftstoffe bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ dargestellt. Der Zündzeitpunkt wurde für jeden Betriebspunkt an die Klopfgrenze gestellt. Sowohl mit steigender Last als auch mit sinkender Oktanzahl nimmt die Klopfneigung zu, so dass eine spätere Schwerpunktlage eingestellt werden muss. Dadurch sinkt der Wirkungsgrad und der Kraftstoffverbrauch steigt.

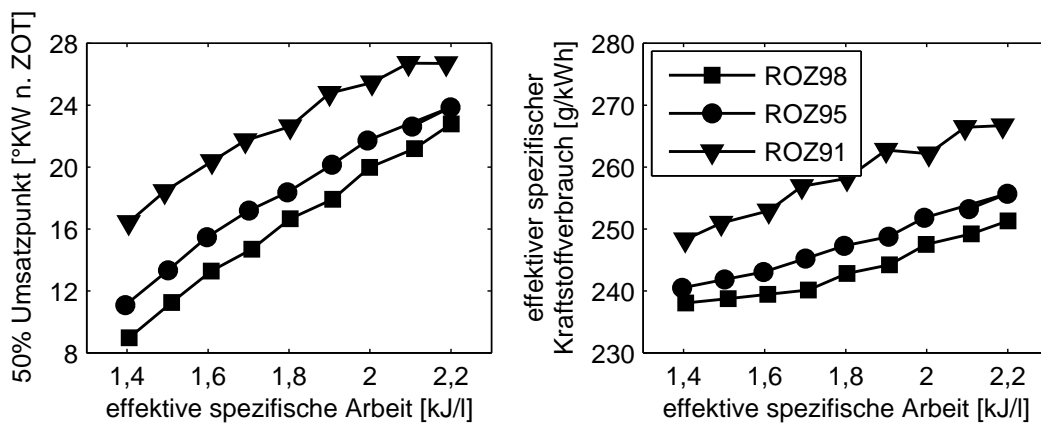


Abbildung 7.1: Einfluss von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Zur Untersuchung der Vorentflammungsneigung wurde für alle Kraftstoffe bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ der gleiche Zündzeitpunkt eingestellt, so dass der Einfluss der Oktanzahl auf die Klopfneigung in diese Bewertung nicht einfließt. Der Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Vorentflammungsneigung wird in Kapitel 4.1 diskutiert.

In Abbildung 7.2 ist zu sehen, dass die Vorentflammungsneigung bei Verwendung von Kraftstoffen mit höherer Oktanzahl sinkt. Die Oktanzahl ist ein Maß für die Klopfbarkeit bzw. Zündunwilligkeit eines Kraftstoffs. Dies legt die Vermutung nahe, dass eine Korrelation zwischen Oktanzahl und Vorentflammungsneigung vorliegt. Gleichzeitig sinken jedoch bei den hier verwendeten Kraftstoffen die Ruß-Emissionen mit steigender Oktanzahl. Dies kann auf das unterschiedliche Siedeverhalten zurückgeführt werden (vgl. Abbildung 7.3).

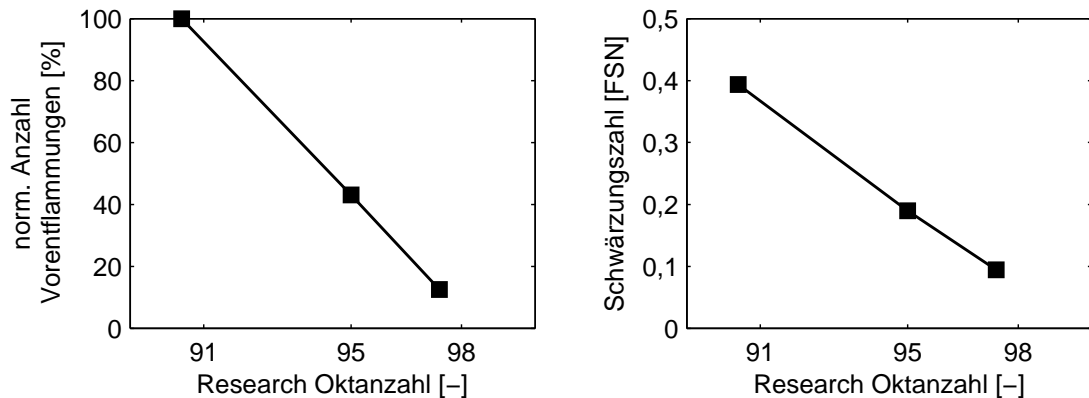


Abbildung 7.2: Einfluss von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

Für das schnelle Verdampfen von eingespritztem Kraftstoff ist ein großes verdampftes Volumen bei geringer Temperatur vorteilhaft. Bis zu einer Temperatur von ca. 120°C zeigt der ROZ98-Kraftstoff das schlechteste Siedeverhalten. Oberhalb dieser Temperatur weist er das beste Siedeverhalten auf. Das Siedeende des ROZ98-Kraftstoffs liegt bei einer Temperatur von 185°C .

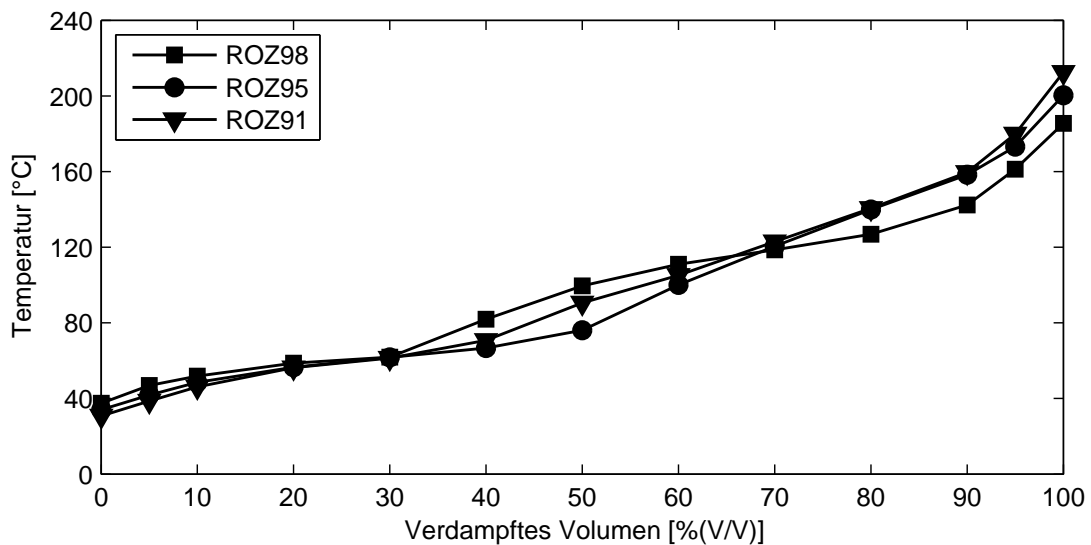


Abbildung 7.3: Siedeverlauf der europäischen Kraftstoffe

Der ROZ91-Kraftstoff liegt im Siedeverlauf bis ca. 120°C zwischen dem ROZ98- und ROZ95-Kraftstoff. Anschließend benötigt dieser Kraftstoff zum Sieden ca. 20°C höhere Temperaturen als der ROZ98-Kraftstoff und erreicht sein Siedeende erst bei ca. 210°C .

Der Siedeverlauf des ROZ95-Kraftstoffs folgt zwischen 120°C und 160°C dem Siedeverlauf des ROZ91-Kraftstoffs. Danach verflacht die Kurve, so dass sich das Siedeende bei einer Temperatur von 200°C befindet.

Simulationen haben gezeigt, dass die Zylinderwandtemperaturen in diesem Betriebspunkt bei

ca. 120°C liegt. Das bedeutet, dass Kraftstoff, der an die Wand trifft und bei Temperaturen oberhalb von 120°C ein schlechtes Siedeverhalten aufweist, langsamer in Wandnähe verdampft. Daher ist dieser Siedebereich besonders relevant für die Bildung von Ruß-Emissionen.

Aufgrund dieser Ergebnisse kann noch keine Aussage getroffen werden, ob die Oktanzahl oder das Siedeverhalten der Kraftstoffe einen größeren Einfluss auf die Vorentflammungsneigung haben. Daher müssen diese beiden Einflussparameter getrennt voneinander betrachtet werden. Diese Untersuchungen werden in Kapitel 7.2 und 7.3 beschrieben.

7.2 Einfluss des Siedeverlaufs

Der Siedeverlauf eines Kraftstoffs wird durch die Konzentration der einzelnen im Kraftstoff befindlichen Komponenten und deren Siedepunkte bestimmt. Für die hier beschriebenen Untersuchungen wurde einem Basiskraftstoff mit einer Research-Oktanzahl von 100 ein Gemisch aus n-Octan und Xylolen beigefügt, mit dem Ziel, den Siedeverlauf bei gleichbleibender Oktanzahl anzuheben (vgl. Abbildung 7.4). Der Siedepunkt von n-Octan liegt bei ca. 126°C und der von Xylolen bei ca. 140°C , so dass oberhalb von 140°C der Unterschied im Siedeverlauf zwischen den beiden Kraftstoffen gering sein sollte. Unterhalb von 140°C liegt der Siedeverlauf des Kraftstoffgemischs Variante 1 bis zu 30°C über dem Siedeverlauf des Basiskraftstoffs.

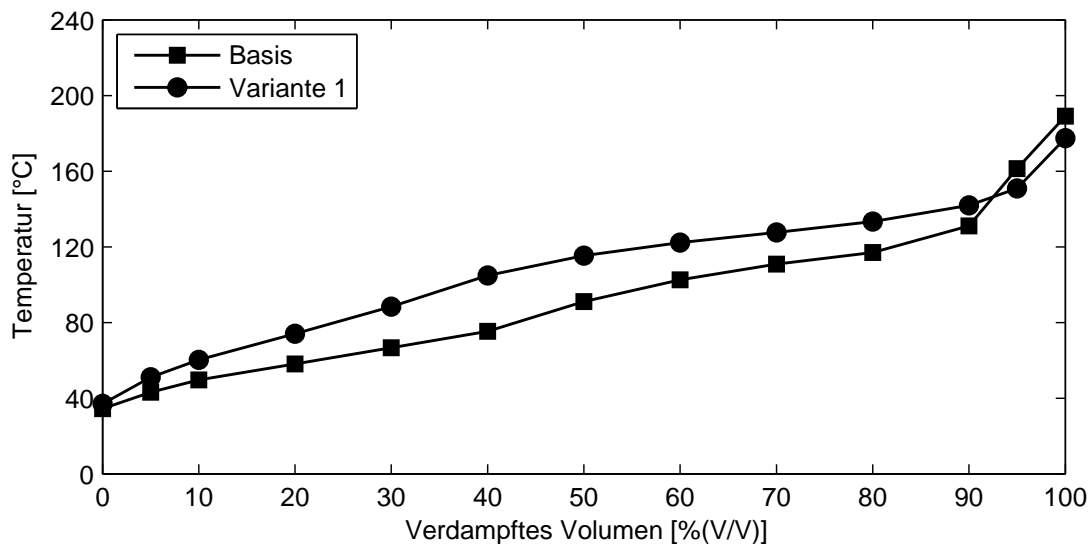


Abbildung 7.4: Siedeverlauf der Kraftstoffe mit verändertem Siedeverlauf

Der Einfluss des Siedeverlaufs auf Klopfneigung und Kraftstoffverbrauch wurde durch eine Last-Variation bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ untersucht (vgl. Abbildung 7.5). Wie zu erwarten, wird die Klopfneigung durch den veränderten Siedeverlauf nicht beeinflusst. Auch der auf den Heizwert normierte Kraftstoffverbrauch bleibt gleich.

