

Von der Gemischbildung zu den Schadstoffemissionen im Dieselmotor auf direktem Weg

Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)**

genehmigte Dissertation

von **Dipl.-Ing. Peter Alberti**

geb. am 9.9.1978 in Altdöbern
genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Prüfungsvorsitz:
Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. U. Gabbert
Prof. Dr.-Ing. H. Tschöke
Prof. Dr.-Ing. E. Müller

Promotionskolloquium am 13.10.2010

Danksagung

für Lille, Tjori und Frauke

Kurzfassung

Ziel der Weiterentwicklung moderner Dieselmotoren ist es die zukünftigen Emissionsgrenzwerte einzuhalten und gleichzeitig die Kundenanforderungen an Komfort, Leistung und geringen Kraftstoffverbrauch zu erfüllen. Die Senkung des Kraftstoffverbrauchs rückt dabei immer mehr in den Vordergrund. Dies hat zwei Gründe. Zum einen sollen die Automobilhersteller für den europäischen Markt im Mittel einen Flottenverbrauch von zunächst maximal $\text{CO}_2 = 120 \frac{\text{g}}{\text{km}}$ realisieren, zum anderen wird für den Kunden die Kraftfahrzeugsteuer abhängig vom CO_2 -Ausstoß berechnet. Um dieses Ziel zu erreichen, ist es notwendig unter den gegebenen Randbedingungen die Effizienz der Dieselmotoren zu steigern. Eine Optimierung der Dieselmotoren ist aber nur mit einem grundlegenden Verständnis der Schadstoffentstehung im Brennraum möglich. Die Schadstoffentstehung wird grundlegend von der Gemischbildung im Brennraum bestimmt. Deshalb wird in dieser Arbeit ein direkter Zusammenhang zwischen der Gemischqualität und den Schadstoffemissionen hergestellt.

Um die Gemischbildung zu untersuchen wurden Versuche an den Komponentenprüfständen Druckkammer und Einspritzmengenindikator sowie an einem Einzylindertriebwerk durchgeführt. Dabei wurden die Einspritzbedingungen durch Variation der Parameter Einspritzdruck und -menge sowie die Saugrohrbedingungen durch Variation der Parameter Saugrohrtemperatur und -druck verändert. Für jede Parameterkombination wurde eine Variation des Luft- Kraftstoffverhältnisses bei zunächst konstanter Drehzahl von $2000 \frac{1}{\text{min}}$ durchgeführt.

Zur Charakterisierung der Gemischqualität wurde der Parameter λ_{Strahl} definiert. λ_{Strahl} wurde mit Hilfe der Untersuchungen an den Komponentenprüfständen bestimmt und auf einen Einzylindermotor übertragen. Mit den Eingangsparametern λ_{Strahl} und den jeweiligen Einspritz- und Saugrohrbedingungen können die Schadstoffemissionen aus den aufgestellten Modellen berechnet werden. Anhand von weitergehenden Betrachtungen der Einzylinderuntersuchungen konnte ein neuer Parameter $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ definiert werden. $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ wird dazu genutzt die teilhomogene und die inhomogene Verbrennung voneinander zu unterscheiden und Betriebsbedingungen abzuleiten, die für die Umsetzung der teilhomogenen Verbrennung nötig sind.

Es konnte nachgewiesen werden, dass die aufgestellten Berechnungsmodelle für Drehzahlen von $1500 \frac{1}{\text{min}}$ bis $3000 \frac{1}{\text{min}}$ extrapoliert werden können. Zur gleichzeitigen Bewertung aller Schadstoffemissionen wird die Emissionszahl eingeführt. Durch optimieren des Teillastkennfeldes unter Anwendung der Emissionszahl werden optimale Parametereinstellungen berechnet, die den Schadstoffausstoß sowie den Ausstoß an CO_2 minimieren.

Zukünftig können diese Vorgehensweise und die Parameter auf ähnliche Dieselmotoren übertragen werden. Dadurch ist es möglich optimale Eingangsparameter zu berechnen und eine Minimierung des Schadstoffausstoßes zu erzielen und die Betriebsbereiche der teilhomogenen Verbrennung zu erweitern.

Abstract

The aim of the development process for a new diesel engine car is on the one hand to achieve future legislative emission standards and on the other hand to meet the customer requirements like comfort, power and low fuel consumption. The fuel consumption becomes more and more important. There are two main reasons for this. The first reason is the limitation of the vehicle fleet consumption and the second are tax costs for new passenger cars, which depends on CO₂-emissions. In contrast to the conventional combustion the more or less homogenized processes shows great potential to reduce soot and nitrogen oxide emissions at the same time. To fulfill the restrictions of the emission standards and fuel consumption, it is important to understand the emission origin inside the cylinder. This can only be done by characterizing the mixture formation.

The following investigations are based on a systematical analysis of the mixture formation. The mixture formation was analyzed with a pressure chamber, with an injection analyzer and with a single cylinder engine. The parameters injection pressure, amount of fuel, inlet pressure and temperature were varied. For each operation point, a λ -variation at a speed of 2000 rpm was investigated.

With a combined method of Mie- and Schlieren mapping during the pressure chamber investigations the liquid and gaseous dispersion was pictured simultaneously. The injection analyzer was used to measure the injection rate over a wide operation range.

The results from the component test facilities have been transferred to a one cylinder engine with appropriate consideration of cylinder conditions during the injection. On the one cylinder engine the mixture formation time was investigated and parameters were defined, which separates the conventional from the homogeneous mixture formation. It is possible to make an exact definition of the homogeneous combustion depending on the boundary conditions. Furthermore the emissions can quantitatively be calculated from the models, which have been built with the assistance of statistical methods in design of experiments.

The emission models were validated by test bench results and extrapolated for an engine speed of 1500 rpm up to 3000 rpm. A reduction of all emission expulsions at the same time were achieved by using the defined parameter emission number.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	6
2.1	Übersicht der innermotorisch ablaufenden Prozesse	6
2.2	Gemischbildung	7
2.3	Verbrennung	15
2.4	Schadstoffbildung	17
2.5	Zielkonflikte	27
2.6	Emissionsminderungsmaßnahmen	28
2.7	Aufgabenstellung und Zielsetzung	33
3	Allgemeines Vorgehen	35
4	Versuchsaufbau und Versuchsplanung	42
4.1	Druckkammer	42
4.2	Einspritzpumpenprüfstand	46
4.3	Einzylinderuntersuchungen	50
5	Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen	58
5.1	Druckkammer	58
5.1.1	Auswertung der High-Speed-Video-Filme	58
5.1.2	Kraftstoffvergleich	59
5.1.3	Verifizierung und Parameterstudie der Modelle	62
5.2	Einspritzpumpenprüfstand	68
5.3	Zusammenführung der Komponentenprüfstände	68
5.4	Einzylindermotor	70
5.4.1	Bestimmung der Gemischaufbereitungszeit	70
5.4.2	Verifikation der Gemischaufbereitungszeit	72
5.4.3	Parameterstudie der Gemischaufbereitungszeit	73
5.4.4	Untersuchungsergebnisse mit der Zwei-Farben-Pyrometrie	75
6	Berechnung von Gemischparametern	83
6.1	Berechnung von λ_{Strahl}	83
6.2	Trennung zwischen diffusionsgesteuerter und teilhomogener Verbrennung	85
6.3	Anwendungen für $\lambda_{Strahl,Grenz}$	87

6.4	Emissionszahl	91
7	Emissionsmodelle	95
7.1	Erstellung	95
7.2	Verifikation	97
7.3	Extrapolation	105
7.4	Sensitivitätsanalyse	110
7.5	Optimierung	113
8	Zusammenfassung	119
A	Anhang	a

1 Einleitung

Der Dieselmotor ist aufgrund seiner relativ hohen Drehmomententfaltung bei geringen Drehzahlen und durch seinen geringen Verbrauch gegenüber dem Ottomotor beim Kunden sehr beliebt. Für die Entwicklung von Dieselmotoren liegt die Herausforderung in der Einhaltung zukünftiger Abgasnormen unter Beibehaltung von kundenrelevanten Eigenschaften, wie z.B. hohem Fahrspaß, geringem Verbrauch und geringer Lärmbelastung.

Um diesen Anforderungen gerecht zu werden, ist es notwendig den hohen Wirkungsgrad der dieselmotorischen Verbrennung zu erhalten und möglichst weiter zu verbessern und gleichzeitig mit geeigneten inner- und außermotorischen Maßnahmen dafür Sorge zu tragen, dass der Abgasgesetzgebung entsprochen wird.

Die Abgasgesetzgebung sieht eine Regulierung der bei der Verbrennung entstehenden Schadstoffkomponenten Kohlenstoffmonoxid, Stickstoffoxid, Kohlenwasserstoffe und Partikel vor. Zusätzlich wird der Kohlenstoffdioxidausstoß limitiert. Für heute neu zugelassene Neufahrzeuge gilt die Pflicht die Euro 5 Abgasnormen einzuhalten. Zukünftig tritt die Abgasnorm Euro 6 für die in Europa verkauften Fahrzeuge in Kraft. Die Abgasnormen von Euro 1 bis Euro 6 sind in **Tabelle 1.1** zusammengefasst. Dabei wird der Schadstoffausstoß während eines definierten Fahrzyklus¹ (NEFZ¹ [120, 121]) bestimmt. Diese Abgasnormen gelten für alle in Europa zugelassenen PKW.

In anderen Märkten, wie z.B. Japan oder USA gelten andere Abgasgesetzgebungen. Die Grenzwerte für die einzelnen Länder sind in der **Abbildung 1.1** zusammengestellt. In den USA gibt es beispielsweise andere Fahrzyklen, für die die Abgasgrenzwerte erfüllt werden müssen. Hier gilt für PKW die Tier2 Bin5 Abgasnorm² mit dem

¹ NEFZ: "Neuer europäischer Fahrzyklus", ein definierter Fahrzyklus, der das durchschnittliche Fahrverhalten eines Mitteleuropäers repräsentieren soll.

² Amerikanische Abgasnorm vergleichbar zur Europäischen Abgasnorm mit anderen Grenzwerten und

Tabelle 1.1: Europäische Abgasnormen für PKW-Dieselmotoren

	gültig ab	CO [g/km]	HC+NO _x ⁴ [g/km]	NO _x [g/km]	Partikel [g/km] Anzahl [1/km]
Euro 1	1992	2,72	0,97	-	0,14
Euro 2 ⁵	1996	1,00	0,70 0,90	-	0,08 0,10
Euro 3	2000	0,64	0,56	0,50	0,05
Euro 4	2005	0,50	0,30	0,25	0,025
Euro 5	2009	0,50	0,25	0,18	0,005 6 · 10 ¹¹
Euro 6	2014	0,50	0,17	0,08	0,005 6 · 10 ¹¹

zugehörigen FTP 75 und US06³ Fahrzyklus. Generell zeigt die zeitliche Entwicklung, dass neue Abgasgesetze stets schärfere Grenzwerte beinhalten, wie es für Europa in **Tabelle 1.1** gezeigt ist.

Da Kohlenstoffdioxid als ein Treibhausgas gilt und zur Erderwärmung und Klimaveränderung⁶ beiträgt, wird in Europa zusätzlich der CO₂-Ausstoß limitiert.

Der Flottenverbrauch eines Automobilherstellers wird je nach Schwungmassenklasse der verkauften Fahrzeuge begrenzt. Beim Überschreiten dieser Grenze ist eine Strafzahlung zu leisten. Ziel ist es den Europa weiten CO₂-Ausstoß für Neufahrzeuge im Mittel auf 120 $\frac{g}{km}$ bis zum Jahr 2012 zu beschränken. Dabei müssen 130 $\frac{g}{km}$ CO₂-Ausstoß beim Zulassungstest erreicht werden. Die verbleibende Differenz von 10 $\frac{g}{km}$ CO₂-Ausstoß kann durch zusätzliche Maßnahmen eingespart werden. Zu diesen Maß-

Fahrzyklen

³ FTP 75 und US06 Fahrzyklus ist der für Nordamerika geltende Fahrzyklus, der im Vergleich zum europäischen Fahrzyklus deutlich höherlastig ist.

⁴ Es existiert nur ein gemeinsamer Grenzwert für Kohlenwasserstoffe und Stickstoffoxide.

⁵ Die Abgasnorm Euro 2 unterscheidet in direkt und indirekt einspritzende Dieselmotoren

⁶ Der Zusammenhang zwischen dem CO₂-Ausstoß und dessen Auswirkungen auf die Klimaerwärmung ist noch strittig. Nach Berner [16] beispielsweise ist die Korrelation zwischen Sonnenaktivitäten und Erderwärmung deutlich stärker als die Korrelation der Erderwärmung mit dem CO₂-Ausstoß. Sicher ist aber, dass die Ressourcen wie Erdöl, Erdgas und Kohle endlich sind und es sinnvoll ist mit ihnen zu haushalten [30].

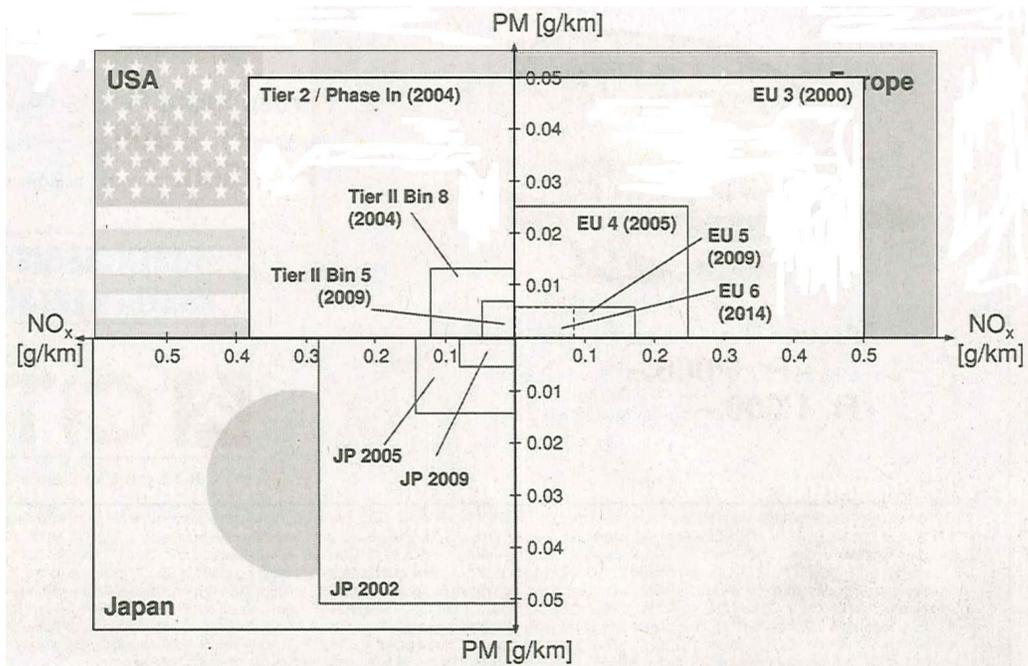


Abbildung 1.1: Übersicht der Emissionsgrenzwerte für Europa, die USA und Japan [55]

nahmen gehören beispielsweise Leichtlaufreifen oder der Einsatz von Biokraftstoffen [119, 122]. Der Grenzwert errechnet sich dabei aus der folgenden Gleichung:

$$CO_2 = 130 \frac{g}{km} + a \cdot (M - M_0). \quad (1.1)$$

Die **Gleichung 1.1** ist die Geradengleichung mit der der Grenzwert für den Flottenverbrauch bzw. CO_2 -Emission eines Automobilherstellers in Abhängigkeit vom Fahrzeuggewicht berechnet wird. Dabei ist $a = 0.0457 \frac{g}{km \cdot kg}$ die Steigung der Geraden, M die Masse des Fahrzeuges und $M_0 = 1289 \text{ kg}$ eine Referenzmasse, die den Drehpunkt der Geraden definiert [123]. Die Nichteinhaltung des Grenzwertes durch den Automobilhersteller wird mit Strafzahlungen belegt.

Zum anderen wird die Kraftfahrzeugbesteuerung in Deutschland auf CO_2 -Basis für neu zugelassene Fahrzeuge geändert, so dass neben dem Hubraum der CO_2 -Ausstoß ab einer Grenze von $120 \frac{g}{km}$ besteuert wird. Dieser Grenzwert wird in den Jahren 2013 auf $110 \frac{g}{km}$ und 2014 auf $95 \frac{g}{km}$ CO_2 -Ausstoß reduziert. Die Hubraumbesteuerung ist für Otto- und Diesel-PKW unterschiedlich. Für Fahrzeuge mit Ottomotoren werden je 100 cm^3 2 € und für PKW mit Dieselmotoren 9.50 € Sockelbetrag für die Kraftfahrzeugsteuer errechnet. Zusätzlich werden je g CO_2 die über dem Grenzwert liegen 2 €

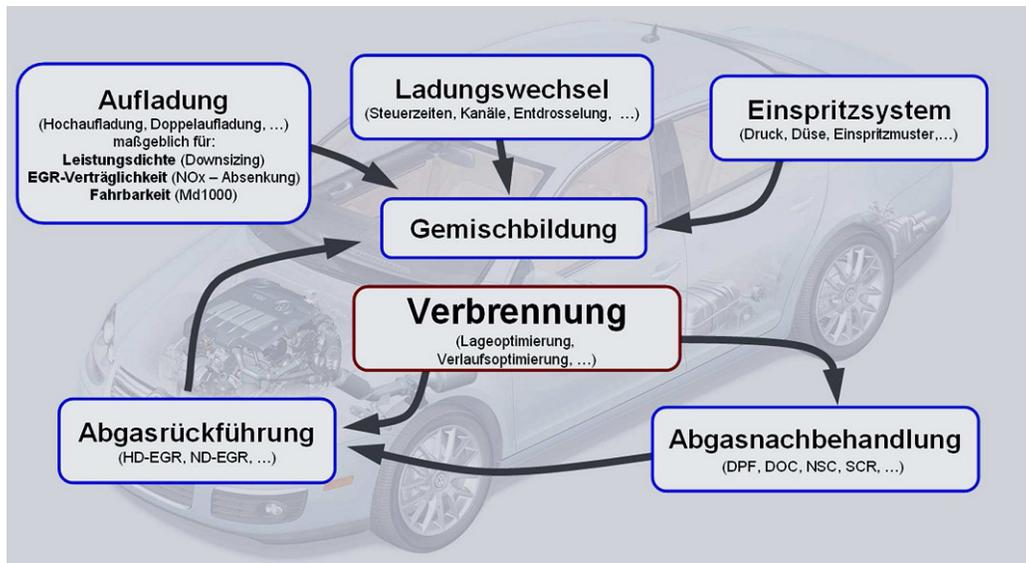


Abbildung 1.2: Einflussparameter auf die Gemischbildung [143]

berechnet. Dadurch werden die Steuernachteile für Fahrzeuge mit kleinen Dieselmotoren geringer. Diese Veränderungen rücken den Fokus der Automobilhersteller vor allem auf den CO₂-Ausstoß und die Einhaltung der Abgasgrenzwerte. Deshalb ist es wichtig den Mechanismus der Schadstoffentstehung zu verstehen und gleichzeitig die Effizienz der Motoren durch Optimierung zu steigern.

Um die Entstehung der Schadstoffe zu erfassen, ist ein grundlegendes Verständnis der Gemischbildung erforderlich, da durch die Art der Gemischbildung und Verbrennung die Schadstoffentstehung beeinflusst werden kann. Wie in **Abbildung 1.2** dargestellt ist, gibt es eine Vielzahl von Möglichkeiten auf die Gemischbildung und somit die Verbrennung einzuwirken. Zur Verbesserung der Gemischaufbereitung können Abgasrückführsysteme, Aufladungssysteme, Ladungswechselorgane, Einspritzsysteme und die Brennraumgeometrie optimiert werden. Die technische Entwicklung wird zurzeit für alle Komponenten vorangetrieben. Beispielhaft wird im Folgenden auf die einzelnen Komponenten und Systeme eingegangen.

Auf dem Gebiet der Abgasrückführung (AGR) wird neben der Hochdruckabgasrückführung (HD-AGR) auch die Niederdruckabgasrückführung (ND-AGR) eingesetzt [50, 109].

Zur Ausnutzung des Downsizing-Effektes werden die Dieselmotoren mit einer Hochaufladung oder einer Doppelaufladung ausgerüstet, die die Leistung bestehender Motoren anheben und somit größere Motoren ersetzen, niedrigen Verbrauch bedeuten, die

AGR-Verträglichkeit erhöhen und somit die Emissionen senken kann.

Eine Optimierung des Einspritzsystems wird beispielsweise durch Steigerung des Einspritzdruckes, die Anpassung der Anzahl und der Ansteuerbeginne sowie der Einspritzmengen der Einzeleinspritzungen umgesetzt. Dadurch kann eine Steigerung der AGR-Verträglichkeit bzw. eine Reduktion des Verbrennungsgeräusches erzielt werden.

Großes Augenmerk wird auf die Optimierung der Steuerzeiten und die Entdrosselung der Einlass- und Auslasskanäle gelegt, da mit dieser Maßnahme Strömungsverluste reduziert und eine Wirkungsgradsteigerung erzielt werden kann. Mit der Beeinflussung der Steuerzeiten lässt sich z.B. der Miller-Zyklus [6, 105, 4, 154] umsetzen, der eine Verbesserung der Gemischaufbereitung und somit eine Reduktion des Schadstoffausstoßes ermöglicht.

Abbildung 1.2 zeigt, dass alle genannten Parameter auf die Gemischbildung wirken. Die Gemischbildung steht deshalb im Mittelpunkt dieser Arbeit. Untersucht werden dabei die Auswirkungen von Einflussparametern auf die Gemischbildung und die daraus resultierende Verbrennung und Schadstoffentstehung. Es soll gezeigt werden, dass ein direkter Zusammenhang zwischen der Gemischqualität und der Schadstoffentstehung besteht. Dazu werden Parameter definiert, mit denen eine Bewertung der Gemischqualität möglich ist.

2 Stand der Technik

2.1 Übersicht der innermotorisch ablaufenden Prozesse

Im Brennraum eines Dieselmotors laufen während des Arbeitstaktes verschiedene innermotorische Prozesse ab. Diese können für den direkt einspritzenden Dieselmotor wie folgt unterteilt werden:

- Gemischbildung
- Verbrennung
- Schadstoffbildung

Diese drei Hauptgruppen können in weitere Teilprozesse zerlegt werden. Diese Teilprozesse sind Gegenstand zahlreicher Untersuchungen, z.B. in [180, 111, 166].

Bei einer konventionellen Dieselverbrennung laufen die Prozesse der Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung weitgehend gleichzeitig, aber im Brennraum räumlich voneinander getrennt, ab. Wichtig dabei ist, dass diese Prozesse durch die Beeinflussung der Gemischaufbereitung zeitlich weiter voneinander entkoppelt werden können [34, 57] und somit über die Gemischaufbereitung die Verbrennung und die Schadstoffentstehung direkt beeinflusst werden kann.

Zur globalen Beschreibung des Gemisches kann das Luft-Kraftstoffverhältnis λ genutzt werden. Definiert ist das Luft-Kraftstoffverhältnis als Quotient aus Luftmasse und Kraftstoffmasse im Brennraum normiert mit dem Mindestluftbedarf des Kraftstoffes. Zur Beschreibung der Schadstoffentstehung ist das globale Luft-Kraftstoffverhältnis λ_{global} nicht ausreichend. Entscheidend dafür sind die lokalen Luft-Kraftstoffverhältnisse λ_{lokal} in den einzelnen Brennraumzonen. Die Brennraumzonen können in magere Bereiche $\lambda_{lokal} > 1$, stöchiometrische Bereiche $\lambda_{lokal} = 1$ und fette Bereiche $\lambda_{lokal} < 1$

unterschieden werden. Diese Bereiche entstehen abhängig von den jeweiligen Randbedingungen während der Gemischbildungsprozesse.

Die Gemischbildung selbst wird in folgende Phasen unterteilt:

- Verdichtung des angesaugten Gases
- Einspritzung
- Strahlaufbruch (Primär- und Sekundärzerfall)
- Kraftstoffverdampfung
- Gemischaufbereitungszeit

In den folgenden Kapiteln werden die jeweiligen Teilprozesse der Gemischbildung, der Verbrennung und der Schadstoffbildung detailliert beschrieben.

2.2 Gemischbildung

Verdichtung

Während des Ansaugtaktes wird ein Gemisch aus Luft und zurückgeführten Abgasen vom Kolben in den Zylinder gesaugt. Dabei ist die Luftmasse, die in den Zylinder gelangt und für die Verbrennung zur Verfügung steht, von den Randbedingungen Druck und Temperatur, die im Saugrohr herrschen, sowie den Strömungsverlusten im Ansaugkanal und über den Einlassventilen abhängig. Beschrieben werden kann die Güte des Ladungswechsels durch die Größen Luftaufwand bzw. Liefergrad und indiziertem Mitteldruck der Ladungswechselschleife. Der Liefergrad ist das Verhältnis aus tatsächlich angesaugter Luftmasse die im Zylinder verbleibt sowie der theoretisch maximal möglichen angesaugten Luftmasse. Der Luftaufwand ist die Luftmasse die in den Zylinder einströmt bezogen auf die maximal mögliche angesaugte Luftmasse. Der Unterschied zwischen Liefergrad und Luftaufwand ist für einen Viertakt- Dieselmotor sehr gering, da der Zylinder aufgrund der geringen Ventilüberschneidung im oberen Totpunkt des Ladungswechsels nicht durchspült wird. Beeinflusst werden kann der Liefergrad beispielsweise durch die Ventilhubverläufe.

Während der polytropen Verdichtung wird das angesaugte Gasgemisch, abhängig von der Zusammensetzung des Gases und vom Verdichtungsverhältnis des Motors, bis zum

oberen Totpunkt auf den Verdichtungsdruck und die -temperatur verdichtet. Diese Zusammenhänge lassen sich in den folgenden Gleichungen zusammenfassen:

$$p_2 = p_1 \cdot \epsilon^n \quad (2.1)$$

$$T_2 = T_1 \cdot \epsilon^{(n-1)}, \quad (2.2)$$

wobei p_2 und T_2 der Verdichtungsdruck bzw. -temperatur, p_1 und T_1 die Startbedingungen, ϵ das effektive Verdichtungsverhältnis und n der Polytropenkoeffizient¹ sind. Bei der polytropen Verdichtung des Gasgemisches im Brennraum liegt der Polytropenkoeffizient n zwischen den beiden Grenzwerten $n = 1$ für die isotherme und $n = \kappa$ für die isentrope Zustandsänderung.