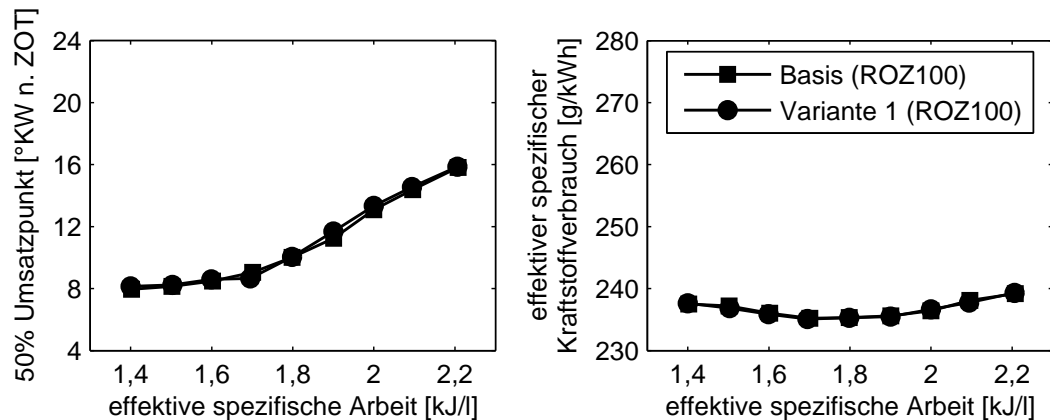


Abbildung 7.5: Einfluss des veränderten Siedeverlaufs auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Der Einfluss des Siedeverhaltens auf die Vorentflammungsneigung wurde bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ untersucht (vgl. Abbildung 7.6). Der höhere Siedeverlauf führt sowohl zu einer erhöhten Vorentflammungsneigung als auch zu erhöhten Ruß-Emissionen. Dies zeigt, dass das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs eine Rolle bei der Entstehung von Vorentflammungen spielt und untermauert die These der Vorentflammungsentstehung durch Kraftstoff-Öl-Tropfen von [Dahnz et al. (2010a)] (vgl. Kapitel 2.3.3).

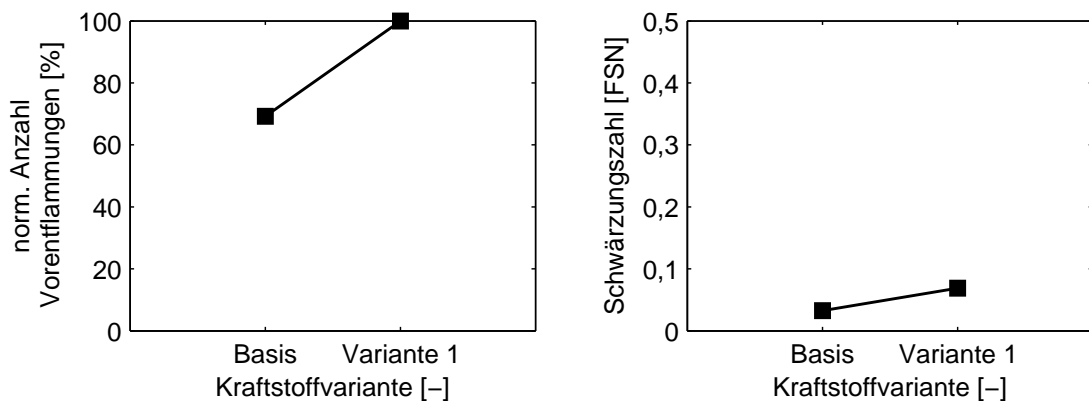


Abbildung 7.6: Einfluss des veränderten Siedeverlaufs auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

7.3 Einfluss der Oktanzahl

Die Oktanzahl ist ein Maß für die Klopfestigkeit und damit auch für die Zünd(un)willigkeit eines Kraftstoffs. Je höher die Oktanzahl ist desto früher kann das Kraftstoff-Luft-Gemisch bei hohen Lasten ohne Auftreten von Klopfen gezündet werden und desto besser ist der

Wirkungsgrad.

Zur Untersuchung des Einflusses der Oktanzahl auf Gemischbildung, Verbrennung und Vorentflammungsneigung wurde ein Gemisch aus n-Pentan und n-Octan zu dem gleichen Basiskraftstoff wie in Kapitel 7.2 mit der Oktanzahl ROZ = 100 so beigemischt, dass die Oktanzahl auf $ROZ \approx 97$ bei nahezu identischem Siedeverlauf abgesenkt wurde (vgl. Abbildung 7.7).

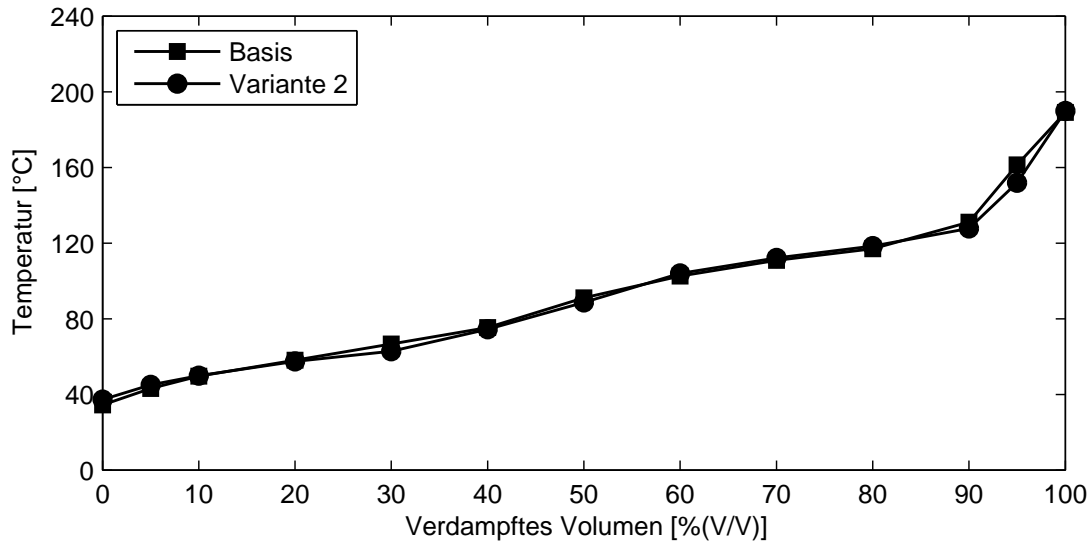


Abbildung 7.7: Siedeverlauf der Kraftstoffe mit veränderter Oktanzahl

Der Einfluss der Oktanzahlabsenkung auf Schwerpunktlage und Verbrauch wurde ebenfalls anhand einer Last-Variation bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ untersucht (vgl. Abbildung 7.8). Wie erwartet führt die Absenkung der Oktanzahl zu einer zunehmenden Klopfneigung bzw. einem späteren Schwerpunktlage und damit zu höherem Kraftstoffverbrauch.

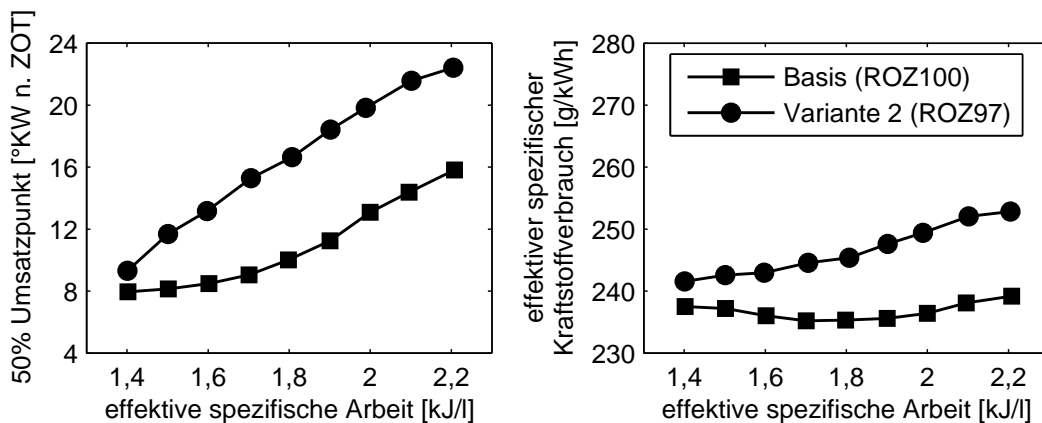


Abbildung 7.8: Einfluss der veränderten Oktanzahl auf Schwerpunktlage und Kraftstoffverbrauch bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$

Die Bewertung des Einflusses der Oktanzahl auf die Vorentflammungsneigung erfolgte wieder bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

bei konstantem Zündzeitpunkt (vgl. Abbildung 7.9). Bei beiden Kraftstoffen wurde trotz unterschiedlicher Oktanzahl nahezu die gleiche Anzahl an Vorentflammungen gemessen. Dies bedeutet, dass die Oktanzahl bzw. die Zündwilligkeit des Kraftstoffs abgesehen vom Einfluss der Klopfneigung bzw. des Zündzeitpunkts (vgl. Kapitel 4.1) keinen wesentlichen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung eines handelsüblichen Ottokraftstoffs hat.

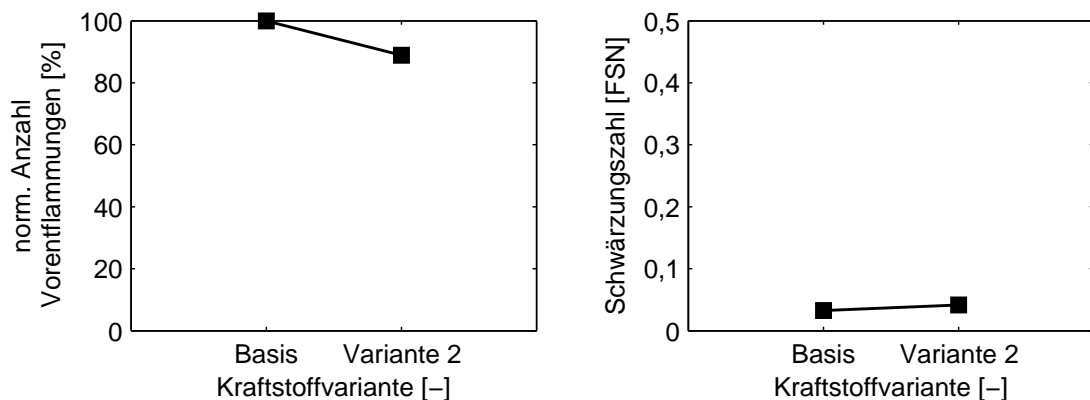


Abbildung 7.9: Einfluss der veränderten Oktanzahl auf Vorentflammungsneigung und Ruß-Emissionen bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$

7.4 Diskussion des Einflusses von verschiedenen Kraftstoffeigenschaften

Der Einfluss von Kraftstoffeigenschaften, wie Oktanzahl und Siedeverlauf von handelsüblichen Kraftstoffen, auf Gemischbildung, Verbrennung und Vorentflammungsneigung wurde in diesem Kapitel untersucht.

Die Verbrennung bzw. Klopfneigung wird hier nur durch die Oktanzahl beeinflusst. Für die Gemischbildung ist dagegen der Siedeverlauf die bestimmende Größe.

Bei einem Vergleich von Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl stieg die Vorentflammungsneigung mit sinkender Oktanzahl an. Gleichzeitig wurden jedoch höhere Ruß-Emissionen aufgrund von schlechterem Siedeverhalten der Kraftstoffe mit geringerer Oktanzahl gemessen, so dass hier zwei mögliche Ursachen für das unterschiedliche Vorentflammungsverhalten gefunden wurden: die Zünd(un)willigkeit und das Verdampfungsverhalten.

Durch die Beimischung von genau definierten Kohlenwasserstoffen zu einem Basiskraftstoff konnte der Einfluss der Oktanzahl und des Siedeverlaufs getrennt voneinander untersucht werden. Hierbei stellte sich heraus, dass trotz unterschiedlicher Oktanzahl das Vorentflammungsverhalten bei gleichem Zündzeitpunkt nahezu gleich ist. Dadurch kann die Oktanzahl bzw. die Zündwilligkeit eines Kraftstoffs als Einflussgröße auf die Vorentflammungsneigung ausgeschlossen werden.

Durch eine Verschlechterung des Siedeverhaltens wurde die Vorentflammungsneigung bei gleicher Oktanzahl verstärkt. Dies zeigt, dass der Siedeverlauf und damit auch das Verdampfungsverhalten von Kraftstoffen einen Einfluss auf die Vorentflammungsneigung haben. Durch

die schlechtere Verdampfung wird die Eindringtiefe der Kraftstoffstrahlen erhöht, so dass die Zylinderwand stärker benetzt wird. Dies führt zu dem Entstehen eines Kraftstoff-Öl-Gemischs an der Zylinderwand, was als Ursache von Vorentflammungen gilt (vgl. Kapitel 2.3.3).

Im Gegensatz zur Vorentflammung hat das Siedeverhalten für den hier untersuchten Fall keinen Einfluss auf die Klopfneigung. Hier gilt allein die Oktanzahl als wesentlicher Einflussparameter.