Beim Verdichtungsverhältnis muss das geometrische und das effektive unterschieden werden. Das geometrische Verdichtungsverhältnis ergibt sich aus den geometrischen Bedingungen des Motors und wird aus dem Kompressions- und dem Hubvolumen nach der folgenden Formel berechnet:

$$\epsilon = \frac{V_{Kompression} + V_{Hub}}{V_{Kompression}}. \quad (2.3)$$

Durch die Ventilsteuerzeiten kann das effektive Hubvolumen, ab dem eine effektive Verdichtung im Kolben stattfindet, beeinflusst werden [87]. Das effektive Verdichtungsverhältnis wird mit dem Hubvolumen berechnet, ab dem eine Kompression einsetzt also die Ventile geschlossen sind. Das wird in den meisten Fällen bei ca. 1 mm Ventilhub angenommen. Durch die Beeinflussung der Ventilsteuerzeiten können die

¹ Der Polytropenkoeffizient n ist für eine isochore Zustandsänderung $n = \infty$, für eine Isobare Zustandsänderung $n = 0$, für eine isotherme Zustandsänderung $n = 1$ und für eine Isentrope Zustandsänderung $n = \kappa$. κ ist gleich dem Verhältnis der spezifischen isobaren Wärmekapazität c_p und der spezifischen isochoren Wärmekapazität c_v . $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$. Der Isentropenkoeffizient wird durch die Gaszusammensetzung bestimmt. Bei idealen zweiatomigen Gasen ist $\kappa = 1.4$, bei idealen dreiatomigen Gasen ist $\kappa = 1.33$.

Vorteile des Miller²- oder Atkinson-Zyklus³, beispielsweise geringere Verdichtungs- endtemperaturen, ausgenutzt werden [105, 4, 154].

Während der Verdichtung findet neben der Kompression und Erwärmung des angesaugten Gemisches eine Durchmischung der Luft und des Restgases durch die induzierte Luftbewegung bei Einströmen des Gases in den Zylinder statt. Beim Dieselmotor bildet sich bei geeigneter Einlasskanalgeometrie eine Drallströmung⁴ aus, die nahe dem oberen Totpunkt durch den Pirouetteneffekt⁵ in der Kolbenmulde beschleunigt wird [58]. In diese Luftbewegung wird der Kraftstoff eingespritzt.

Einspritzung

Bei heutigen schnelllaufenden PKW-Dieselmotoren wird der Kraftstoff direkt in den Brennraum eingebracht. Dazu werden Common-Rail-Einspritzsysteme verwendet, die sich aufgrund der hohen Flexibilität der Einspritzmuster und der Entkoppelung von Einspritzdruckerzeugung und Einspritzung durchgesetzt haben. Unterschiedliche Einspritzsysteme sind in den folgenden Literaturstellen beschrieben: [111, 8, 1]. Aktuelle Forschungen befassen sich beispielsweise mit einer direkten Ansteuerung der Düsen- nadel [29, 150]. Damit kann eine Entkopplung der Einspritzrate vom Einspritzdruck erreicht werden und eine Einspritzratenformung erfolgen⁶.

² Von einem Miller-Zyklus wird gesprochen, wenn die Einlassventile deutlich vor dem unteren Totpunkt des Ladungswechsels geschlossen werden. Es kommt zu einer Zwischenexpansion und zu einer Reduktion der Frischluftmasse im Zylinder. Dadurch kann das effektive Verdichtungsverhältnis der Verdichtung reduziert aber das gesamte geometrische Expansionsverhältnis genutzt werden.

³ Beim Atkinson-Zyklus werden die Einlassventile über den unteren Totpunkt des Ladungswechsels hinaus offen gelassen, so dass bereits angesaugte Frischluft wieder in das Saugrohr zurück geschoben wird. Dadurch ergeben sich die gleichen Vor- und Nachteile wie für den Miller-Zyklus. Der Vorteil des Atkinson- gegen über dem Miller-Zyklus liegt darin begründet, dass die Ladungswechselverluste geringer sind, da beispielsweise Nachladeeffekte durch Druckwellen im Saugrohr besser genutzt werden können.

⁴ Gemessen werden kann die Drallströmung an einem sogenannten Tippelmanntest, der die Drallzahl, die das Verhältnis von Umfangs- zu Axialgeschwindigkeit der Luftströmung ist, mit einer Messwabe berechnet [174].

⁵ Die Beschleunigung der Drallströmung hängt aufgrund der Drehimpulserhaltung vom Durchmesser- verhältnis des Zylinders und der Kolbenmulde ab.

⁶ Die Einspritzrate ist die Menge Kraftstoff, die pro Zeiteinheit eingespritzt wird.

Für moderne Einspritzsysteme werden Mehrlochdüsen verwendet, die in Sitz- und Sacklochdüsen unterschieden werden. Die Düsengeometrie wird an das jeweilige Brennverfahren angepasst. Optimiert werden dabei die Düsenlochform, die Sacklochgeometrie, Einspritzlochzahl oder der Durchfluß der Einspritzdüse⁷. Die Einflüsse der Düsenlochform und der Anordnung der Einspritzstrahlen zueinander und deren Auswirkung auf die Gemischbildung wurde in verschiedenen Untersuchungen analysiert [17, 175, 96, 97] und wird hier nicht weiter vertieft.

Der Einspritzvorgang beginnt sobald die Düsennadel einen Querschnitt am Düsensitz freigibt. Dabei kann der „Einspritzstrahl“, bedingt durch Kavitation, schon am Düsensitz und in den Düsenlöchern zerfallen [115, 11, 12, 10]. Die Ausbildung des Einspritzstrahls wird sowohl von der Düsen- als auch die Düsenlochgeometrie beeinflusst. Dieser Zusammenhang wurde bereits von Hardenberg, Bonse et al. und Ficarella et al. untersucht [54, 22, 41]. Mit dem Austritt des flüssigen Kraftstoffes aus dem Düsenloch beginnt der Einspritzstrahlaufbruch.

Für eine optimale Gemischbildung müssen die Kolbenmulde, die Einspritzdüse und die Einlassströmung aufeinander abgestimmt werden, um einen optimalen Strahlauftrittspunkt am Kolbenkragen zu garantieren und das Verwehen der Strahlkeulen ineinander zu vermeiden. Auf eine optimale Gemischbildung und Verbrennung können sich das Verdichtungsverhältnis und die Aufladung positiv auswirken [127, 102, 74, 94, 3, 40, 9, 184]. Durch diese Maßnahmen können die Zylinderbedingungen Druck und Temperatur sowie die Zylinderladungszusammensetzung aktiv beeinflusst werden.

Strahlaufbruch

Der Strahlaufbruch wird in den primären und den sekundären Zerfall unterteilt. Nach dem Austritt des Kraftstoffes aus dem Düsenloch beginnt der primäre Strahlzerfall. Der primäre Strahlzerfall wird durch die hohe Relativbewegung und den damit verbundenen Wechselwirkungen zwischen der Gasphase und dem flüssigen Kraftstoff hervor-

⁷ Der Durchfluß der Einspritzdüse wird bestimmt indem das Volumen eines Prüfvols nach einer Zeit von 30 s bzw. 60 s bei einer vorhandenen Druckdifferenz von 100 bar gemessen wird.

gerufen. In Abhängigkeit der Ohnesorgezahl⁸ und der Reynoldszahl⁹ kann der primäre Strahlzerfall in den Rayleigh-, windinduzierten Zerfall und die Zerstäubung unterteilt werden [134, 136, 39]. Bei den in dieser Arbeit verwendeten Einspritzdrücken ab 300 bar kann nach Ofner [115] von einem Zerstäuben des Einspritzstrahls ausgegangen werden. Da die Zerfallsmechanismen der Zerstäubung sehr komplex sind, gibt es noch kein allgemeingültiges Modell, welches den Strahlzerfall detailliert beschreibt. Fath [38] hat sechs unterschiedliche Zerfallsmodelle zusammengetragen und verglichen. Unterschieden werden die Zerfallsmodelle vor allem nach den auftretenden Kräften und den Strahlzerfallsmechanismen, wie z.B. Kavitationseffekte in der Düseninnenströmung, aerodynamische Kräfte oder Instabilitäten in einem freien Strahl [135].

Nach dem primären Strahlzerfall liegt der Einspritzstrahl in Tropfen mit unterschiedlicher Größe vor, die durch den sekundären Strahlzerfall weiter aufgebrochen werden. Der sekundäre Strahlzerfall kann je nach Weberzahl¹⁰ in den Blasen-, Keulen-, Scheiben- und Catastrophic-Zerfall unterteilt werden [71, 133], die hier nach aufsteigender Weberzahl aufgelistet sind. Zum Strahlaufbruch und zur Zerstäubung tragen viele sich gegenseitig beeinflussende Größen wie Kavitationseffekte, Tropfenkollision, Tropfenneubildung¹¹, Ausfall von gelösten Gasen im Kraftstoff, Drosseleffekte, Druckschwankungen und Nadeldesachsierungen bei. In den folgenden Literaturstellen wurden diese Einflüsse untersucht [46, 15, 190, 144, 93, 35, 79, 21, 76, 108, 114, 139, 10]. Aber auch Kraftstoffeigenschaften, wie das Siedeverhalten, die Viskosität und die Oberflächenspannung, haben Einfluss auf den Strahlaufbruch und den Tropfenzerfall [91].

⁸ Die Ohnesorgezahl ist das Verhältnis aus der Wurzel der Weberzahl und der Reynoldszahl und beschreibt in Abhängigkeit der Stoff und Geometrie Größen den Einfluss der Viskosität auf die Tropfenbildung. $OH = \eta / (\sigma \rho d)^{0.5}$

⁹ Die Reynoldszahl beschreibt das Verhältnis aus Trägheits- und Zähigkeitskraft. Anhand der Reynoldszahl ist eine Unterscheidung von laminarer und turbulenter Strömung möglich. $Re = d v / \nu$.

¹⁰ Die Weberzahl ist das dimensionslose Verhältnis aus Massenträgheitskraft und Oberflächenspannung z.B. eines Tropfen. Je nach Größenordnung der Weberzahl zerfallen die Kraftstofftropfen im Einspritzstrahl nach unterschiedlichen Mechanismen. $We = d \rho v^2 / \sigma$

¹¹ Eine Tropfenkoagulation findet vor allem in den Gebieten statt, in denen die Tropfen stark gebremst werden. Dies ist z.B. in der Einspritzstrahlspitze der Fall [3].

Kraftstoffverdampfung

Der Kraftstoffstrahl dringt nach dem Austritt zunächst aus dem Düsenloch mit hoher Geschwindigkeit in den Brennraum ein und wird dann von der Luft gebremst. Der Impulsaustausch zwischen Kraftstoffstrahl und Brennraumgasen führt zur Mischung der beiden Komponenten [66, 64, 73, 65, 90]. Mit Hilfe der Größen Strahlspitzenweg, Strahlkegelwinkel sowie des Sauterdurchmessers kann die Einspritzstrahlgeometrie und die Einspritzstrahlausbreitung beschrieben und durch empirische und quasidimensionale Modelle mit dem Impulserhaltungssatz berechnet werden [83]. Die empirischen Gleichungen für die Eindringtiefe des Einspritzstrahl, den Kegelwinkel des Einspritzstrahls und den Sauterdurchmesser, die von Hiroyasu et. al. [64] aufgestellt wurden, sind für unterschiedliche Zwecke und Modelle erweitert und angepasst worden [177, 47, 41, 155, 156, 167, 169, 168].

Dabei ist für die Eindringtiefe der flüssigen Kraftstoffphase neben den Umgebungsbedingungen, wie beispielsweise Druck und Temperatur, vor allem das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffes entscheidend [23, 37, 177, 93, 47, 126]. Zur Modellierung der Kraftstofftropfenverdampfung für einen Kraftstoff, der wie Diesel aus einer Vielzahl von Kohlenwasserstoffkomponenten besteht, gibt es nach Schmalzing [147] die Ansätze Uniform-Temperature-Modell, Thin-Skin-Modell, Conduction-Limit-Modell, dem Rapid-Mixing-Modell, Diffusion-Limit-Modell und der direkten Simulation. Da die direkt numerische Simulation zu aufwendig und zeitintensiv ist, muss zur Berechnung der Tropfenverdampfung auf vereinfachte, quasidimensionale oder physikalische Modelle zurückgegriffen werden.

Der Strahlaufbruch kann nach Stiesch et al. [166] durch quasidimensionale Modelle beschrieben werden. Dabei wird der Einspritzstrahl in einzelne Pakete unterteilt. Die Geschwindigkeit der Pakete wird nach der Bernoulli Gleichung initialisiert und die Geschwindigkeitsabnahme nach einer Strahlaufbruchszeit in Abhängigkeit der Parameter Einspritzdruck, Düsenlochdurchmesser und Dichte der Umgebungsluft vorgegeben. Aufgrund von Impulserhaltung führt die Geschwindigkeitsabnahme zu einer Vergrößerung der Luftmasse im Einspritzstrahl. Der Einspritzstrahlkegelwinkel kann mit einem Ansatz von Arai et al. [5] abgeschätzt werden. Nach dieser Gleichung nimmt der Strahlkegelwinkel durch eine Steigerung des Einspritzdruckes, der Luftdichte und des Düsenlochdurchmessers zu. Zur Beschreibung der Tropfengrößenverteilung mit dem Sauterdurchmesser (SMD) können empirische Ansätze von Elkotb [36] oder Varde et

al. [177] verwendet werden. Ein empirisches Modell für die Kraftstofftropfenverdampfung wurde von Borman und Johnson [23] aufgestellt.

Durch die Vermischung von Kraftstoffdampf und Brennraumluft entsteht ein Gemisch mit einem λ_{lokal} , bei dem die Verbrennung einsetzen kann. Abhängig von den Brennraumbedingungen und dem Strahlaufbruch liegt ein zündfähiges Gemisch bei ca.

$\lambda_{\text{lokal}} = 0.6$ vor [130, 85, 63].

Die Zündung und die Verbrennung werden in hohem Maße von der Gemischbildung beeinflusst. Die Einspritzung nimmt dabei eine zentrale Rolle ein, da die turbulente kinetische Energie der Einspritzstrahlen ca. 100 mal größer ist als die der Quetsch- und Drallströmung im Brennraum eines Dieselmotors [26, 27].

Die Beschreibung der Eindringtiefe und des Strahlkegelwinkels des Einspritzstrahls sowie des Sauterdurchmessers können zum einen durch empirische Gleichungen und quasidimensionale Modelle (wie oben beschrieben) erfolgen und zum anderen mittels CFD berechnet werden. Die empirischen Gleichungen und quasidimensionalen Modelle benötigen wenig Rechenzeit und sind leicht zu lösen, haben aber den Nachteil, dass sie an die jeweiligen Randbedingungen angepasst werden zu müssen. Da die Prozesse, die in einem Einspritzstrahl während der Einspritzung auftreten, sehr komplex sind und noch keine einheitliche Modellvorstellung existiert, können die CFD Berechnungen aufgrund der langen Rechenzeiten nur für einzelne Punkte genutzt werden. In diesem Zusammenhang wird ein Vorgehen benötigt, welches die Kraftstoffverteilung im Brennraum für eine Hardwarekonfiguration mit vertretbarem Messaufwand beschreiben kann.

Gemischaufbereitungszeit

Die Zeitspanne von Einspritzbeginn bis zum Beginn der Verbrennung wird als Zündverzögerung oder Gemischaufbereitungszeit bezeichnet. Der Zündverzögerung wird in den physikalischen und in den chemischen Zündverzögerung unterteilt. Nach der Ansteuerung des Injektors wird die Düsennadel entlastet und gibt einen Querschnitt am Düsennadelsitz frei und Kraftstoff kann durch die Düsenlöcher austreten. Dadurch wird der Einspritzbeginn definiert. Die Gemischbildungsprozesse Strahlausbreitung, Zerstäubung, Verdampfung und Mischung laufen gleichzeitig ab, bis ein zündfähiges Gemisch vorliegt. Der physikalische Zündverzögerung [160] hängt im Wesentlichen von den Ladungs-

bedingungen Druck und Temperatur ab. Sowohl eine Verringerung des Druckes als auch eine Temperatursenkung führen zu einer längeren Gemischaufbereitungszeit [75, 128, 42, 24, 188]. Die Gemischaufbereitungszeit wird zum einen durch das globale Verbrennungsluftverhältnis wenig beeinflusst, da sich der Dieseleinspritzstrahl bei der konventionellen Verbrennung immer in Gebiete fetten und mageren Gemisches aufteilt und zum anderen ist die Gemischaufbereitungszeit nahezu unabhängig von der Drehzahl, da die Gemischbildung zeitbasiert und nicht kurbelwinkelbasiert abläuft [48].

Ein einfacher Ansatz, den Zündverzug zu beschreiben, ist die empirische Gleichung nach Arrhenius:

$$\tau_{\text{Zündverzug}} = C_1 \cdot \frac{\lambda}{p_{\text{Zylinder}}^2} \cdot \exp\left(\frac{T_A}{T_{\text{Zylinder}}}\right) \quad (2.4)$$

In **Gleichung 2.4** ist die Zündverzugszeit $\tau_{\text{Zündverzug}}$ von einer empirischen Konstante C_1 , dem Verbrennungsluftverhältnis λ , dem Zylinderdruck p_{Zylinder} und dem Verhältnis aus Brennraumtemperatur T_{Zylinder} und der Aktivierungstemperatur T_A abhängig [118, 188].

Der physikalische Zündverzug wird weiterhin von den Einspritzbedingungen Einspritzdruck und Einspritzmenge sowie den Kraftstoffeigenschaften Oberflächenspannung, Viskosität und Siedeschwerpunkt bestimmt [137, 183]. Der chemische Anteil des Zündverzuges ist der zeitliche Anteil, den der eingespritzte und verdampfte Kraftstoff für Vorreaktionen benötigt, um eine Selbstzündung einzuleiten. Die Zeitspanne bis zur Einleitung der Selbstzündung wird durch die chemische Zusammensetzung des Kraftstoffes beeinflusst und wird durch die Cetanzahl¹² beschrieben. Da die physikalischen und chemischen Prozesse im Brennraum gleichzeitig ablaufen, sind die Zeitanteile der physikalischen und chemischen Gemischaufbereitung nicht voneinander zu trennen [3]. Während der Gemischaufbereitungszeit finden mehrere Vorreaktionen statt, die aufgeteilt werden können in eine Kettenstart- und Kettenfortpflanzungsreaktion. Der chemische Zündverzug und die Reaktionsmechanismen wurden in Stoßwellenrohruntersuchungen erforscht [146, 191].

Die Gemischaufbereitungszeit kann, wie in der Arrhenius-Gleichung gezeigt, empi-

¹² Die Cetanzahl beschreibt die Zündwilligkeit eines Kraftstoffs, wobei die Cetanzahl 100 dem leicht entzündlichen Cetan und die Cetanzahl 0 dem schwer entzündlichen Methylnaphthlin zugeordnet ist.

risch berechnet werden oder mit Hilfe von detaillierter Chemie von Ersatzkraftstoffen in einem CFD Modell berechnet werden. Beide Vorgehensweisen haben die oben beschriebenen Nachteile. Es wird eine Methode benötigt, die eine einfache Bestimmung der Gemischaufbereitungszeit für den jeweiligen Motor ermöglicht [24].

2.3 Verbrennung

Der aufbereitete und verdampfte Kraftstoff entzündet sich im Dieselmotor durch Selbstentflammung. Die Selbstentflammung von Kohlenwasserstoffen wurde durch experimentelle und theoretische Untersuchungen beschrieben [160, 52, 62, 112, 125]. Die Oxidation von Kohlenwasserstoffen besteht aus komplexen, gleichzeitig und unabhängig ablaufenden Reaktionen und Kettenreaktionen. Diese Kettenreaktionen können unterteilt werden in eine Ketteneinleitungsreaktion¹³, eine Kettenfortpflanzungsreaktion¹⁴, eine Kettenverzweigungsreaktion¹⁵ und eine Kettenabbruchreaktion¹⁶ [180]. In den folgenden Gleichungen sind diese Reaktionstypen am Beispiel der Wasserstoffoxidation dargestellt.



Während der Gemischaufbereitung finden schon Ketteneinleitungsreaktionen statt. Die Verbrennung wird durch eine chemische Reaktion mit Kettenverzweigung eingeleitet. Die Kettenverzweigungsreaktion führt aufgrund ihrer Exothermie zu einem Temperaturanstieg, der Bedingung für die Zündung ist. Dies kann an mehreren Stellen

¹³ Ketteneinleitung: Aus stabilen Reaktionspartnern werden Radikale gebildet

¹⁴ Radikale reagieren mit einem stabilen Reaktionspartner und bilden ein stabiles Molekül und ein Radikal

¹⁵ Ein Radikal reagiert mit einem stabilen Molekül und bildet ein Molekül und mehrere Radikale

¹⁶ Radikale reagieren zu stabilen Molekülen

im Brennraum gleichzeitig passieren, so dass sich mehrere Zündherde ausbilden. Es kommt zu einer so genannten Raumzündung, wenn die Damköhlerzahl¹⁷ in der Größenordnung von Eins liegt [34].

Die Verbrennung kann in drei Phasen eingeteilt werden:

- vorgemischte Verbrennung
- diffusionsgesteuerte Verbrennung
- Ausbrandphase

In der Phase der vorgemischten Verbrennung breitet sich die Flammenfront von den Zündherden her weiter in die Bereiche aus, die innerhalb der Entflammbarkeitsgrenze liegen und ein nahezu homogenes Luft-Kraftstoff-Gemisch bilden [100]. Die Umsetzung erfolgt in dieser Verbrennungsphase sehr schnell, da die Brenngeschwindigkeit von der Reaktionskinetik bestimmt wird. Diese Phase ist durch die Niedertemperaturchemie¹⁸ geprägt [111].

In der anschließenden Phase der diffusionsgesteuerten Verbrennung sind der Sauerstoff und der Kraftstoff noch nicht vollständig miteinander gemischt. Es liegt ein heterogenes Gemisch mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis kleiner Eins vor. Die Verbrennung in diesen Gebieten erfolgt von den Transportvorgängen im Brennraum gesteuert und läuft deutlich langsamer als die vorgemischte Verbrennung ab.

Die Ausbrandphase beginnt, wenn der Kraftstoff von den Flammen erfasst ist und zu CO umgesetzt wird. Zu diesem Zeitpunkt befindet sich der Kolben in der Abwärtsbewegung und ein großer Anteil der Kraftstoffmasse ist bereits umgesetzt. Außerdem sind die für die Rußoxidation wichtigen Radikale H, OH, O und H_2 vorhanden [3]. Es

¹⁷ Die Damköhlerzahl ist eine dimensionslose Kennzahl der chemischen Reaktionskinetik. Die Damköhlerzahl erster Ordnung beschreibt das Verhältnis der Geschwindigkeiten der chemischen Reaktionskonstanten und des konvektiven Stofftransports.

¹⁸ Bei geringen Temperaturen zerfällt der Kraftstoff zunächst in stabile Zwischenprodukte (Alkylperoxyde). Der Zerfall der Alkylperoxyde beginnt ab einer bestimmten Konzentration und wird durch die Wärmefreisetzung beschleunigt. Dies wird als kalte Flamme bezeichnet. Während dieser Zeit wird eine große Menge an stabilem Formaldehyd gebildet. Das Formaldehyd wird nach einer Zeitspanne zu Kohlenstoffmonoxid exotherm umgesetzt. Diese Umsetzung wird als blaue Flamme bezeichnet. Die Reaktion von Kohlenstoffmonoxid zu Kohlenstoffdioxid geschieht in der dritten Phase der Zündung und wird als Explosionsflamme bezeichnet. Bei hohen Temperaturen erfolgt die Zündung einstufig oberhalb der Explosionsgrenze, wobei die Kohlenwasserstoffe unter Bildung von Alkenen in immer kürzere Alkylradikalketten zerfallen.

erfolgt die Oxidation von CO, NO, Ruß und Kohlenwasserstoffen. Im weiteren Verlauf der Verbrennung nimmt die Geschwindigkeit der chemischen Reaktionen aufgrund des in der Expansionsphase abnehmenden Druckes und der sinkenden Temperatur als auch der abgeschwächten Mischungsvorgänge ab. Aufgrund der langsamer werdenden Reaktionen sind die Vorgänge im Brennraum wieder reaktionskinetisch kontrolliert. Bei einer Temperatur zwischen 2000 K und 1500 K beginnen die freien Radikale zu rekombinieren und stehen für weitere Oxidationsreaktionen nicht mehr zur Verfügung. Es wird vom Einfrieren der Reaktion gesprochen [186, 170].

Die Verbrennung kann vor allem durch die Gemischaufbereitungszeit und die Gemischbildung beeinflusst werden. Durch eine Vergrößerung der Gemischaufbereitungszeit kann die Aufteilung von vorgemischter und diffusionsgesteuerter Verbrennung zu einem größeren Anteil einer vorgemischten Verbrennung verschoben werden [159, 67, 158, 54, 157, 7, 128, 24, 188]. Die Durchmischung des Kraftstoffes mit der Brennraumluft kann nach Groenendijk mit dem Homogenisierungsgrad¹⁹ beschrieben werden [48]. Mit zunehmender Homogenisierung des Gemisches steigt der Anteil der vorgemischten Verbrennung an.

2.4 Schadstoffbildung

Bei der vollständigen idealen Verbrennung eines Kraftstoffes mit reinem Sauerstoff entstehen die Reaktionsprodukte Kohlenstoffdioxid (CO₂) und Wasser (H₂O). Diese Abgaskomponenten sind für den Menschen ungefährlich.

Bei der real ablaufenden unvollständigen Verbrennung entstehen zusätzlich zu den Verbrennungsprodukten der vollständigen idealen Verbrennung Schadstoffe wie Kohlenwasserstoffe HC, Kohlenstoffmonoxid CO sowie Partikel. Aufgrund der hohen Temperatur reagiert der sonst als Inertgas geltende Luftstickstoff N₂ zu Stickstoffoxiden NO_x. Diese Schadstoffe und weitere Verbindungen z.B. Schwefeloxide machen ca. 0.5 % der gesamten Abgasmasse aus, sind aber aufgrund ihrer Giftigkeit für Mensch und Natur durch die Abgasgesetzgebung limitiert [121].