Kapitel 8

Optische Untersuchungen zur Vorentflammungsentstehung

In den vorherigen Kapiteln wurden Kraftstoff-Öl-Tröpfchen und glühende Partikel als potentielle Ursache von Vorentflammungen erkannt. Die optischen Untersuchungen sollen nun die Thesen für diese Entstehungsmechanismen beweisen. Dazu wurden am Vierzylindermotor (vgl. Tabelle 3.1) die Entstehungsorte und -mechanismen von Vorentflammungen bei der Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und der effektiven spezifischen Arbeit $w_e = 2,2 \text{ kJ/l}$ mit einer High-Speed-Kamera und einer Lichtleiterzündkerze (vgl. Kapitel 3.2.5) untersucht.

8.1 Kraftstoff-Öl-Tröpfchen

Kraftstoff-Öl-Tröpfchen entstehen dort, wo der eingespritzte Kraftstoff auf die mit einem Ölfilm benetzte Zylinderwand trifft. Eine Möglichkeit, den Ort des Auftreffens zu verändern, ist es die Anzahl der Einspritzungen zu variieren. In diesem Versuch wurden eine Zweifach- und Einfacheinspritzung, die beide hinsichtlich niedrigem Kraftstoffverbrauch und geringen Ruß-Emissionen eingestellt wurden, miteinander verglichen. Die Applikation der Einspritzungen ist in Abbildung 8.1 dargestellt.

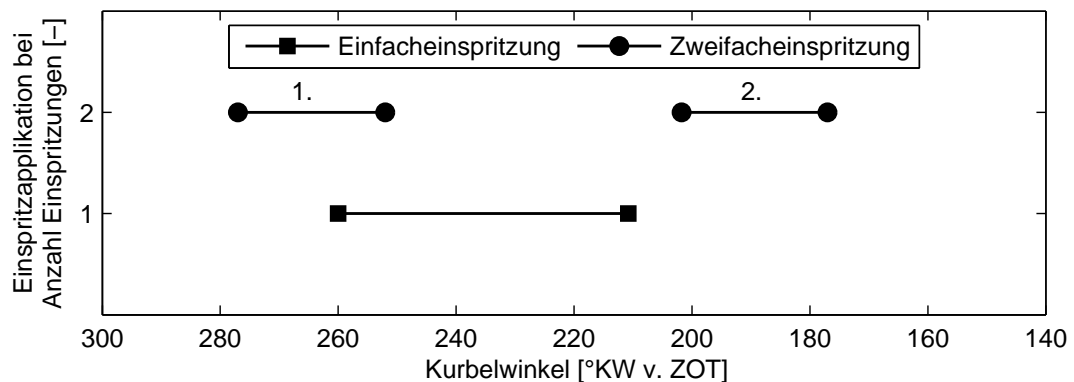


Abbildung 8.1: Applikation der Einfach- und Zweifacheinspritzung bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$; $w_e = 2,5 \text{ kJ/l}$

In Abbildung 8.2 ist eine typische Vorentflammung auf der Auslassseite bei Einfacheinspritzung dargestellt. Bei $-16,8$ bzw. $-14,4$ °KW *n. ZOT* ist nur eine kleine, schwach leuchtende weiße Flammenoberfläche im Bereich unterhalb des vorderen Auslassventils zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt ist auch im Druckverlauf ein erster Umsatz erkennbar (vgl. Abbildung 8.3). Im weiteren Verlauf der Verbrennung nimmt das Volumen sowie die Strahlungsintensität der vorgemischten Flamme und der Druck im Zylinder zu.

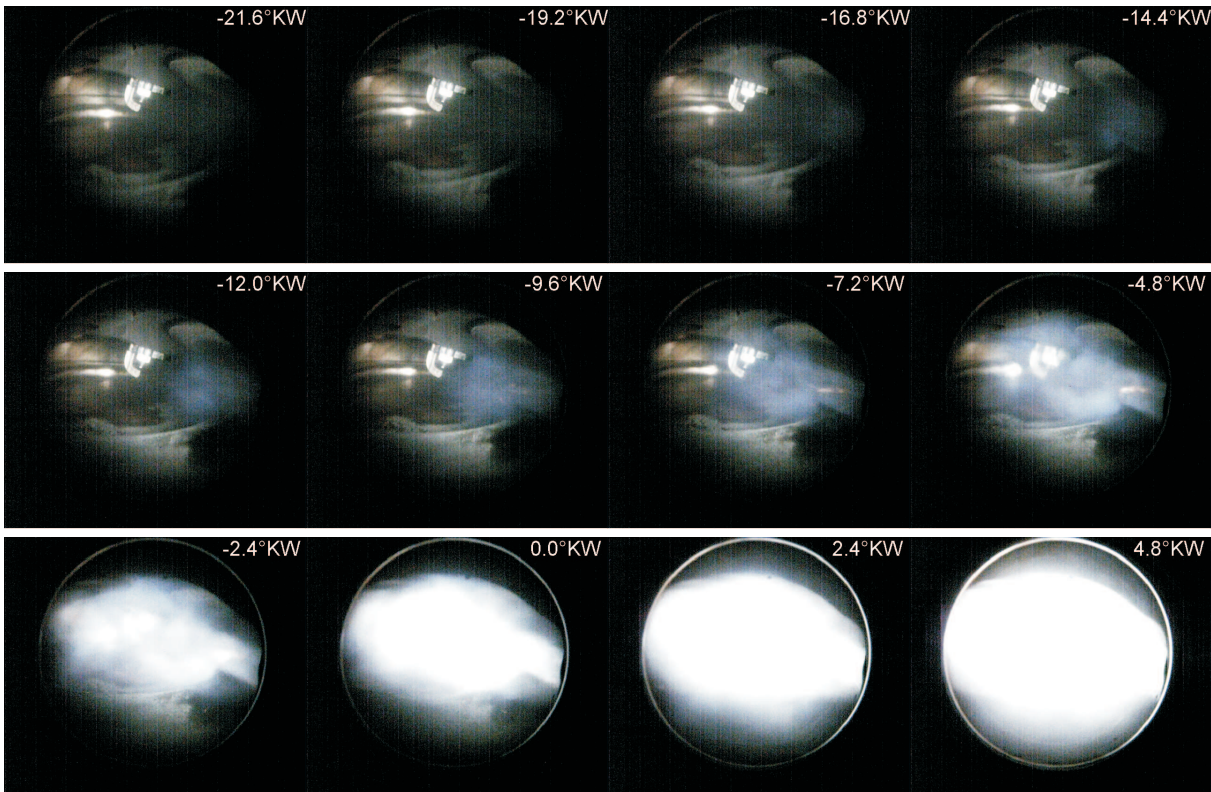


Abbildung 8.2: Aufnahme von Vorentflammung und Flammenausbreitung bei Einfacheinspritzung mit Entstehungsort auf der Auslassseite

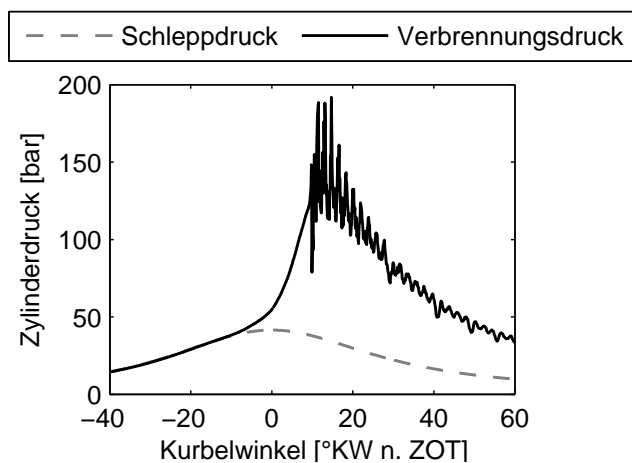


Abbildung 8.3: Druckverlauf des Arbeitsspiels mit der Vorentflammung aus Abbildung 8.2

In Abbildung 8.4 ist eine typische Vorentflammung bei Zweifacheinspritzung zu sehen. Die Vorentflammung entsteht auf der Einlassseite etwas außerhalb des Sichtbereichs. Die Flamme wird deutlich nach dem gemessenen Druckanstieg von der Kamera erfasst (vgl. Abbildung 8.5). Zu diesem Zeitpunkt ($-4,8^\circ \text{KW n. ZOT}$) besitzt sie bereits ein großes Volumen und breitet sich nach der Detektion sehr schnell im Brennraum aus.

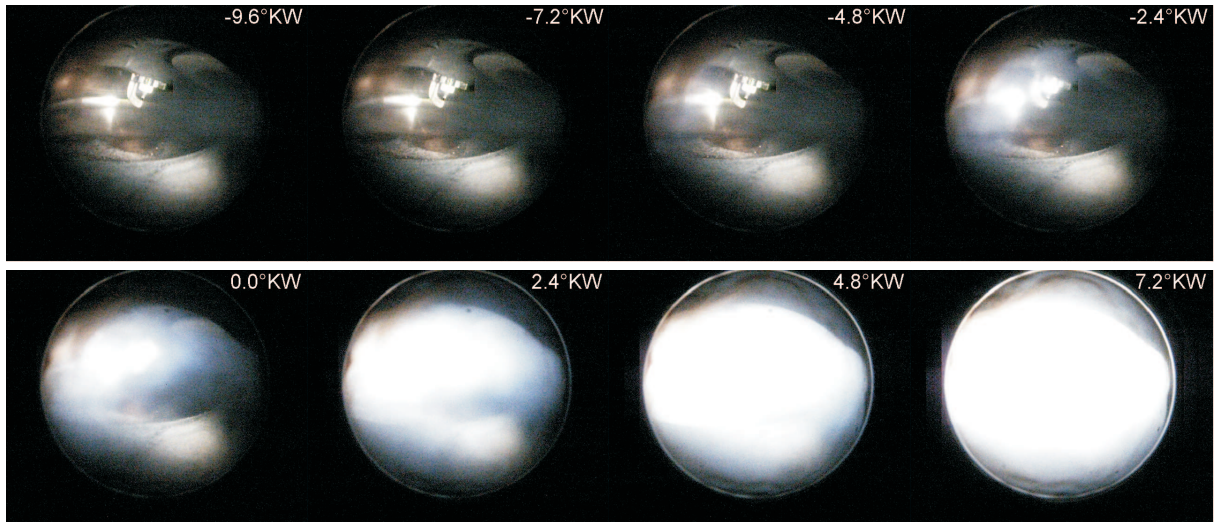


Abbildung 8.4: Aufnahme von Vorentflammung und Flammenausbreitung bei Zweifacheinspritzung mit Entstehungsort auf der Einlassseite außerhalb des Sichtbereichs

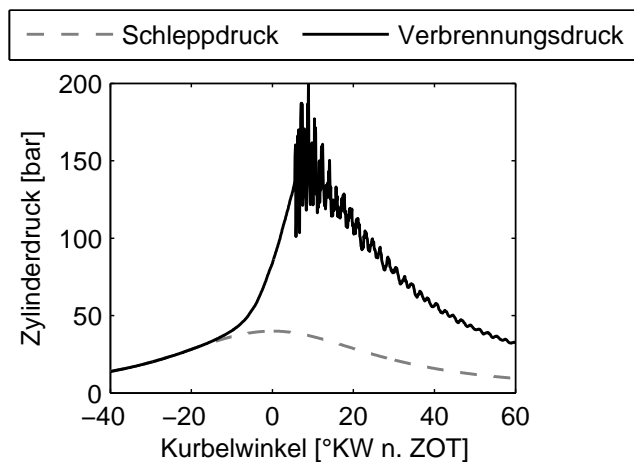


Abbildung 8.5: Druckverlauf des Arbeitsspiels mit der Vorentflammung aus Abbildung 8.4

In Abbildung 8.6 sind die Entstehungsorte der Vorentflammungen dargestellt, die erst durch das Eigenleuchten einer meist homogenen Flamme sichtbar werden. Die Entstehungsorte der Vorentflammungen wurden sowohl anhand der Aufnahme der High-Speed-Kamera als auch mithilfe des Signals der Lichtleiter-Zündkerze ermittelt. Bei der Einfacheinspritzung entstanden vier von fünf Vorentflammungen auf der Auslassseite (vgl. Abbildung 8.6(a)). Dagegen befanden sich alle vier von vier Entstehungsorte bei der Zweifacheinspritzung auf der Einlassseite (vgl. Abbildung 8.6(b)).

Die Gesamtanzahl der Vorentflammungen ist in diesem Fall nicht vergleichbar, da die

Messdauer bei der Zweifacheinspritzung deutlich länger war, um eine ausreichende Anzahl an Vorentflammungen zu detektieren.

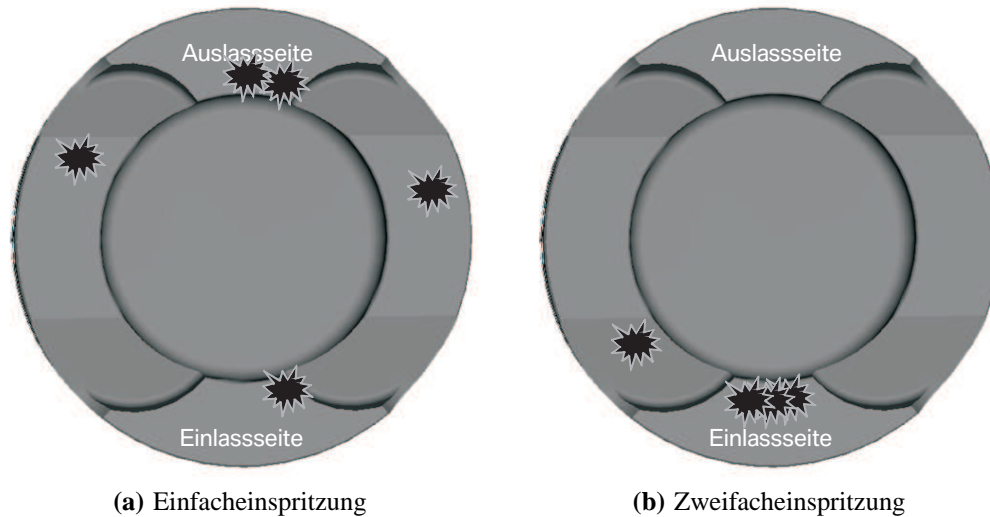


Abbildung 8.6: Entstehungsorte von Vorentflammungen, die nicht durch glühende Partikel erzeugt wurden

Sowohl bei der Einfach- als auch bei der Zweifacheinspritzung entstanden diese Vorentflammungen in Nähe der Zylinderwand. Die Entstehungsorte der Vorentflammungen korrelieren bei der Einfacheinspritzung mit dem Auftreffbereich der Zünd- und Seitenstrahlen und bei der Zweifacheinspritzung mit dem Auftreffbereich der Einlassstrahlen (vgl. Abbildung 8.7)

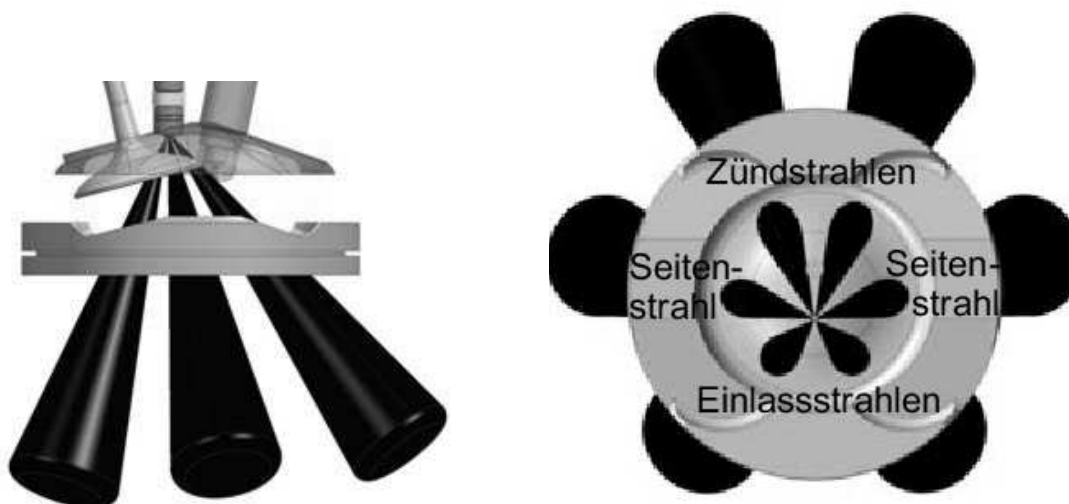


Abbildung 8.7: Schematische Darstellung des Kraftstoffsprays im Brennraum ohne Einfluss von Ladungsbewegung

Simulationsergebnisse haben gezeigt, dass bei der Einfacheinspritzung die Zylinderwand hauptsächlich im Bereich der Auslassseite durch die Zünd- und Seitenstrahlen benetzt wird, da

aufgrund der langen Einspritzdauer die Kraftstoffstrahlen tiefer in den Brennraum eindringen [Husmann (2012)].

Bei der Zweifacheinspritzung ist die Kraftstoffmasse in der ersten Einspritzung so gewählt worden, dass die Zünd- und Seitenstrahlen die Kraftstoffwand kaum benetzen. Bei der zweiten Einspritzung erfasst jedoch die Ladungsbewegung im Brennraum die Einlassstrahlen und wirbelt einen kleinen Anteil der Kraftstofftropfen an die Zylinderwand auf der Einlassseite [Husmann (2012)].

Dies ist ein deutlicher Hinweis, dass diese Vorentflammungen durch Kraftstoff-Öl-Tropfen gezündet werden (vgl. Kapitel 2.3.3). Herum fliegende Tropfen sind jedoch mit der High-Speed-Kamera nicht zu erkennen. Stattdessen werden die Vorentflammungen erst durch das typische weiße Eigenleuchten einer homogenen vorgemischten Flamme sichtbar.

8.2 Glühende Partikel

Im Rahmen der optischen Messungen wurde der Einfluss weiterer Parameter auf den Entstehungsort bzw. -mechanismus der Vorentflammungen untersucht, welche jedoch nicht in dieser Arbeit vorgestellt werden. Während der gesamten optischen Messphase wurden mehr als 120 Vorentflammungen mit der High-Speed-Kamera detektiert. Dabei wurden ca. 50 % aller Vorentflammungen und über 60 % aller Folge-Vorentflammungen durch glühende Partikel ausgelöst (vgl. Abbildung 8.8). Zusätzlich ist zu berücksichtigen, dass mit der Kamera nur einen Teil des Brennraums angesehen werden kann und somit einige Vorentflammungen außerhalb des Sichtbereichs ebenfalls durch Partikel entstanden sein könnten.

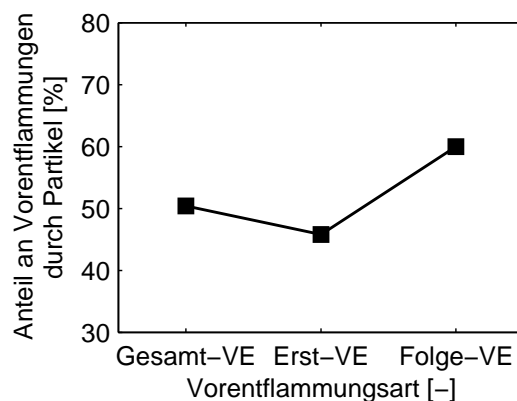


Abbildung 8.8: Prozentualer Anteil an Vorentflammungen, die durch glühende Partikel erzeugt wurden

Zu Beginn der optischen Untersuchungen war der Brennraum noch sehr sauber und es waren keine Ablagerungen auf dem Kolbenboden sichtbar. In Abbildung 8.9 sind Aufnahmen des Brennraums in aufeinanderfolgenden Zyklen jeweils bei -330°KW *n. ZOT* dargestellt. Zu diesem Zeitpunkt sind während des Ladungswechsels die Auslassventile bereits geschlossen und die Einlassventile noch geöffnet. In den Abbildungen 8.9(a) und 8.9(b) sind noch keine umherfliegenden Partikel zu sehen. Diese Abbildungen sind Aufnahmen vom Brennraum

vor der ersten gemessenen Vorentflammung. Diese Vorentflammung fand in Zyklus 21 statt und wurde nicht durch umherfliegende Partikel ausgelöst. In den Abbildungen 8.9(c) und 8.9(d), welche nach der Vorentflammung aufgenommen wurden, sind selbst nach Schließen der Auslassventile eine Vielzahl an umherfliegenden Partikeln im Brennraum zu erkennen, die durch das starke Klopfen mit hohen Druckschwingungen als Folge der Vorentflammung gelöst wurden. In diesem Falle verursachen die umherfliegenden Partikel keine Folge-Vorentflammung. Aufgrund der bisher noch sehr dünnen Ablagerungsschicht sind die Partikel zu diesem Zeitpunkt vermutlich zu klein und besitzen zu wenig Energie, um im nächsten Zyklus eine Vorentflammung auslösen zu können. Zum Erzeugen einer Vorentflammung müssen die gelösten Ablagerungen bzw. Partikel groß genug sein, um nicht während des Ladungswechsels zu verglimmen bzw. zu stark abzukühlen [Stauch (2007)].

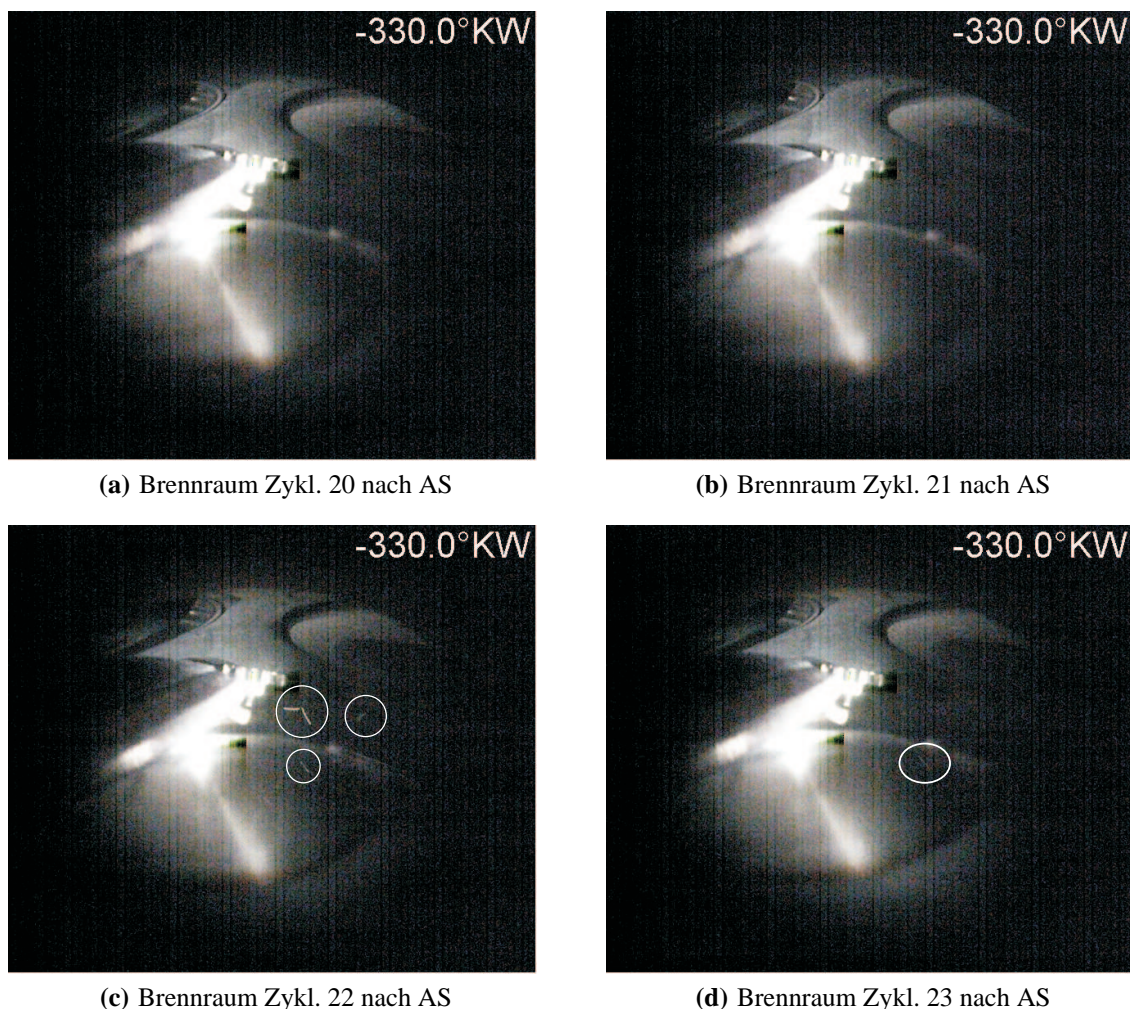


Abbildung 8.9: Aufnahmen des Brennraums nach AS in den Zyklen vor und nach einer Vorentflammung

Der Motor wurde nun mehrere Stunden in dem Betriebspunkt stationär betrieben. In Abbildung 8.10 sind Aufnahmen aus dem Brennraum nach unterschiedlicher Laufzeit dargestellt. Es ist zu sehen, dass mit steigender Betriebsdauer, der Brennraum stärker verschmutzt.