¹⁹ Der Homogenisierungsgrad ist das dimensionslose Verhältnis aus dem massengewichteten Luftverhältnis und Standardabweichung des Luftverhältnisses.

Die Abhängigkeit der Schadstoffentstehung (Ruß und NO_x , HC, CO) von den beiden wichtigsten Parametern λ_{lokal} und der lokalen Flammentemperatur sind in **Abbildung 2.1** nach [2, 111, 104] zusammengefasst.

Die Rußemissionen werden in Zonen mit fetter Gemischzusammensetzung bei Temperaturen von 1300 K bis 2600 K gebildet. Die Abhängigkeit vom Zylinderdruck wird in dieser Darstellung vernachlässigt. Es ist aber bekannt, dass die Bedingungen für die Rußbildung stark vom Druck abhängen. Der in **Abbildung 2.1** dargestellte Bereich der Rußentstehung ist für einen Druck von ca. 60 bar dargestellt. Dieses Gebiet nimmt mit steigendem Druck zu [107, 100].

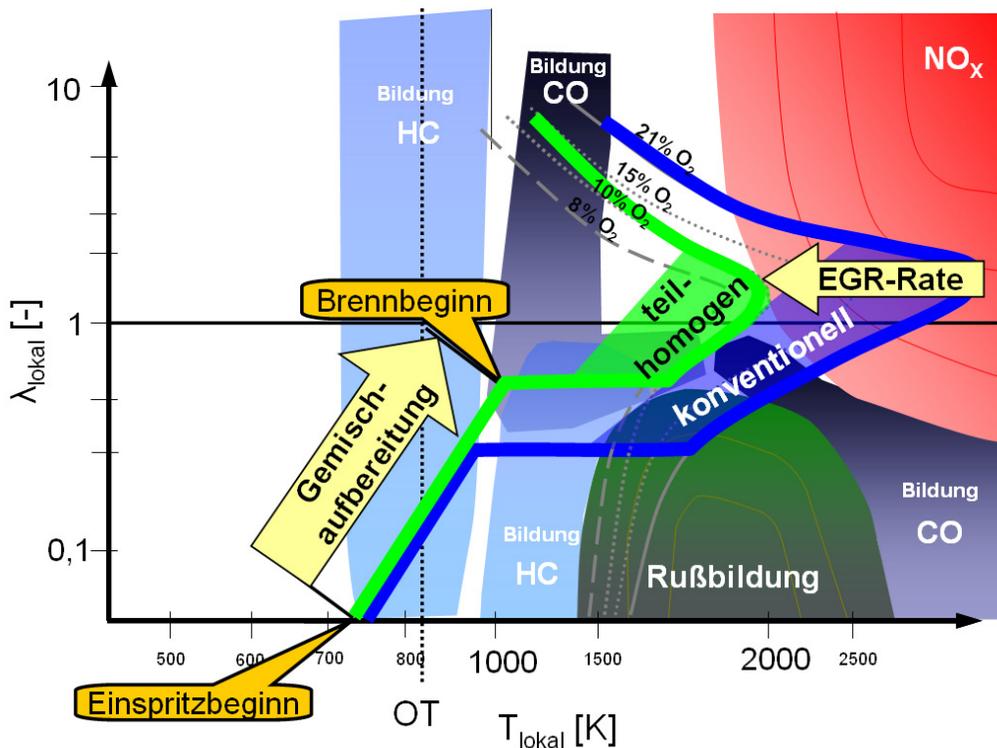


Abbildung 2.1: Entstehung von Ruß und NO_x Emissionen abhängig vom lokalen Luftverhältnis und der lokalen Flammentemperatur nach [2, 104].

Die Stickstoffoxide werden in Bereichen des Brennraums mit magerem Gemisch ab einer Temperatur von 2200 K gebildet, da für den Aufbruch der Dreifachbindung des Stickstoffmoleküls viel Energie benötigt wird. Die Stickoxidentstehung kann mit dem erweiterten Zeldovichmechanismus beschrieben werden (siehe S. 21).

Die CO-Emissionen werden in zwei Gebieten gebildet. Zum einem entstehen die Kohlenstoffmonoxide in fetten Zonen. In diesen Gebieten kann das entstandene Kohlen-

stoffmonoxid aufgrund von Sauerstoffmangel nicht weiter oxidiert werden. Zum anderen in mageren Brennraumbereichen bei Temperaturen unter 1500 K. Durch eine Reduktion des Zylinderdruckes können die Kohlenstoffmonoxidemissionen in diesen Gebieten nach Miles [104] reduziert werden.

Kohlenwasserstoffemissionen entstehen in Bereichen mit $\lambda_{\text{lokal}} < 1$ durch schlechte Gemischaufbereitung, beispielsweise durch große Kraftstofftropfen, die sehr langsam verdampfen und in sehr mageren Brennraumzonen, durch das Verlöschen der Flamme. Außerdem können Kohlenwasserstoffemissionen entstehen, wenn flüssiger Kraftstoff auf die Brennraumwand trifft. Durch die relativ kalten Brennraumwände verlöscht die Flamme im wandnahen Bereich²⁰ und der Kraftstoff kann nicht verbrannt werden [104].

Wie zuvor beschrieben finden bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung die Einspritzung, Gemischaufbereitung und Verbrennung gleichzeitig statt. Da sich der Kraftstoff inhomogen entlang der Einspritzstrahlen über den Brennraum verteilt, bilden sich lokal fette Zonen mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{\text{lokal}} < 1$ nahe der Einspritzstrahlachse und lokal magere Zonen mit einem Verbrennungsluftverhältnis $\lambda_{\text{lokal}} > 1$ am Einspritzstrahlrand. Die Entstehungszonen der Schadstoffe im Einspritzstrahl mit den dazugehörigen Luft-Kraftstoffverhältnissen und Temperaturen nach Dec [31, 32] sind in der **Abbildung 2.2** dargestellt.

Entlang der Einspritzstrahlachse werden aufgrund von unzureichenden Oxidationsbedingungen vor allem Ruß-, HC- und CO- Emissionen gebildet. In den Bereichen des Strahlrandes treten sehr hohe Verbrennungstemperaturen auf, so dass es zur Bildung von Stickstoffoxiden kommt .

Die Brennraumzonen die sich entlang des Einspritzstrahls ausbilden, können durch die Gemischaufbereitung beeinflusst werden. Bei der konventionellen Verbrennung ist das Kraftstoff-Luftgemisch sehr inhomogen mit großen fetten und mageren Brennraumzonen. Dieser Zusammenhang ist in der **Abbildung 2.1** für das blaue Gebiet der konventionellen Verbrennung dargestellt.

Durch eine Verlängerung der Gemischaufbereitungszeit können Gebiete mit einem $\lambda_{\text{lokal}} < 1$, in denen sich Ruß bildet und Gebiete mit einem $\lambda_{\text{lokal}} > 1$, die sehr heiß

²⁰ Das Verlöschen der Flamme in der Nähe von kalten Wänden wird auch wall quenching genannt.

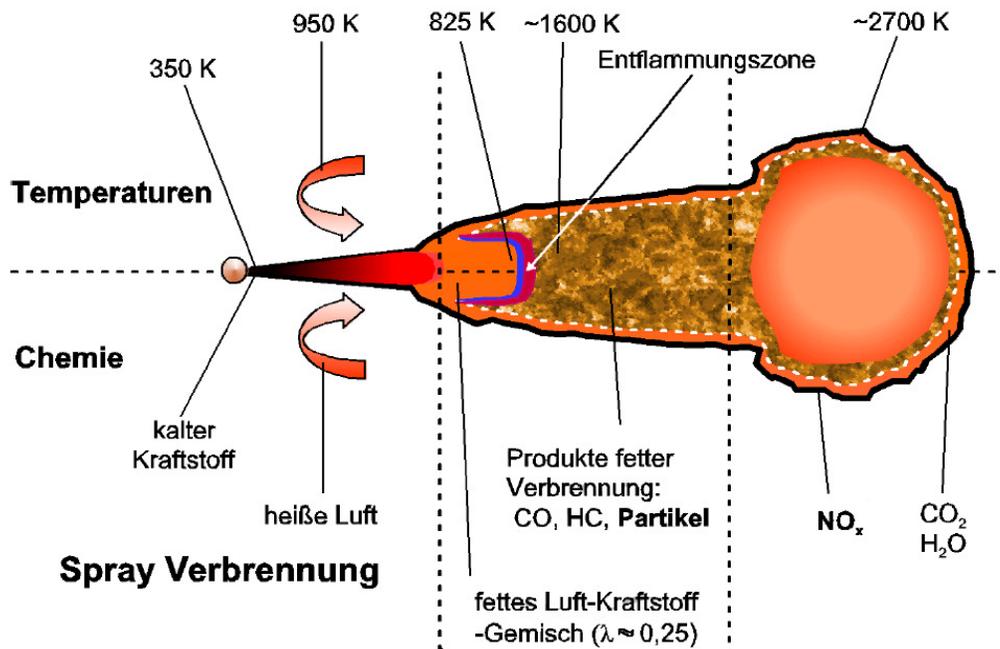


Abbildung 2.2: Entstehung der Schadstoffemissionen im Einspritzstrahl [48]

verbrennen, vermieden werden, da sich der Kraftstoff besser im Brennraum verteilen kann. Die Auswirkungen einer längeren Gemischaufbereitung sind in der **Abbildung 2.1** in dem grün dargestellten Bereich zu sehen. Da das Gemisch homogener aufbereitet ist, wird diese Verbrennung als teilhomogen bezeichnet. Die teilhomogene Verbrennung tangiert die Bereiche der Ruß- und NO_x -Entstehung nur noch, befindet sich aber in Brennraumzonen in denen vermehrt CO - und HC -Emissionen gebildet werden.

Für die Verlängerung der Gemischaufbereitungszeit gibt es verschiedene Maßnahmen. Den größten Einfluss hat dabei nach der **Arrhenius-Gleichung 2.4** die Temperatur. Die Temperatur im Brennraum kann beispielsweise durch die Rückführung von Abgas²¹, eine verbesserte Kühlung des angesaugten Gases oder einem reduzierten Verdichtungsverhältnis nach der **Gleichung 2.2** reduziert werden.

Im Folgenden werden die einzelnen Schadstoffentstehungsmechanismen erklärt.

²¹ Durch die Abgasrückführung kommt dreiatomiges Gas mit einer höheren Wärmekapazität in den Brennraum. Dadurch sinkt der Isentropenkoeffizient κ .

Stickstoffoxide

Unter dem Begriff Stickstoffoxide werden die Stoffe Stickstoffmonoxid NO, Stickstoffdioxid NO₂ und Distickstoffoxid N₂O zusammengefasst. Stickstoffoxide gelten aufgrund ihrer Giftigkeit für den menschlichen Körper, der Verursachung von saurem Regen, der Bildung von bodennahem Ozon und photochemischem Smog als Schadstoffe. Der überwiegende Teil der entstehenden Stickstoffoxide bei der motorischen Verbrennung ist Stickstoffmonoxid. Stickstoffmonoxid ist aber kein stabiles Molekül und wird unter atmosphärischen Bedingungen in Stickstoffdioxid umgewandelt [3, 113].

Es sind vier Stickstoffmonoxidbildungsmechanismen für die dieselmotorische Verbrennung bekannt:

- thermisches NO
- promptes NO
- NO aus Distickstoffoxid
- Brennstoff-NO

[180, 100, 60].

Thermisches NO wird nach dem Zeldovich- bzw. dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus für eine magere Verbrennung gebildet [192]. Nach Merker [100] werden ca. 80 % - 95 % der Stickstoffoxide bei der motorischen Verbrennung durch den Zeldovich-Mechanismus gebildet. Der erweiterte Zeldovich-Mechanismus besteht aus den drei **Reaktionsgleichungen 2.10, 2.11, 2.12** und ist grundlegend für die motorische Verbrennung [82, 86, 70, 56].



Das Stickstoffmolekül hat eine stabile Dreifachbindung, die erst durch hohe Tempe-

raturen aufgebrochen werden kann. Aufgrund der hohen benötigten Aktivierungsenergie ist diese Reaktion geschwindigkeitsbestimmend für den Zeldovich-Mechanismus [142, 180]. Da die Reaktionen bei Temperaturen von unter 2000 K einfrieren und die Verweildauer sehr gering ist, kommt es nicht zur Ausbildung eines Gleichgewichtszustandes [162]. Mit den vereinfachenden Annahmen eines quasistationären Zustandes und einer kurzen Verweildauer bei hohen Temperaturen kann die NO -Konzentration aus den N_2 und O Konzentrationen mit der **Gleichung 2.13** berechnet werden:

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2k \cdot [N_2][O], \quad (2.13)$$

wobei k der Geschwindigkeitskoeffizient der Reaktion ist, der z.B. mit der Arrheniusgleichung beschrieben werden kann. Dabei ist der Geschwindigkeitskoeffizient vor allem exponentiell von der Temperatur abhängig wie **Gleichung 2.14** zeigt [180]:

$$k = A \cdot e^{-\frac{E_a}{R \cdot T}}, \quad (2.14)$$

wobei E_a die Aktivierungsenergie ist. Wesentliche Faktoren auf die NO_x -Bildung sind die Verweildauer der Moleküle bei Temperaturen über 2200 K, die Temperatur und die Sauerstoffkonzentration. Da die adiabate Flammentemperatur bei $\lambda = 1$ ihr Maximum hat, für die thermische NO -Bildung aber Sauerstoffüberschuss benötigt wird, ist bei einem lokalen Luftverhältnis von ca. $\lambda = 1,15$ die NO -Bildung maximal [195].