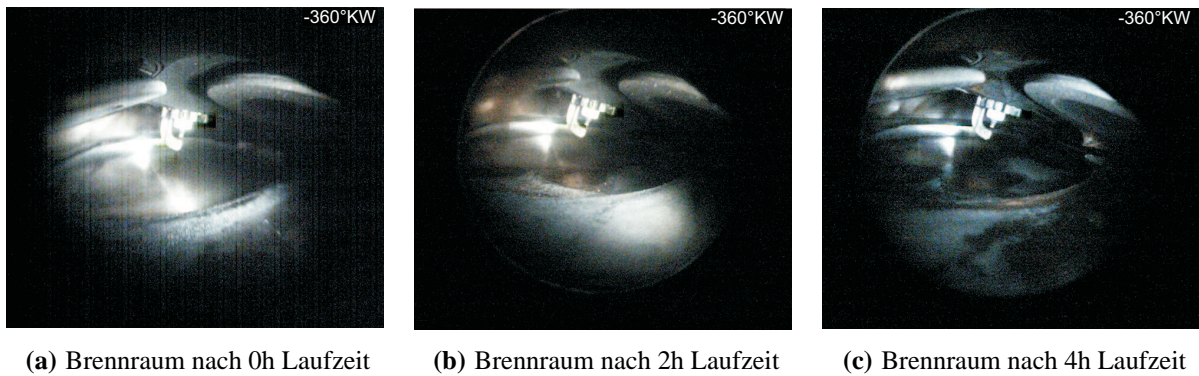


Abbildung 8.10: Aufnahmen des Brennraum nach unterschiedlicher Laufzeit

In Abbildung 8.11 ist der Verlauf der Vorentflammungen über der Zeit aufgetragen. Bei dieser ersten Messreihe wurde bis zu einer Laufzeit von ca. 3 h keine Vorentflammung durch glühende Partikel festgestellt. Nach dieser Zeit wurden alle beobachteten Vorentflammungen durch glühende Partikel erzeugt.

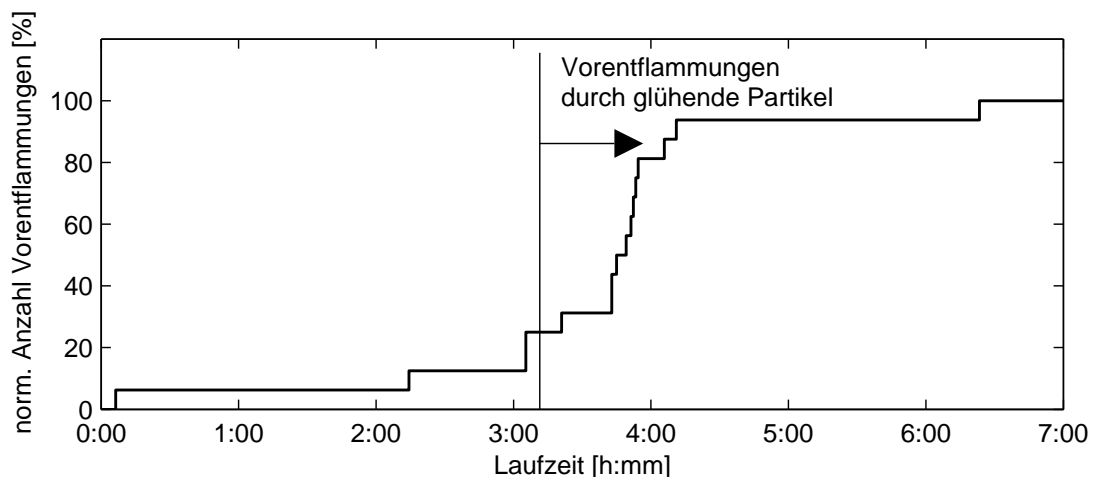


Abbildung 8.11: Zeitlicher Verlauf der Vorentflammungsentstehung

Ein Beispiel einer Vorentflammung, die durch ein glühendes Partikel ausgelöst wurde, ist in Abbildung 8.12 dargestellt. Das glühende Partikel wird erstmalig bei $-24^\circ KW$ n. ZOT im Bereich der vorderen Auslassventiltasche des Kolbens von der Kamera entdeckt. Anschließend fliegt es in Richtung der Einlassseite und zündet das Kraftstoff-Luft-Gemisch, bevor es aus dem Sichtbereich der Kamera verschwindet. Obwohl das Partikel schon glühend bei $-24^\circ KW$ n. ZOT zu sehen ist, zündet das Gemisch erst bei etwa $-9,6^\circ KW$ n. ZOT, weil erst dann Druck und Temperatur im Gemisch ausreichend hoch für eine Zündung sind. In den Zyklen vor der Vorentflammung wurden keine hochfrequenten Druckschwingungen im Druckverlauf, wie sie z.B. durch Klopfen auftreten, detektiert, so dass sich das Partikel durch einen anderen Mechanismus gelöst haben muss. Dieses Beispiel zeigt, dass nicht nur Folge-Vorentflammungen durch glühende Partikel ausgelöst werden.

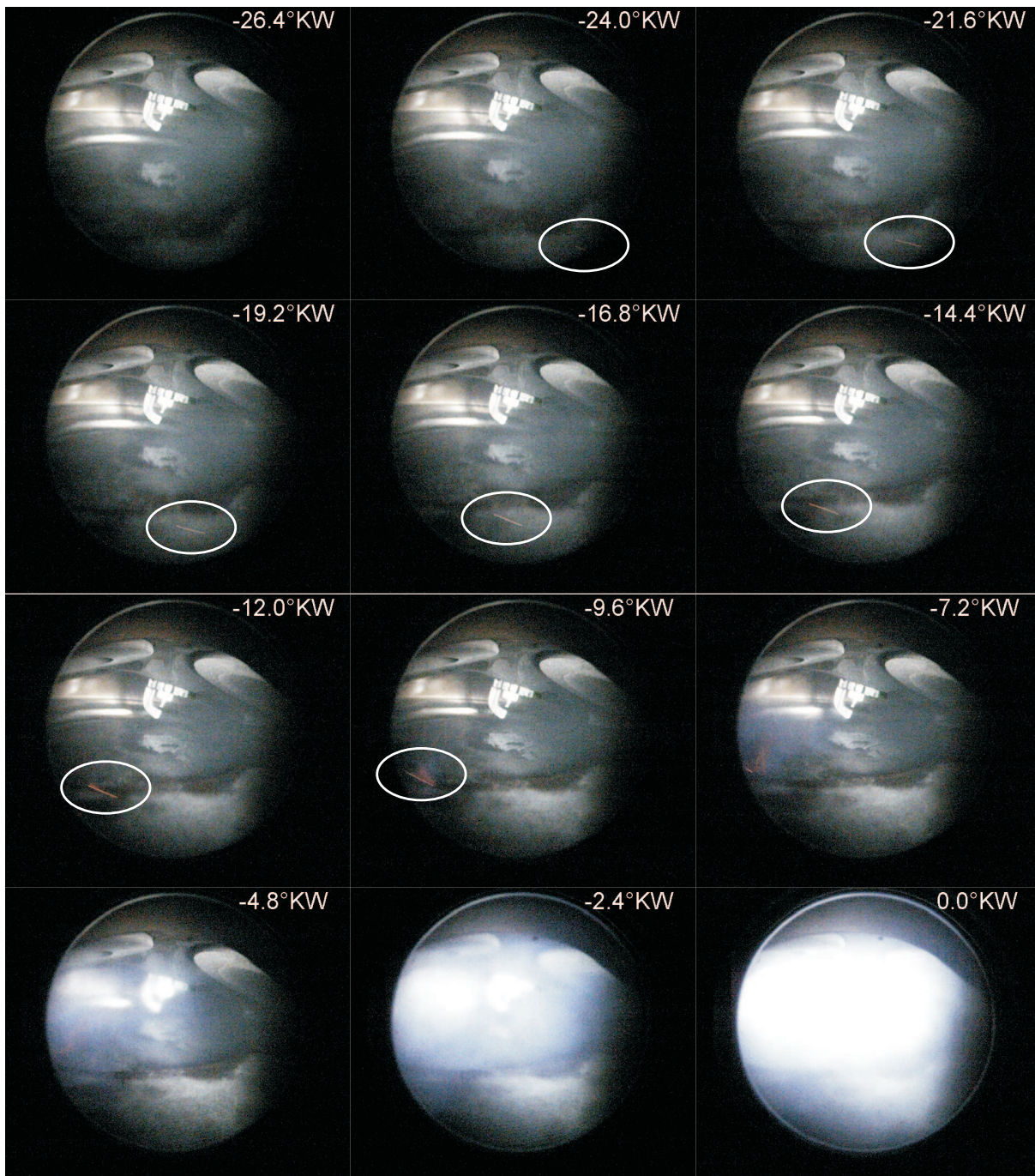


Abbildung 8.12: Durch glühendes Partikel ausgelöste Vorentflammung

In Abbildung 8.13 sind die Druckverläufe einer Vorentflammungssequenz dargestellt, bestehend aus zwei Vorentflammungen mit einer regulären Verbrennung dazwischen dargestellt. Der Druckverlauf der ersten Vorentflammung ist durch einen hohen Druck und eine starke, hochfrequente Druckschwingung gekennzeichnet. Im Druckverlauf der zweiten Vorentflammung ist ein Anstieg erst kurz vor dem Zündzeitpunkt zu erkennen.

In den Abbildungen 8.14 - 8.16 sind Ausschnitte der High-Speed-Aufnahmen dargestellt. Diese gehören zu den Druckverläufen in Abbildung 8.13.

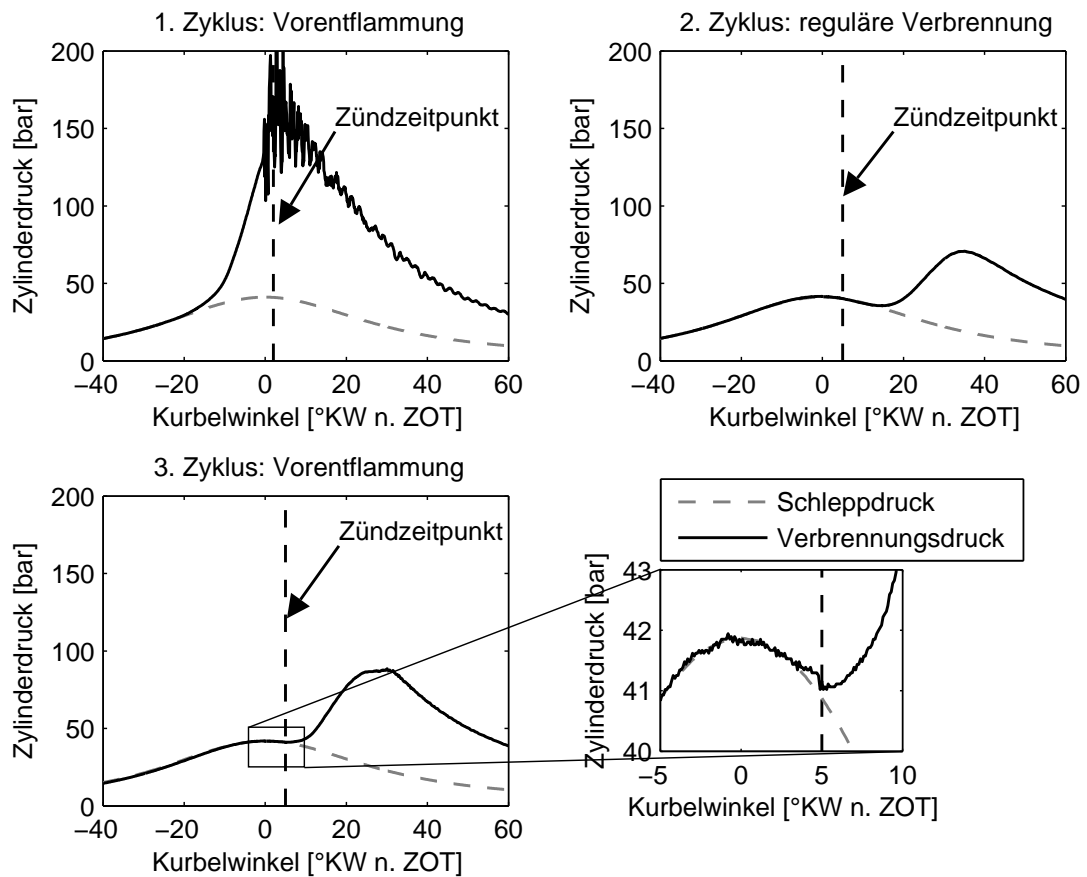


Abbildung 8.13: Druckverläufe der Vorentflammungssequenz zu High-Speed Aufnahmen in Abbildung 8.14 - 8.16

Im ersten Zyklus ist am Brennraumdach in Nähe der Zündkerze zu sehen, wie nach der Vorentflammung Ablagerungen abplatzen (vgl. Abbildung 8.14). Vor der Vorentflammung bei $-24^\circ KW n. ZOT$ bzw. $-14^\circ KW n. ZOT$ sind am Brennraumdach im markierten Bereich graue Ablagerungen sichtbar. Nach der Vorentflammung wird im markierten Bereich die Reflexion des Metalls dort sichtbar wo die Ablagerungen abplatzen.

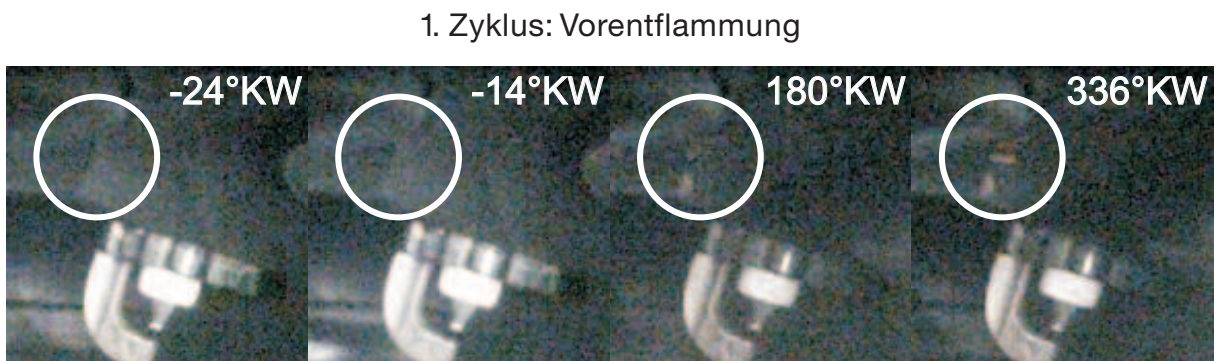


Abbildung 8.14: 1. Zyklus mit Vorentflammung und anschließender Ablösung von Ablagerungen am Brennraumdach

Die abgelösten Ablagerungen bzw. Partikel werden während des Ladungswechsels nicht vollständig aus dem Brennraum gespült und durch die folgende reguläre Verbrennung erhitzt (vgl. Abbildung 8.15). Im Gegensatz zur Vorentflammung liegt bei einer regulären Verbrennung die Schwerpunktlage später und somit ist die Gastemperatur und damit auch die Partikeltemperatur während der Expansion Berechnungen zufolge um ca. 300 K heißer. Bei 84 und $110^\circ\text{KW n. ZOT}$ ist deutliches Diffusionsleuchten der glühenden Partikel zu sehen.

2. Zyklus: reguläre Verbrennung

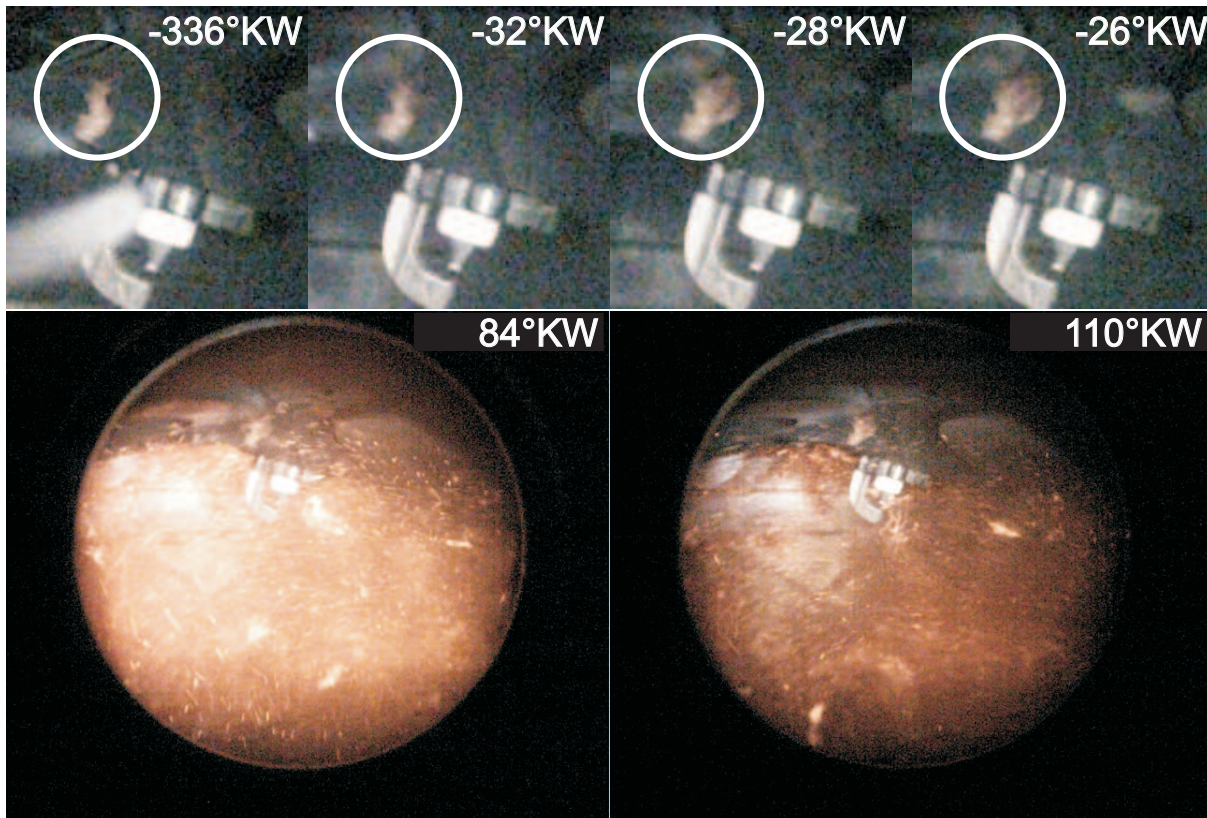


Abbildung 8.15: 2. Zyklus mit regulärer Verbrennung und weiterer Ablösung von Ablagerungen am Brennraumdach und Erhitzung von umherfliegenden Partikel

Die zuvor erhitzten bzw. glühenden Partikel werden nur teilweise während des Ladungswechsels aus dem Brennraum gespült, so dass sich einzelne losgelöste Partikel weiterhin im Brennraum befinden, in der Kompressionsphase wieder erwärmt werden und das Kraftstoff-Luftgemisch vor dem Zündzeitpunkt zünden können. Im hier dargestellten Fall ist ein glühendes Partikel sichtbar, das an der Zündkerze vorbei in Richtung Einlassseite fliegt (vgl. Abbildung 8.16). Nach der Zündung des Gemischs erfasst die Flamme kalte bzw. nicht leuchtende Partikel und erhitzt diese so stark, dass diese diffusiv leuchten.

3. Zyklus: Vorentflammung durch glühends Partikel

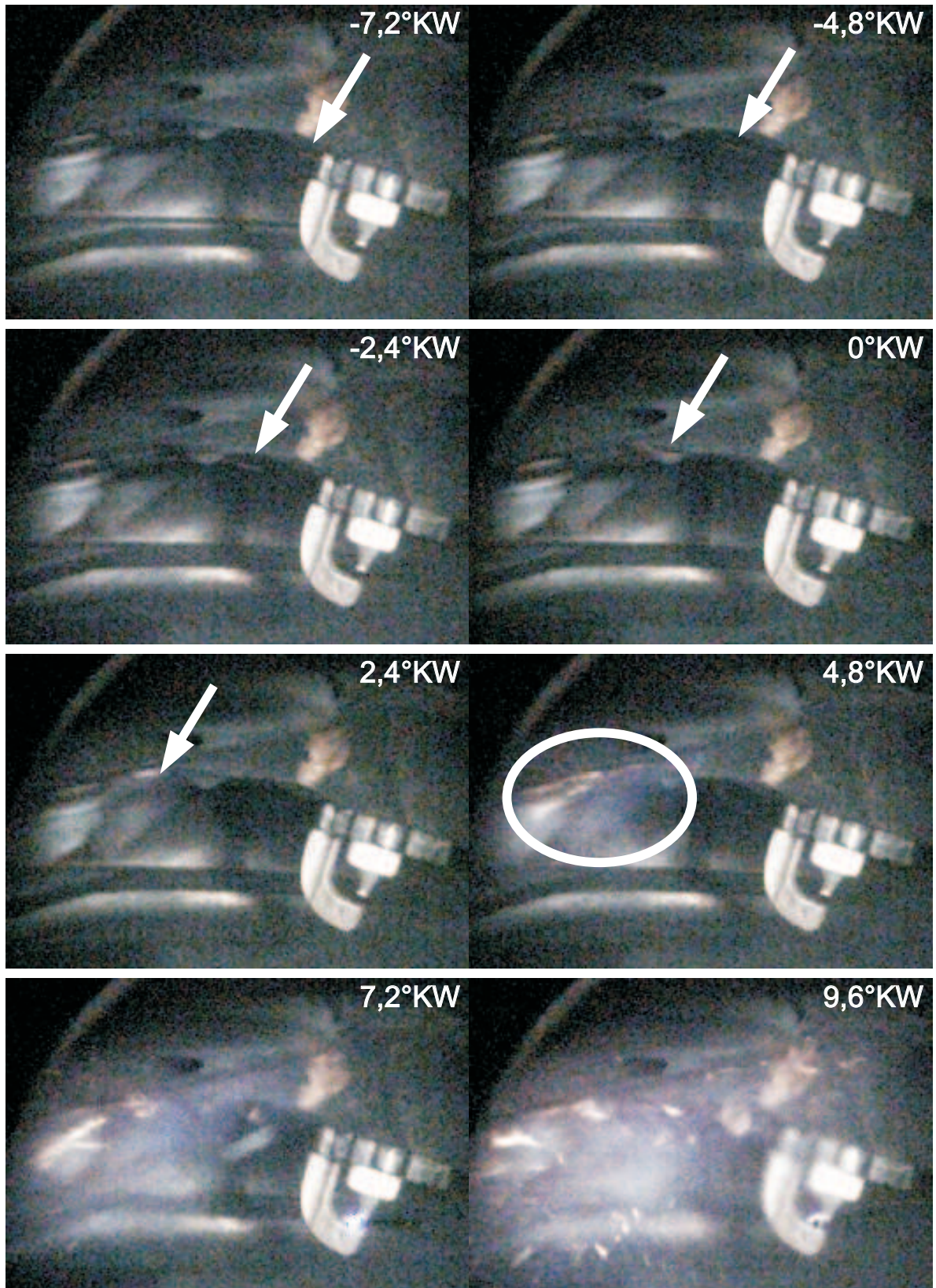


Abbildung 8.16: 3. Zyklus, Vorentflammung durch glühendes Partikel

Anhand dieses Beispiels kann das typische Muster einer Vorentflammungssequenz mit mehreren Vorentflamungen und regulären Verbrennungen dazwischen zweifelsfrei erklärt werden.

8.3 Diskussion der Ergebnisse zur optischen Untersuchung

Die Ergebnisse der optischen Untersuchungen zeigen den Einfluss der Einspritzapplikation auf das Vorentflammungsverhalten und liefern eine gute Korrelation zwischen der Einspritzapplikation und dem Entstehungsort der Vorentflammung. Dort, wo die Kraftstoffstrahlen auf die Brennraumwand treffen, entsteht ein bevorzugter Ort von Vorentflamungen. Dieser liegt bei der Einfacheinspritzung auf der Auslassseite und bei der Mehrfacheinspritzung auf der Einlassseite. Bei der Mehrfacheinspritzung wird darüber hinaus die Wand weniger stark benetzt und es entstehen weniger Vorentflamungen (vgl. Kapitel 5.1). Dies liefert einen deutlichen Hinweis darauf, dass Kraftstoff-Öl-Tropfen, die an der Brennraumwand im Auftreffbereich der Einspritzstrahlen entstehen, Vorentflamungen erzeugen können (vgl. Kapitel 2.3.3).