Prompt-NO entsteht während der Verbrennung innerhalb der Flammenfront [62]. Die durch die Verbrennung gebildeten HC-Radikale reagieren in Bereichen mit Sauerstoffmangel mit dem in der Ansaugluft vorhandenem Stickstoff N_2 zu Blausäure HCN und atomarem Stickstoff N. Der komplexe Entstehungsvorgang ist nach Warnatz [180] mit der **Reaktionsgleichung 2.15** angegeben.



Der während der Reaktion gebildete atomare Stickstoff wird zu NO weiteroxidiert. Wegen der geringen Aktivierungsenergie findet die Prompt-NO Bildung schon ab Temperaturen von ca. 1000 K statt [180]. Trotz der im Vergleich zur thermischen NO -Bildung schnell ablaufenden Bildung von Prompt-NO macht der Anteil des Prompt-NO vom gesamten gebildeten NO während der Verbrennung nur ca. 5 - 10 % aus [100].

Dies ist auf die kurze Verweildauer der Flammenfront an einem Punkt im Brennraum zurück zu führen.

NO aus Distickstoffoxid gewinnt vor allem bei Temperaturen kleiner 2200 K und mageren Gemischen an Bedeutung, da die Bildung von thermischem NO durch die geringen Temperaturen unterdrückt wird [189, 149]. Nach Warnatz [180] werden die zwei **Reaktionsgleichungen 2.16, 2.17** für die NO Bildung aus Distickstoffoxid angegeben.



Die erste **Reaktionsgleichung 2.16** ist die geschwindigkeitsbestimmende Reaktion und läuft ähnlich der geschwindigkeitsbestimmenden **Reaktion 2.10** des Zeldovich-Mechanismus ab. Es wird im Unterschied dazu ein dritter Reaktionspartner M benötigt, um die Reaktion zu stabilisieren und die Aktivierungsenergie zu senken [189]. Deshalb läuft die Reaktion schon bei niedrigeren Temperaturen ab. Im Vergleich zum Zeldovich-Mechanismus wird aber aufgrund der drei Stoßpartner höherer Druck benötigt [100]. Deshalb gewinnt die Bildung von NO aus Distickstoff vor allem bei der homogenen Dieselvebrennung an Bedeutung.

Brennstoff NO ist in Form von organischen Stickstoffverbindungen im Kraftstoff gebunden. Der Stickstoffanteil liegt bei handelsüblichem Kraftstoff bei unter 0.01 Masse% und hat damit eine untergeordnete Bedeutung für die NO Bildung im Abgas [62, 3, 100]. Bei zukünftig strenger werdender Gesetzgebung könnte der NO Bildungsmechanismus aus dem organisch gebundenem Stickstoff aber an Bedeutung gewinnen [162, 151]. Der gebundene Stickstoff wird durch die Verbrennung in Amine und Cyanoide umgewandelt und anschließend mit Sauerstoff zu NO oxidiert [70, 131, 60].

Rußbildung und Rußoxidation

Rußpartikel stehen im Verdacht eine karzinogene Wirkung auf den Menschen zu haben [131]. Deshalb ist der Ausstoß von Rußpartikeln seit der Abgasnorm Euro 1 limitiert. Die Abgasgesetzgebung limitiert die Partikel im Abgas, die sich über einen Filter nach einer fünf bis zehn fachen Verdünnung bei einer Temperatur von 52 °C erfassen lassen

(getrocknete Partikelmasse) [120]. Das gravimetrisch bestimmte Gewicht der Partikel darf den vorgeschriebenen Grenzwert von 0.005 mg/km seit der Abgasnorm Euro 5 nicht überschreiten. Ab der Abgasnorm Euro 5+ wird zusätzlich die Partikelanzahl auf $6 \cdot 10^{11} \frac{1}{km}$ begrenzt. Diese Messmethoden geben keine Auskunft über die Größe oder die Zusammensetzung der Partikel. Der amorphe Kohlenstoff oder Ruß macht ca. 71 % der limitierten Partikelemissionen aus, wobei ca. 24 % organische Verbindungen (Kohlenwasserstoffe) und ca. 3 % Sulfate sind. Die restlichen 2 % bestehen aus sonstigen Partikeln, beispielsweise aus Öladditiven oder Metallabrieb [100].

Ruß hat eine Dichte von ca. $2000 \frac{kg}{m^3}$. Rußpartikel sind zwischen 10 nm und 1000 nm groß [20]. Rußpartikel zeichnen sich aufgrund ihrer Bildung durch eine sehr große spezifische Oberfläche von $100 \frac{m^2}{g}$ bis $500 \frac{m^2}{g}$ aus.

Die Entstehung von Rußpartikeln wird in unterschiedlichen Ansätzen beschrieben. Bekannte Modellvorstellungen zur Erklärung der Rußentstehung im Brennraum sind z.B. der Ionenmechanismus, die Radikalthypothese und die Acetylenpyrolyse [72]. Der Entstehungsmechanismus nach der Acetylenpyrolyse ist heute weitgehend anerkannt.

Schematisch ist die Rußentstehung nach der Acetylenpyrolyse in der **Abbildung 2.3** dargestellt. Bei Temperaturen größer 1600 K wird der Kraftstoff bei unterstöchiometrischen Verhältnissen in Kohlenwasserstoffradikale und Acetylen (C_2H_2) gekrackt [161, 99]. Durch Wasserstoffabspaltung reagiert das Acetylen über den nach Frenklach et al. [43] bezeichneten HACA Mechanismus weiter. Es bilden sich Ringstrukturen (Benzole) aus [89, 14, 180], die sich zu polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK) weiter rekombinieren. Die PAK zeichnen sich durch eine zweidimensionale Struktur aus.

Primäre Rußpartikel mit dreidimensionaler Struktur entstehen nach dem Oberflächenwachstum der PAK durch Koagulation mehrerer zweidimensionaler Strukturen. Die Agglomeration der Primärpartikel mit einer Größe von 20 nm bis 30 nm führt zur Bildung von Rußpartikeln mit einer Größe von ca. 10-1000 nm [101, 151].

Gleichzeitig mit der Bildung der Rußpartikel setzt auch deren Oxidation ein. Oxidationsmittel sind neben dem molekularen und atomaren Sauerstoff auch das OH Radikal, welches die höchste Reaktivität aufweist und somit den stärksten Einfluss auf die Rußoxidation hat [44].

Ruß wird in Gebieten im Brennraum mit einem lokalen λ von ≤ 0.65 bei einer Tem-

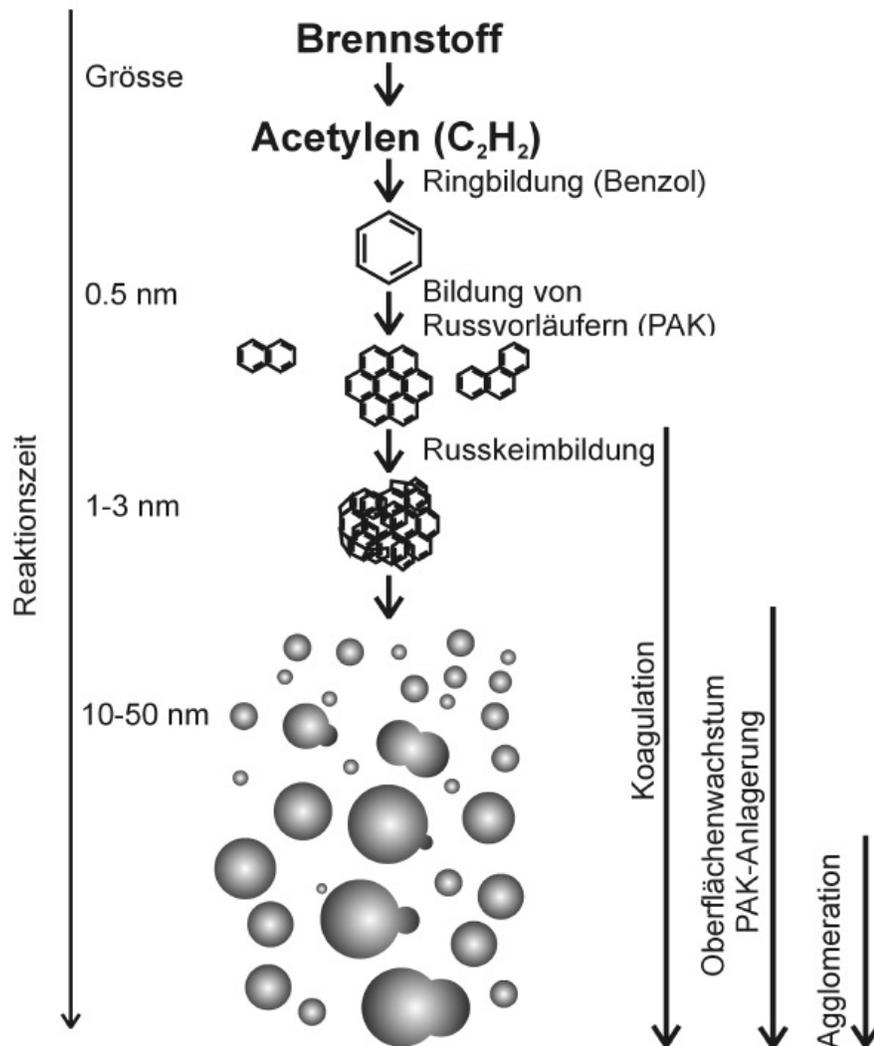


Abbildung 2.3: Rußentstehung nach der Acetylenpyrolyse nach [20, 100, 14, 152]

peratur im Bereich von 1600 K bis 1900 K gebildet [151, 84]. Diese Gebiete entstehen vor allem durch schlechte Gemischaufbereitung und kurze Gemischaufbereitungszeiten. Durch Reduktion der lokalen Temperaturen unter 1600 K kann die Rußbildung auch in Zonen mit einem lokalen λ kleiner Eins vermieden werden. Die Rußoxidation findet bei Sauerstoffüberschuss ab Temperaturen größer 1300 K statt [84, 81] und hat ihr Maximum bei einer Temperatur von 1650 K [13, 151]. In vielen Betriebspunkten werden über 90 % des im Brennraum entstandenen Rußes wieder oxidiert [69, 176].

Ausschlaggebende Faktoren für die Rußbildung und Rußoxidation sind neben Brennraumdruck, Flammentemperatur und lokalem Verbrennungsluftverhältnis [72, 151] die Mischungsvorgänge und vor allem die Gemischaufbereitung im Brennraum. Durch ei-

ne homogene Gemischaufbereitung kann eine nahezu rußfreie Verbrennung erreicht werden. Erst wenn die Gemischaufbereitungszeit zu kurz wird um lokal fette Zonen zu vermeiden, setzen die Rußbildungs- und -oxidationsprozesse ein.

Zur Beschreibung der Rußbildungs- und -oxidationsvorgänge gibt es zahlreiche Ansätze, die immer noch erforscht werden. Da beide Prozesse der Rußbildung und der Rußoxidation in derselben Größenordnung liegen, müssen die Modelle genau quantifiziert werden.

Zur Modellierung der Rußemissionen für einen Motor gibt es drei unterschiedliche Modellansätze: empirische, semi-empirische und detaillierte chemische Modelle [68, 80, 132, 176, 152]. Da die Rußentstehung und die Rußoxidation durch die Berechnung mit detaillierter Chemie sehr aufwändig und nicht anwendungsbezogen für einen Dieselmotor einsetzbar ist, kann nach Schmerbeck [148] neben den empirischen Modellen auf die Rußabbrandrate aus optischen Untersuchungen zurückgegriffen werden.

Kohlenstoffmonoxid

Kohlenstoffmonoxid ist ein Atemgift, da es eine hohe Affinität zum Hämoglobin aufweist und damit den Sauerstofftransport im Blutkreislauf verhindert. Außerdem trägt CO in geringem Umfang zur Bildung von bodennahem Ozon bei [131] und ist in der Abgasgesetzgebung limitiert.

Kohlenstoffmonoxid ist ein Zwischenprodukt der Verbrennung. In lokalen Zonen mit Sauerstoffmangel kann das Kohlenstoffmonoxid nicht vollständig zu Kohlenstoffdioxid oxidiert werden und verbleibt im Abgas. CO wird bei schlechter Gemischaufbereitung und vor allem an der Vollast gebildet, da aufgrund des geringen Luft-Kraftstoffverhältnisses im Motor das lokale Luftverhältnis in vielen Bereichen unterstöchiometrisch ist.