Mithilfe der optischen Messtechnik konnten darüber hinaus glühende Partikel bzw. glühende abgelöste Ablagerungen als Auslöser von Vorentflamungen identifiziert werden. Es wurden sowohl Erst-Vorentflamungen als auch Folge-Vorentflamungen durch glühende Partikel ausgelöst. Der Zeitpunkt und -ort der ersten Detektion der glühenden Partikel ist dabei sehr unterschiedlich und gibt keinen Hinweis auf bevorzugte Ablöseorte. Des Weiteren kann mit der Vorentflammungsentstehung durch glühende Partikel die typische Sequenz von mehreren Vorentflamungen mit je einer regulären Verbrennung erklärt werden: Ablagerungen werden insbesondere durch starkes Klopfen gelöst, so dass am Ende einer Vorentflammung eine hohe Anzahl an gelösten Ablagerungen bzw. Partikeln im Brennraum frei herumfliegt. Die Temperatur dieser Partikel reicht jedoch nicht aus, um in der nächsten Kompressionsphase die Selbstzündbedingungen zu erreichen. Erst bei der anschließenden regulären Verbrennung, die eine deutlich spätere Schwerpunktlage und höhere Abgastemperatur am Ende der Expansionsphase aufweist, werden die Partikel so heiß, dass sie während der darauffolgenden Kompressionsphase ausreichend Energie für eine Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemischs besitzen.

Kapitel 9

Zusammenfassung und Ausblick

Mit der Anforderung an das Automobil, immer weniger Kraftstoff zu verbrauchen, steigen auch die Ansprüche an den Verbrennungsmotor, immer höhere Wirkungsgrade zu erzielen. Ein wirksames Mittel ist dabei das sogenannte „Downsizing“. Dabei wird der Hubraum des Motors verkleinert bzw. die Anzahl der Zylinder verringert und der Motorbetriebspunkt wird zu höheren spezifischen Lasten mit besserem Wirkungsgrad verschoben. Um das gleiche Drehmoment bzw. die gleiche Leistung trotz geringerem Hubraum zu erreichen, werden die Motoren (höher) aufgeladen. Dies führt zu höheren thermischen und mechanischen Beanspruchungen der Motorbauteile. Eine Begrenzung für die Darstellung von höheren spezifischen Lasten seitens des Brennverfahren stellen irreguläre Verbrennungen dar, wie z.B. Glühzündungen, Klopfen oder Vorentflammungen.

Klopfen findet nach dem Zündzeitpunkt statt und kann durch Spätverstellung des Zündzeitpunkts auf Kosten des Wirkungsgrads vermieden werden. Glühzündungen entstehen durch zu heiße oder falsch ausgelegte Bauteile und finden immer vor dem Zündzeitpunkt statt. Vorentflammungen sind ein noch sehr wenig erforschtes Verbrennungssphänomen, welches bevorzugt bei niedrigen Drehzahlen und hohen spezifischen Lasten vor dem Zündzeitpunkt auftritt. Im Gegensatz zu Glühzündungen treten Vorentflammungen nur sporadisch auf.

In dieser Arbeit wurden der Einfluss der Thermodynamik, der Gemischbildung, von Ablagerungen und Kraftstoffeigenschaften auf das Vorentflammungsverhalten anhand von experimentellen Untersuchungen mit konventioneller Messtechnik an aufgeladenen Mehrzylinder-Ottomotoren mit Direkteinspritzung bewertet. Zusätzlich wurden einige ausgewählte Betriebspunkte durch die Verwendung einer High-Speed-Kamera in Kombination mit einer Lichtleiter-Zündkerze detaillierter analysiert.

Zur Betrachtung des Einflusses der Thermodynamik wurden sowohl Druck und Temperatur der Ladeluft als auch der Zündzeitpunkt, das Verdichtungs- und das Luftverhältnis variiert. Es stellte sich heraus, dass ein höherer Druck, ein höheres Verdichtungsverhältnis sowie ein weniger fettes Kraftstoff-Luft-Gemisch die Vorentflammungsneigung erhöhen. Durch eine Spätstellung des Zündzeitpunkts wurde der Wirkungsgrad verschlechtert. Bei konstanter Last musste deshalb der Ladedruck erhöht werden, was zu einer stärkeren Vorentflammungsneigung führte. Bei konstantem Ladedruck und somit sinkender Last, bei einer Spätstellung des Zündzeitpunkts, war jedoch nahezu kein Unterschied in der Vorentflammungsneigung sichtbar. Bei der Variation des Verdichtungsverhältnisses stellte sich heraus, dass die höhere Temperatur

während der Kompressionsphase einen größeren Einfluss auf die Vorentflammungsneigung hat als der höhere Druck. Die Variation der Ladelufttemperatur zeigte jedoch das entgegengesetzte Verhalten. Trotz niedrigeren Temperaturen während der Kompressionsphase stieg die Vorentflammungsneigung an. Dies konnte damit begründet werden, dass im Gegensatz zur Variation des Verdichtungsverhältnisses die Lufttemperatur schon während der Ansaugphase und Einspritzphase abgesenkt wird. Aufgrund dieser niedrigeren Temperaturen kann der eingespritzte Kraftstoff deutlich schlechter verdampfen, was eine erhöhte Zylinderwand- und Kolbenbenetzung zur Folge hatte. Dieses Ergebnis zeigt den großen Einfluss der Gemischbildung auf die Vorentflammungsneigung im Vergleich zum Einfluss von thermodynamischen Randbedingungen.

Zur Untersuchung der Gemischbildung wurden die Applikationsparameter Einspritzdruck und Anzahl der Einspritzungen sowie die Injektorparameter statischer Injektordurchfluss und Spray-Targeting hinsichtlich Verbrennung, Emissionen, Ölverdünnung und Vorentflammungsneigung bewertet. Dabei wurde ein Zusammenhang zwischen steigender Ölverdünnung und höherer Vorentflammungsneigung beobachtet. Die Ölverdünnung gilt als Maß für die Kraftstoffmasse, die auf die Zylinderwand bei der Einspritzung trifft. Dies bestätigt die Theorie von [Dahnz et al. (2010a)], dass Vorentflammungen durch Kraftstoff-Öl-Tropfen entstehen können.

Neben der Aufweitung des Spray-Targetings erwies sich im Rahmen der Gemischbildungsuntersuchungen die Reduktion des statischen Injektordurchflusses als effektivstes Mittel, die Vorentflammungsneigung um über 80 % zu senken. Der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Vorentflammungsneigung wurde besonders bei Verwendung des engeren Spray-Targetings sichtbar. Hier führte die Erhöhung des Drucks zu einer Verringerung der Vorentflammungsneigung um ca. 60 %. Mit dem deutlich besseren Spray-Targeting wurden weder in der Vorentflammungsneigung noch in der Ölverdünnung durch höheren Einspritzdruck signifikante Verbesserungen erzielt. Das bedeutet für diese Untersuchungen, dass eine gute Ausrichtung der Spraystrahlen essentiell ist und ein erhöhter Einspritzdruck nur zweitrangig ist.

Mithilfe der Mehrfacheinspritzung konnte die Vorentflammungsneigung um ca. 60 % verringert werden. Bei der optischen Untersuchung zur Vorentflammungsentstehung stellte sich heraus, dass der größte Anteil an Entstehungsorten der Vorentflammungen sowohl bei der Einfacheinspritzung als auch bei der Zweifacheinspritzung mit dem bevorzugten Bereich der Zylinderwandbenetzung korrelierte. Dies führte erneut zu dem Ergebnis, dass Vorentflammungen aufgrund von Zündung durch Kraftstoff-Öl-Tropfen entstehen können. Zur Minimierung der Vorentflammungsneigung muss daher bei der Auslegung von Injektoren und deren Applikation in Zukunft ein großer Fokus auf die Eindringtiefe der Einspritzstrahlen und die Kraftstoffverdampfung gelegt werden.

Bei allen optischen Untersuchungen stellte sich heraus, dass in ca. 50 % der Fälle glühende Partikel der Auslöser von Vorentflammungen waren. Diese glühenden Partikel flogen undefiniert durch den Brennraum und korrelierten weder mit der Applikation der Einspritzung noch konnten sonstige Einflussgrößen festgestellt werden, abgesehen von der Sauberkeit des Motors. Dies führte zu der Annahme, dass Ablagerungen, die im Brennraum z.B. durch starkes Klopfen gelöst werden und von der anschließenden Verbrennung erhitzt werden, im darauffolgenden Zyklus eine Vorentflammung erzeugen können. Durch optische Untersuchungen konnte diese

Vermutung bestätigt werden. Dabei wurde sowohl das Ablösen von Ablagerungen beobachtet als auch die Zündung des Gemischs durch diese losgelösten glühenden Ablagerungen. In der Regel war dies die Ursache für sogenannte Folge-Vorentflammungen. Diese entstehen meist im übernächsten Zyklus nach einer ersten Vorentflammung. Durch Verwendung der High-Speed-Kamera konnte nachgewiesen werden, dass glühende Partikel eine Ursache für das typische Auftreten mehrerer Vorentflammungen mit jeweils einer regulären Verbrennung dazwischen sind. Dies bedeutet, dass für die Auslegung und Applikation hochbeanspruchter Motoren eines der wichtigsten Ziele sein muss, die Bildung von Ablagerungen zu minimieren.

Bei den Untersuchungen von handelsüblichen Kraftstoffen mit unterschiedlicher Oktanzahl wurden deutliche Unterschiede in der Vorentflammungsneigung festgestellt. Neben der Oktanzahl unterschieden sich die Kraftstoffe insbesondere im Siedeverhalten. Um den Einfluss dieser beiden Kraftstoffparameter zu bewerten, wurden definierte Kohlenwasserstoffe zu einem Basiskraftstoff so beigemischt, dass zum einen bei annähernd gleichem Siedeverlauf die Oktanzahl abgesenkt wurde und zum anderen bei gleicher Oktanzahl das Siedeverhalten verschlechtert wurde. Bei unterschiedlicher Oktanzahl wurde hierbei kein Unterschied in der Vorentflammungsneigung festgestellt. Bei dem Kraftstoff mit schlechterem Siedeverhalten wurde dagegen eine erhöhte Vorentflammungsneigung gemessen. Dieses Ergebnis verdeutlicht den Einfluss der Kraftstoffverdampfung auf das Vorentflammungsverhalten.

Durch die Untersuchungen von Einflüssen der Thermodynamik, der Gemischbildung, von Ablagerungen und Kraftstoffeigenschaften auf das Vorentflammungsverhalten von aufgeladenen Ottomotoren mit Direkteinspritzung konnte das Verständnis bezüglich der Einflussgrößen und Ursachen weiter vertieft werden. Es wurden zwei Ursachen identifiziert, die maßgeblich für die Entstehung von Vorentflammungen verantwortlich sind: glühende Partikel bzw. Ablagerungen und Kraftstoff-Öl-Tropfen. Die Zündung an glühenden Partikel konnte dabei eindeutig nachgewiesen werden. Für die Zündung an Kraftstoff-Öl-Tropfen wurden sehr stichhaltige Indizien gefunden, die den Schluss nahe legen, dass ein Zusammenhang zwischen der Kraftstoffverdampfung und der Vorentflammungsneigung besteht und die Theorie der Zündung durch Kraftstoff-Öl-Tropfen bekräftigen. Um diese Theorie zu beweisen, sind weitere optische Untersuchungen denkbar, bei denen es möglich ist, zeitlich hochaufgelöst die Flammenkernentstehung bzw. einzelne zu Beginn der Verbrennung typische Radikale zu detektieren oder eine Wandfilmdicke zu ermitteln.

Die Erkenntnisse dieser Arbeit helfen insbesondere bei der Auslegung zukünftiger Motoren, die dadurch noch höhere spezifische Lasten mit einem sicheren Brennverfahren ohne irreguläre Verbrennungen darstellen können. Ziel von weiteren Arbeiten sollte es sein, die Vorentflammungsgrenze in Richtung noch höherer Lasten durch weitere Optimierung der Gemischbildung und der Verwendung von Kraftstoffen mit gutem Siedeverhalten zu verschieben. Bei diesen höheren spezifischen Lasten könnten Vorentflammungen auftreten, die auf einen weiteren noch nicht untersuchten oder bei den hier beobachteten Lasten als unerheblich betrachteten Entstehungsmechanismus basieren. Weiterhin sollten Motorbetriebsstrategien entwickelt werden, die eine Entstehung von Ablagerungen im gesamten Kennfeldbereich weitestgehend vermeiden. Erst wenn HCCI-ähnliche Kompressionszündungen auftreten, ist die maximale darstellbare Last von Seiten des Brennverfahrens in aufgeladenen Ottomotoren erreicht. Wie Berechnungen

der Zündverzugszeiten zeigen, kann die Last noch deutlich weiter gesteigert werden, bis eine Selbstzündung aufgrund von globalen thermodynamischen Randbedingungen entsteht.