Kohlenwasserstoffe

Kohlenwasserstoffe sind teilweise genau wie Kohlenstoffmonoxid Zwischenprodukte der Verbrennung. Bei einer unvollständigen Verbrennung verbleiben sie im Abgas. Die unvollständige Verbrennung tritt in Bereichen mit $\lambda < 1$ oder bei sehr später Kraftstoffeinspritzung auf. In wandnahen oder sehr mageren Brennraumbereichen

kann es zum Verlöschen der Flamme kommen, so dass der Kraftstoff in diesen Bereichen nicht umgesetzt wird.

Die Kohlenwasserstoffe können in kettenförmige und aromatische Verbindungen unterschieden werden. Ein bis zwei Prozent der HC- Emissionen sind Benzole, die zu den aromatischen Kohlenwasserstoffen gehören und auf den menschlichen Körper karzinogen wirken können. Außerdem begünstigen sie die Bildung von bodennahem Ozon [131]. Deshalb sind die Kohlenwasserstoffe in der Abgasgesetzgebung limitiert, wobei in manchen Ländern, wie z.B. den USA, Methan nicht zu den begrenzten Kohlenwasserstoffen gerechnet wird.

2.5 Zielkonflikte

Bei der konventionellen dieselmotorischen Verbrennung ist der Ruß-NO_x-Zielkonflikt bekannt. Bei Veränderung eines Parameters, beispielsweise dem Einspritzdruck, verändern sich beide Emissionen gegenläufig. NO_x-Emissionen reduzierende Maßnahmen erhöhen gleichzeitig die Rußemissionen und umgekehrt [106]. Es gibt nur wenige bekannte innermotorische Maßnahmen, die die beiden Emissionen gleichzeitig reduzieren. Eine davon ist die Teilhomogenisierung.

Das gegenläufige Verhalten der Emissionen kann mit der Gemischaufbereitung erklärt werden. So wird durch die Anhebung des Einspritzdruckes während der Einspritzung mehr Turbulenz im Brennraum erzeugt und die kinetische Energie, die zur Gemischaufbereitung vorhanden ist, vergrößert²². Dadurch kommt es zu einer kürzeren Einspritzdauer und einer verbesserten Gemischaufbereitung [102]. Durch die bessere Vermischung des Kraftstoffes mit der Luft werden lokal fette Zonen reduziert und mehr magere Zonen gebildet, wodurch eine Reduktion der Rußbildung und der Rußemissionen erreicht werden kann. Gleichzeitig führt aber die Bildung der mageren Zonen, die bei höheren Temperaturen verbrennen, zur Entstehung von NO_x- Emissionen [110, 152].

Neben dem Ruß- NO_x- Zielkonflikt gibt es noch den NO_x- HC/CO- Zielkonflikt. Bei Abnahme der Sauerstoffkonzentration im Brennraum werden die Stickstoffoxidemis-

²² Während der Einspritzung werden 99 % der kinetischen Energie in den Brennraum eingebracht [100].

sionen reduziert, da die Verbrennungsspitzentemperaturen sinken. Gleichzeitig nimmt aber der Anteil der unvollständigen Verbrennung zu, so dass es zu einem Anstieg von Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxidemissionen kommt. Dieser Zusammenhang stellt den zweiten Zielkonflikt dar.

Zur Lösung der Zielkonflikte zwischen den Ruß- und NO_x -Emissionen bzw. zwischen NO_x - und HC/CO-Emissionen gibt es zwei unterschiedliche Ansätze. Zum einen können die Emissionen durch innermotorische Maßnahmen, beispielsweise neue Brennvorgänge, und zum anderen durch außermotorische Maßnahmen, beispielsweise einem Oxidationskatalysator, einem Partikelfilter oder einem DeNO_x -Katalysator, reduziert werden.

2.6 Emissionsminderungsmaßnahmen

Außermotorische Maßnahmen

Mit außermotorischen Maßnahmen können die entstandenen Emissionen drastisch reduziert werden.

Im **Oxidationskatalysator** werden beim Dieselmotor unvollständig verbrannte Kraftstoffbestandteile nachoxidiert. Durch den Oxidationskatalysator können Kohlenstoffmonoxid in Kohlenstoffdioxid und unverbrannte Kohlenwasserstoffe in Wasser und Kohlenstoffdioxid umgewandelt werden.

Ein Oxidationskatalysator hat im betriebswarmen Zustand eine Konvertierungsrate von über 90 % um CO und HC zu CO_2 und H_2O zu konvertieren [88]. Deshalb sind die CO- und HC-Emissionen nur bis zur Zündung²³ des Katalysators im NEFZ problematisch. Der Katalysator erreicht im NEFZ seine Betriebstemperatur nach ca. 200 s bis 600 s. Während dieser Zeit müssen die HC- und CO-Emissionen durch innermotorische Maßnahmen vermieden werden. Um den Oxidationskatalysator im Motorbetrieb möglichst schnell zu erwärmen und damit zu aktivieren, wird er möglichst motornah verbaut. Die Aktivierungstemperatur liegt bei ca. 200 °C. In Abhängigkeit der Tem-

²³ Von der Zündung des Katalysators wird gesprochen wenn die Aktivierungstemperatur überschritten wird, da die Konvertierungsrate in einem kleinen Temperaturbereich sehr steil ansteigt.

peratur und der Konzentrationen von NO und NO₂ im Abgas, wird NO zu NO₂ im Oxidationskatalysator oxidiert.

Der Oxidationskatalysator besteht aus Blech- oder Keramikwaben. Diese Wabenstruktur ist mit einem so genannten Wash-Coat beschichtet, auf den eine katalytische Schicht aufgebracht wird. Diese besteht aus Edelmetallen, wie z.B. Platin und/oder Palladium, wodurch die Aktivierungsenergie für die Oxidationsreaktionen herabgesetzt wird [103].

Dieselpartikelfilter werden seit dem Jahre 2000 serienmäßig im PKW verbaut [145]. Der Partikelfilter stellt zurzeit die einzige Möglichkeit dar, den Partikelaußstoß [59] und die Partikelanzahl im gesamten Kennfeldbereich um mehr als 90% zu reduzieren. Durch den Einsatz von Dieselpartikelfiltern kommt es zu einem Mehrverbrauch von 3% bis 6%, da der Abgasgedruck ansteigt. In heutigen Fahrzeugen werden Dieselpartikelfiltersysteme eingesetzt, die sich in den Filtermaterialien, der Bauform und den Regenerationsstrategien unterscheiden. Es kann in beschichtete und unbeschichtete Silicium-Carbid-Monolithe, offene und geschlossene sowie kontinuierlich regenerierbare und diskontinuierlich regenerierbare Partikelfilter unterschieden werden [95]. In Neufahrzeugen werden ausschließlich geschlossene Partikelfilter verbaut, da offene Partikelfilter nur bis zu einer bestimmten Partikelbeladung funktionieren und danach durch einen Bypass wieder durchlässig werden.

Die Regeneration der Partikelfilter kann kontinuierlich durch die Reduktion von Stickstoffdioxid bei mittleren Temperaturen (CRT-Effekt)²⁴ oder bei Temperaturen oberhalb der Rußabbrandaktivierungstemperatur von ca. 600°C mit Sauerstoffüberschuss erfolgen. Da diese hohen Temperaturen nur in volllastnahen Betriebszuständen erreicht werden, sind für den Teillastbetrieb zusätzliche Regenerationsstrategien notwendig. Eine häufig verwendete Strategie ist die diskontinuierliche Erhöhung der Abgastemperatur z.B. durch Nacheinspritzungen oder den Einsatz eines externen Brenners.

Da sowohl Partikelfilter als auch Oxidationskatalysator hohe Betriebstemperaturen benötigen, werden sie möglichst motornah verbaut und teilweise auch gekoppelt. Dabei gibt es zum einen die Möglichkeit den Partikelfilter zu beschichten und zum anderen

²⁴ Bei der kontinuierlichen Regeneration wird NO₂ zu NO reduziert, gleichzeitig wird der Kohlenstoff des Rußes zu CO₂ oxidiert. Dieser Vorgang findet bei Temperaturen von ca. 350 °C bis 500 °C statt. Die kontinuierlich regenerierenden Partikelfilter basieren auf dem CRT-Effekt.

die Möglichkeit die Bauteile räumlich sehr eng nacheinander zu schalten. Dadurch kann zusätzlich der Effekt ausgenutzt werden, dass die Energie der exothermen Oxidationsreaktion den Partikelfilter aufheizt.

DeNO_x-Katalysatoren dienen zur Reduzierung des Stickstoffoxidausstoßes und können grundsätzlich in zwei unterschiedliche Arten unterteilt werden. Zum einen gibt es SCR-Katalysatoren und zum anderen gibt es NO_x-Speicherkatalysatoren.

Bei SCR-Katalysatoren findet die Reduktion der Stickstoffoxid-Emissionen statt, indem Ammoniak in den Abgasstrom eingebracht wird. Dies kann z.B. mit flüssigem Harnstoff geschehen, der bei hohen Temperaturen zu Ammoniak zerfällt. Vorteil dieses Systems ist die kontinuierliche Stickstoffoxidreduktion. Demgegenüber stehen als Nachteile die Notwendigkeit eines zusätzlichen Betriebsstoffes und die hohen Kosten.

Bei Speicherkatalysatoren werden die Stickstoffoxid-Emissionen bei Sauerstoffüberschuss eingelagert und diskontinuierlich regeneriert. Die eingespeicherten Stickstoffoxide werden unter Sauerstoffmangel mittels einer katalytischen Reaktion zu Stickstoff reduziert. Dazu ist eine Temperatur von ca. 550 °C notwendig. Vorteil dieses Systems ist der relativ einfache Aufbau. Nachteile ergeben sich durch die unterschiedlichen Betriebszustände zwischen denen nicht verbrauchsneutral hin und her geschaltet werden kann. Schwierigkeiten ergeben sich zusätzlich, wenn Schwefel im Kraftstoff vorhanden ist, da Schwefeldioxid die katalytische Schicht besetzt und damit deaktiviert. Dies macht eine zusätzliche Betriebsart zur Entschwefelung notwendig.

Zusammenfassend kann festgestellt werden, dass Abgasnachbehandlungssysteme, neben der positiven Wirkung auf gesundheitsschädliche Emissionen, Mehrkosten und Mehrverbrauch verursachen und zu einer größeren Fahrzeugmasse führen.

Innermotorische Maßnahmen

Neben den außermotorischen Maßnahmen zur Emissionsreduzierung können auch innermotorische Maßnahmen genutzt werden.

Zur Reduktion der NO_x-Emissionen müssen aufgrund des Zeldovich-Mechanismus die lokalen Verbrennungstemperaturen reduziert werden. Dies kann durch unterschiedliche Maßnahmen erreicht werden. Zum einen können durch eine Senkung der Ladelufttemperatur die Verdichtungsendtemperatur verringert und somit auch die lokalen

Spitzentemperaturen gesenkt werden. Diese Möglichkeit ist aktueller Stand der Technik und wird genutzt, wobei die Ladelufttemperatur bis auf Umgebungsbedingungen gekühlt werden kann. Ein Abkühlen unterhalb der Umgebungsbedingungen ist nur mit zusätzlichem Energieaufwand möglich.

Zum anderen gibt es die Möglichkeit die NO_x -Emissionen durch Rückführen von gekühltem Abgas zu senken. Durch die Rückführung von Abgas (AGR) wird der Sauerstoffpartialdruck im Brennraum während der Verbrennung reduziert, wodurch die lokalen Verbrennungsspitzen Temperaturen gesenkt werden. Dieser Effekt kommt zum einen durch den größeren Anteil von inerter Zylinderladung und somit einem höheren Massentransport durch die Flammenfront zustande und macht ca. 90 % des Gesamteffektes aus. Zum anderen erhöht sich die Wärmekapazität der Zylinderladung durch die Zunahme von dreiatomigen Verbrennungsprodukten, wie beispielsweise CO_2 und H_2O , was zu einer Verringerung der Verdichtungsendtemperatur führt. Dieser Anteil beträgt ca. 10 % [98, 33, 178]. Die Reduktion des Sauerstoffanteils führt zur Zunahme von Zonen mit unterstöchiometrischem Verbrennungsluftverhältnis und fördert dadurch die Bildung von Ruß, Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxidemissionen [151, 138]. Es muss also immer ein Kompromiss zwischen Ruß- und NO_x - bzw. NO_x - und HC-Emissionen gefunden werden.

Ein weiterer Ansatz zur Reduktion des Schadstoffausstoßes ist die Weiterentwicklung des Brennverfahrens. Hohes Potential dafür haben homogene bzw. teilhomogene Brennverfahren, bei denen aufgrund der guten Gemischaufbereitung eine schadstoffarme Verbrennung realisiert werden kann [163]. Durch die gute Gemischaufbereitung kann eine gleichzeitige Reduktion der Stickstoffoxid- und Rußemissionen erreicht werden. Dieser Ansatz unterscheidet sich deshalb von den klassischen Ansätzen zur Reduktion des Schadstoffausstoßes.

Ein vollständig homogenes Gemisch wird bei den HCCI-Dieselmotoren genutzt. Dabei wird das homogene Gemisch durch Eigenentflammung verbrannt. Die Gemischbildung findet beim HCCI-Brennverfahren schon im Saugrohr [195, 28], während des Ladungswechsels oder sehr früh während der Kompressionsphase statt. Diese Brennverfahren sind z.B. das HCCI-Verfahren, das NADI-Verfahren [45] oder das PCCI-Verfahren [78].