Literaturverzeichnis

- Amann, M., Alger, T. und Mehta, D. (2011a): *The Effect of EGR on Low-Speed Pre-ignition in Boosted SI Engines*. In: *SAE 2011 World Congress & Exhibition, Detroit*, Nr. 2011-01-0339.
- Amann, M., Mehta, D. und Alger, T. (2011b): *Engine Operating Condition and Gasoline Fuel Composition Effects on Low-Speed Pre-Ignition in High-Performance Spark Ignited Gasoline Engines*. In: *SAE 2011 World Congress & Exhibition, Detroit*.
- AVL (2010): *Ladungswechsel- und Verbrennungsanalyse*.
- Baumgarten, C. (2003): *Modellierung des Kavitationseinflusses auf den primären Strahlzerfall bei der Hochdruck-Dieseinspritzung*. Dissertation, Universität Hannover.
- Bernhart, W. (2010): *Elektromobilität - Der einzige Weg in die Zukunft?*. In: *31. Internationales Wiener Motorensymposium*.
- Bobicic, N., Hofmann, P., Geringer, B., Königstein, A., Hock, C., Grebe, U.-D. und Schmuck-Soldan, S. (2010): *Einfluss von Ethanolkraftstoff auf die Vorentflammungsneigung von hochaufgeladenen Ottomotoren*. In: *3. Tagung Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*.
- Bosch (2009): *Spray Targeting Studie*.
- Curry, S. (1963): *A Three-Dimensional Study of Flame Propagation in a Spark Ignition Engine*. In: *SAE Technical Paper 630487*.
- Dahnz, C., Han, K.-M. und Magar, M. (2010a): *Vorentflammung bei Ottomotoren Untersuchung des Auftretens und der Ursache von Selbstzündungen vor Zündungseinleitung bei aufgeladenen Motoren mit hohem Verdichtungsverhältnis*. FVV-Vorhaben Abschlussbericht, Bd. 907, S. 1–58.
- Dahnz, C., Palaveev, S., Schwenger, C. und U., Spicher (2010b): *Faseroptische Untersuchungsmethoden zur Analyse von Verbrennungsanomalien in Ottomotoren*. In: *3. Tagung Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*.
- Dreizler, A. und Maas, U. (1998): *Influence of the Temperatur Distribution on the Auto-Ignition in the End Gas of Otto engines*. In: *4th International Symposium on Diagnostics and Modeling of Combustion in Internal Combustion Engines COMODIA*, S. 197–202. Kyoto.
- Elsässer, G. (2001): *Experimentelle Untersuchung und numerische Modellierung der freien Kraftstoffstrahlausbreitung und Wandinteraktion unter motorischen Randbedingungen*. Dissertation, Uni Karlsruhe (TH).

- Ernst, R., Münzinger, S., Hanula, B., Schnitzler, T. und Geiser, F. (2002): *Das Phänomen Glühzündung - Ursachen, Entstehung und Vermeidung*. MTZ, Bd. 11, S. 916–924.
- Esser, C., Maas, U. und Warnatz, J (1985): *Chemie der Selbstzündung in Kohlenwasserstoff-Luft-Mischungen bis hinauf zum Oktan und der Bezug zum Motorklopfen*. VDI-Berichte, Bd. 574, S. 269.
- EU (2009): *Verordnung (EG) Nr. 443/2009 des europäischen Parlaments und des Rates vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen*.
- Faeth, G. M., Hsiang, L.-P. und Wu, P.-K. (1995): *Structure and Breakup Properties of Sprays*. International Journal Multiphase Flow,, Bd. 21, S. 99–127.
- Fairbrother, R., Leifert, T. und Nevado, F. Moreno (2007): *Erweiterte thermodynamische Analyse mittels AVL-GCA zur effektiven Unterstützung der Entwicklung und Kalibrierung von Verbrennungsmotoren*. In: *Motorprozesssimulation und Aufladung II*.
- Fieweger, K. (1996): *Selbstzündung von Kohlenwasserstoff/Luft-Gemischen unter motorischen Randbedingungen*. Dissertation, RWTH Aachen.
- Gilles-Birth, I., Rechs, M., Spicher, U. und Bernhardt, S. (2006): *Untersuchungen zur Düseninnenströmung von Sitzlochinjektoren für die Benzindirekteinspritzung*. In: *7. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*.
- Golloch, R. (2005): *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Springer V.
- Grzeszik, R., Arndt, S., Raimann, J., Ruthenberg, I. und Seibel, C. (2004): *Einfluss von Sprayimpuls und Verdampfungsgeschwindigkeit auf Gemischbildung und Brennverlauf für strahlgeführte BDE-Brennverfahren*. In: *6. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik*.
- Heywood, J. B. (1988): *Internal combustion engine fundamentals*. McGraw-Hill.
- Hiroyasu, H. und Miao, H. (2003): *Measurement and Calculation of Diesel Spray Penetration*. In: *9th International Conference on Liquid Atomization and Spray Systems*.
- Hodac, I., L., Webber F., Mandel, J.R. und Nao, Y. (2006): *Worldwide Fuel Charter*. Techn. ber., ACEA, Alliance of Automobile Manufacturers, EMA, JAMA, <http://oica.net/wp-content/uploads/2007/06/wwfc-fourth-edition-sep-2006.pdf>.
- Hofmann, P., Kieberger, M., Geringer, B., Willand, J. und Jelitto, C. (2008): *Auslösemechanismen und Einflussfaktoren auf Vorentflammungsphänomene an hoch aufgeladenen Ottomotoren*. In: *17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*.
- Hussmann, B. (2012): *Interne Präsentation*.
- Inoue, T., Inoue, Y. und Ishikawa, M. (2012): *Abnormal Combustion in a Highly Boosted SI Engine - The Occurrence of Super Knock*. In: *SAE 2012 World Congress & Exhibition, Detroit*.

- Kalghatgi, G. T. (1995): *Combustion Chamber Deposits in Spark-Ignition Engines: A Literature Review*. In: *Combustion & Emission Control for SI Engines - Modeling and Experimental Studies*.
- Kern, W. (2011): *interne Präsentation*.
- Kollmeier, H.P (1987): *Untersuchungen über die Flammenausbreitung bei klopfender Verbrennung*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Kröger, H. (1991): *Optische Untersuchungen der Flammen- und Druckwellenausbreitung bei klopfender Verbrennung*. Dissertation, Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule Aachen.
- Langen, P., CURTIUS, B. und Nehse, W. (2010): *Vision 2020 - der Verbrennungsmotor auf dem Abstellgleis*. In: *31. Internationales Wiener Motorensymposium*.
- Lefebvre, A. H (1989): *Atomization and sprays*. Hemisphere Publishing Corporation.
- Lenz, H.P. (1990): *Gemischbildung bei Ottomotoren*. Springer Verlag.
- Linse, D. (2013): *Modeling and Simulation of Knock and Emissions in Turbocharged Direct Injection Spark Ignition Engines*. Dissertation, TU Bergakademie Freiberg.
- Lorius, C., Jouzel, J., Raynaud, D., Hansen, J. und Le Treut, H. (1990): *The ice-core record: climate sensitivity and future greenhouse warming*. Nature, Bd. 347, S. 139–145.
- Maaß, J., Leyh, B. und Tschöke, H. (2003): *Computersimulation der Gemischbildung für Hochdruck-Benzindirekteinspritzung (HD-BDE)*. In: *12. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*.
- Manz, P.-W., Daniel, M., Jippa, K.-N. und Willand, J. (2008): *Vorentflammung bei hoch aufgeladenen Turbomotoren, Analyseverfahren und Ergebnisse*. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden*.
- Merker, G., Otto, F., Schwarz, C. und Stiesch, G. (2006): *Verbrennungsmotoren*. B. G. Teubner Verlag.
- Nauwerck, A. (2006): *Untersuchung der Gemischbildung in Ottomotoren mit Direkteinspritzung bei strahlgeführtem Brennverfahren*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).
- Nauwerck, A., M., Kettner, Velji, A. und Spicher, U. (2003): *Gemischbildung und Verbrennung in Ottomotoren mit strahlgeführtem Brennverfahren*. In: *Direkteinspritzung im Ottomotor IV*.
- Prochazka, G., Hofmann, P., Geringer, B., Willand, J., Jelitto, C. und Schäfer, O. (2005): *Selbstzündungsphänomene an einem hochaufgeladenen Ottomotor und Abhilfemöglichkeiten*. In: *26. Internationales Wiener Motorensymposium*.
- Rodt, S., Georgi, B., Huckestein, B., Mönch, L., Herbener, R., Jahn, H., Koppe, K. und Lindmaier, J. (2010): *CO₂-Emissionsminderung im Verkehr in Deutschland - Mögliche Maßnahmen und ihre Minderungspotenziale*. Techn. ber., Umweltbundesamt.

- Rothe, M. (2008): *Experimentelle und numerische Analysen zum Klopfverhalten von Ottomotoren unter Vollastbedingungen*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).
- Rothenberger, P., Zahdeh, A., Anbarasu, M., Göbel, T., Schäfer, J. und Schmuck-Soldan, S. (2010): *Experimentelle Untersuchungen zur Vorentflammung an aufgeladenen Benzinmotoren in Kombination mit lichtintensivierter Hochgeschwindigkeitskamera und CFD*. In: *3. Tagung Ottomotorisches Klopfen - irreguläre Verbrennung*.
- Sitkei, G. (1964): *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*. Springer Verlag.
- Sokolik, A. S. (1963): *Self-Ignition, Flame and Detonation in Gases*. In: *Israel Program for Scientific Translations*.
- Spicher, U. und Kollmeier, H.P (1986): *Detection of Flame Propagation During Knocking Combustion by Optical Fiber Diagnostics*. In: *SAE Paper, 861532*.
- Spicher, U., Kröger, H. und Ganser, J. (1991): *Detection of Knocking Combustion using simultaneously High-Speed Schlieren Cinematography and Multi Optical Fiber Technique*. In: *International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition*.
- Spicher, U. und Rothe, M. (2007): *Extremklopfer Ursachenforschung nach schadensrelevanten klopfenden Arbeitsspielen*. FVV-Vorhaben Abschlussbericht, Bd. Heft 836, S. 1–103.
- Stauch, R. (2007): *Detaillierte Simulation von Verbrennungsprozessen in Mehrphasensystemen*. Dissertation, Universität Karlsruhe (TH).
- Troesch, H. A. (1999): *Zerstäubung von Flüssigkeiten*. Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich.
- Umweltbundesamt (2012): *Nationale Trendtabellen für die deutsche Berichterstattung atmosphärischer Emissionen seit 1990*.
- Vangraefschepe, F. und Zaccardi, J.-M. (2007): *Analysis of destructive abnormal combustions appearing at high load and low engine speed on high performance gasoline engines*. In: *International Conference : The Spark Ignition Engine of the Future*.
- Warnatz, J. (1981): *Chemistry of Stationary and Instationary Combustion Processes*. In: Ebert, K. H., Deuflhard, P. und Jäger, W. (Hrsg.), *Modelling of Chemical Reaction Systems*, S. 162–188. Springer Verlag.
- Warnatz, J., Maas, U. und Dibble, R.W. (2001): *Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Springer Verlag.
- Willand, J., Daniel, M., Montefrancesco, E., Geringer, B., Hofmann, P. und Kieberger, M. (2009): *Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Bd. 05, S. 422–428.
- Winklhofer, E., Kapus, P., Knorz, C. und Moik, J. (2005): *Ottomotoren im Hochlasttest*. In: *10. Tagung Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*.

- Woschni, G. (1970): *Die Berechnung der Wandwärmeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, Bd. 31, S. 491–499.
- Zaccardi, J.-M., Duval, L. und Pagot, A. (2009): *Development of Specific Tools for Analysis and Quantification of Pre-ignition in a Boosted SI Engine*. In: *SAE International Journal of Engines*.
- Zaccardi, J.-M., Laget, O., Pagot, A., Mokhtari, S. und Leone, T. (2010): *Untersuchung des Einflusses von der Ladungsbewegung und dem Einspritzungsmodus auf die Vorentflammung in Ottomotoren*. In: *19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik*.
- Zahdeh, A., Rothenberger, P., Nguyen, W., Anbarasu, M., Schmuck-Soldan, S., Schaefer, J und Goebel, T. (2011): *Fundamental Approach to Investigate Pre-ignition in Boosted SI Engines*. In: *SAE 2011 World Congress & Exhibition, Detroit*, Nr. 2011-01-0340.
- Zahdeh, A., Rothenberger, P. und Schäfer, J. (2008): *Diagnosing Engine Combustion Using High Speed Photography in Conjunction with CFD*. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, Baden-Baden*.