Problematisch bei den homogenen Brennverfahren ist es, den Zeitpunkt der kontrollierten Selbstzündung für unterschiedliche Motorbetriebspunkte in Abhängigkeit der

Brennraumbedingungen einzustellen. Außerdem treten bei den homogenen Brennverfahren hohe Druckanstiege im Zylinder und erhöhte Kohlenwasserstoff- und Kohlenstoffmonoxidkonzentrationen auf. Der Einsatzbereich des HCCI-Brennverfahrens mit Dieseldieselkraftstoff ist auf Teillastkennfeldbereiche mit geringer Drehzahl beschränkt, da für die Homogenisierung des Gemisches Zeit benötigt wird, die mit zunehmender Einspritzdauer und zunehmender Drehzahl geringer wird.

Umgesetzt werden kann aber eine teilweise Homogenisierung des Gemisches. Diese Brennverfahren sind die sogenannten teilhomogenen Brennverfahren, die in frühe und späte Teilhomogenisierung unterteilt werden können.

Wichtig für die Umsetzung dieser Brennverfahren ist eine gute Gemischaufbereitung. Daraus ergibt sich die Notwendigkeit die Gemischbildung des Dieselmotors zu verstehen und genauer zu charakterisieren.

Ein weiterer Ansatzpunkt die Gemischaufbereitung zu verbessern ist die Verwendung von alternativen Kraftstoffen. Diese Kraftstoffe können in ihrer Zusammensetzung und ihren physikalischen Eigenschaften variieren. Als zwei wichtige Parameter zur Beschreibung der physikalischen Kraftstoffeigenschaften haben sich der Siedeschwerpunkt und die Cetanzahl herausgestellt. Dabei wirkt der Siedeschwerpunkt vor allem auf das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffes. Durch eine Reduktion des Siedeschwerpunktes kann der Kraftstoff im Brennraum schneller verdampfen und es gelangt weniger flüssiger Kraftstoff auf die Kolbenmuldenwand, weshalb zu Beginn der Verbrennung ein größerer Anteil von Kraftstoff in gasförmigem Zustand vorliegt. Die Cetanzahl ist ein Maß für die Zündwilligkeit des Kraftstoffes. Bei Verringerung der Cetanzahl verringert sich die Zündwilligkeit und der Kraftstoff beginnt zu einem späteren Zeitpunkt zu brennen. Das bedeutet, dass sich die Gemischaufbereitungszeit vergrößert. Durch beide Eigenschaften kann die Gemischbildung im Brennraum verbessert und somit der Emissionsausstoß verringert werden [116, 117].

Da eine außermotorische Abgasnachbehandlung teuer ist, einen Mehrverbrauch an Kraftstoff bedeutet und ohne innermotorische Maßnahmen nicht ausreicht, um die Abgasgesetzgebung zu erfüllen, werden in modernen Dieselfahrzeugen sowohl innermotorische als auch außermotorische Maßnahmen zur Schadstoffreduktion getroffen. Es ist zu erwarten, dass sich die Abgasgesetzgebung zukünftig weiter verschärfen und die Anzahl der ausgestoßenen Partikel reduzieren wird. Deshalb ist es wichtig die Schadstoffentstehungsmechanismen zu verstehen, um Gegenmaßnahmen ergreifen zu können.

nen.

Um die Emission quantitativ zu bestimmen wird mit Hilfe des Gemisches die Verbrennung beschrieben und mittels Zylinderdrucksensoren ausgewertet. Ein direkter quantitativer Zusammenhang zwischen den entstandenen Schadstoffen und der Gemischbildung ist bisher nicht bekannt, da die messtechnische Quantifizierung des Gemisches im Brennraum unter motornahen Bedingungen schwierig und aufwändig ist [153, 23, 129, 18].

2.7 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Aus den vorangegangenen Überlegungen lässt sich die folgende Aufgabenstellung ableiten:

Aufgabenstellung

Bewertung, Beschreibung und Berechnung der Gemischbildung anhand von geeigneten Parametern, so dass mit Hilfe einer vorausberechneten Gemischqualität eine Aussage über die Schadstoffemissionen am Dieselmotor getroffen werden kann. Diese Vorgehensweise ist in **Abbildung 2.4** schematisch dargestellt.

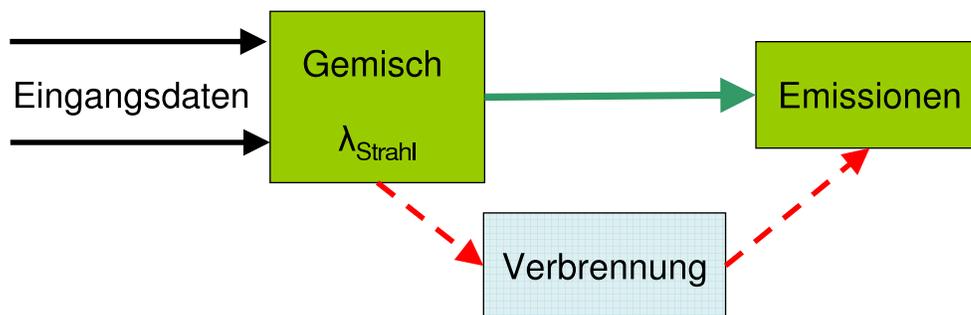


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung der Zielsetzung

Hypothese

Grundlage dieser Aufgabenstellung ist die folgende Hypothese:

Die Schadstoffemissionen können mit Hilfe der Gemischbildung bzw. der Gemischqualität berechnet werden ohne dabei die für die Verbrennung spezifischen Kenngrößen zu betrachten.

Diese Hypothese resultiert aus der Annahme, dass der Ablauf der Verbrennung und die damit verbundene Schadstoffentstehung aus der Gemischqualität und der Gemischbildung resultieren.

Zielsetzung

Ziel dieser Arbeit ist es mit Hilfe der berechneten Gemischqualität

- einen Zusammenhang zwischen Emissionen und der Gemischbildung herzuleiten,
 - die Emissionen direkt aus charakteristischen Gemischbildungsgrößen zu berechnen,
 - die berechneten Emissionen anhand einer Kennzahl zusammenzufassen und zu bewerten und
 - eine Grenze für die Homogenisierbarkeit zu definieren und damit mögliche Maßnahmen zu Erweiterung des homogenen Betriebsbereiches abzuleiten.
-

3 Allgemeines Vorgehen

Aus diesen Vorüberlegungen ergibt sich, dass die Gemischaufbereitung des Einspritzstrahls eine entscheidende Größe für die Gemischqualität ist. Deshalb ist es notwendig das Luft-Kraftstoffverhältnis, das sich innerhalb des vom Einspritzstrahl erfassten Volumens einstellt, detailliert zu beschreiben. Das Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl bildet deshalb die zentrale Größe zur Beschreibung der Gemischqualität und wird als λ_{Strahl} bezeichnet und nach der folgenden Formel berechnet:

$$\lambda_{Strahl} = \frac{m_{Luft,Strahl}}{L_{H,min} \cdot m_{Kraftstoff,Strahl}}, \quad (3.1)$$

wobei $m_{Luft,Strahl}$ die im Einspritzstrahl enthaltene Luftmasse ist, $L_{H,min}$ der Mindestluftbedarf des Kraftstoffes und $m_{Kraftstoff,Strahl}$ die im Kraftstoff enthaltene Luftmasse im Einspritzstrahl. Um diese Größen für das Gemisch zu bestimmen, werden, wie in **Abbildung 3.1** dargestellt, Komponentenuntersuchungen an der Druckkammer, am Einspritzpumpenprüfstand und am Einzylindermotor durchgeführt.

Die Druckkammer wird dazu genutzt mit der Mie-Schlieren-Messtechnik die Ausbreitung der flüssigen und gasförmigen Phase des Einspritzstrahls zu vermessen. Aus diesen Daten kann die Einspritzstrahlgeometrie bestimmt werden. Aus der Einspritzstrahlgeometrie und den Umgebungsbedingungen Druck, Temperatur in der Druckkammer bzw. im Brennraum und der AGR-Rate kann die im Einspritzstrahl eingeschlossene Luftmasse berechnet werden.

Am Einspritzpumpenprüfstand wird mit Hilfe eines Einspritzindikators der Einspritzmengenverlauf in Abhängigkeit der Zeit berechnet. Daraus kann die eingespritzte Kraftstoffmasse $m_{Kraftstoff,Strahl}$ bestimmt werden. Zusätzlich werden die Größen Ansteuerbeginn, Einspritzbeginn und Einspritzende berechnet. Aus diesen Messungen kann die im Einspritzstrahl enthaltene Kraftstoffmasse berechnet werden.

Die Größen, die aus den Druckkammer- und Einspritzpumpenprüfstandsversuchen er-

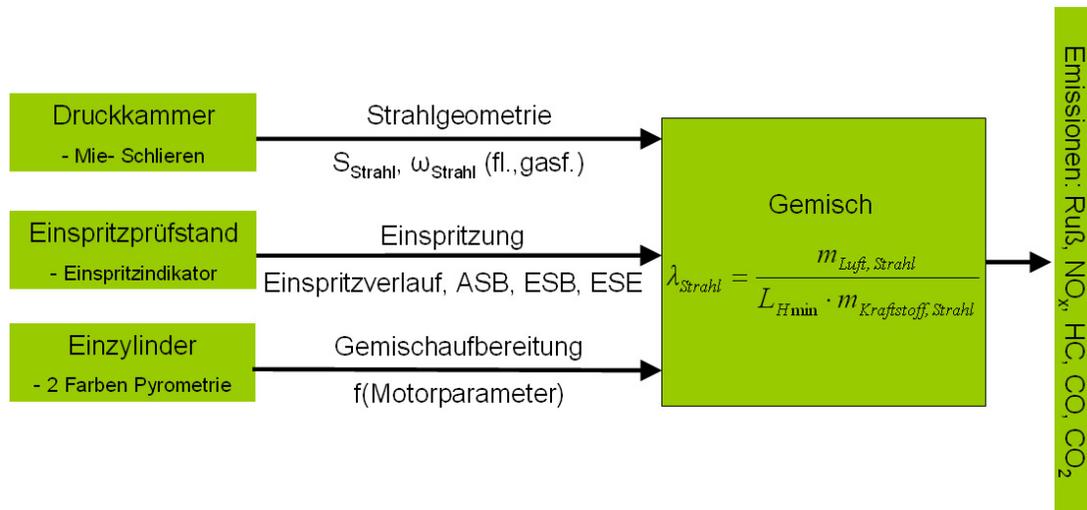


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung der Vorgehensweise und der Eingangsdaten zur Beschreibung der Gemischqualität

mittelt werden, sind von der Zeit abhängig. Um einen definierten Zeitpunkt für die Berechnung des Luft-Kraftstoffverhältnisses im Brennraum zu verwenden, zu dem die Luft- und Einspritzmasse im Einspritzstrahl bestimmt werden, wird an einem Einzylindermotor die Gemischaufbereitungszeit gemessen. Der Gemischparameter λ_{Strahl} wird damit für die Motorbedingungen bei Brennbeginn berechnet.

Da die berechneten Größen vom Betriebspunkt des Motors abhängig sind, werden sie in Abhängigkeit von Zylinder- und Einspritzbedingungen am Motor bestimmt. Das heißt, dass die zeitlich variablen Größen zusätzlich in Abhängigkeit von Motorparametern gemessen werden. Diese Variabilität bedingt eine große Anzahl von Messungen. Für jede mögliche Motorkonfiguration wird der zeitliche Verlauf der Messgrößen aus der Druckkammer und den Einspritzindikatormessungen benötigt.

Die Ergebnisse des Einspritzpumpenprüfstandes können ohne weitere Betrachtungen auf den Einzylinderprüfstand angewendet werden. Um die Ergebnisse aus den Druckkammeruntersuchungen auf den Einzylindermotor zu übertragen, mussten die Zylinderbedingungen zu Einspritzbeginn auf die Druckkammerbedingungen übertragen werden. Zur Transformation der Druckkammer auf die Zylinderbedingungen werden die Indizierdaten aus den Einzylinderuntersuchungen verwendet. Mit diesem Vorgehen ist es möglich, das Luft-Kraftstoffverhältnis des Einspritzstrahls für einen Betriebspunkt aus der Strahlgeometrie, der Einspritzmenge und der Gemischaufbereitungszeit zu bestimmen.

Um einen möglichst großen Betriebsbereich zu untersuchen, werden die Parameter Saugrohrdruck, Ladelufttemperatur bzw. Zylinderdruck, Zylindertemperatur zu Einspritzbeginn, Einspritzmenge und Einspritzdruck am Einzylindermotor variiert. Bei Variation aller freien Parameter in fünf Stufen würde das für eine vollparametrische Untersuchung bedeuten, dass ca. 9000 Messungen an den Prüfständen durchgeführt werden müssten. Mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung kann die Anzahl der Messpunkte auf ca. 300 reduziert werden. Trotzdem kann die Aussage auf den gesamten Versuchsraum angewendet werden.

Für die Gestaltung der Versuchspläne gibt es unterschiedliche Herangehensweisen. Zur Untersuchung von unbekanntem Zusammenhängen oder Sachverhalten werden Screening-Pläne eingesetzt, mit denen nur eine grobe Aussage über die Wirkung der Faktoren auf die Zielgröße getroffen werden kann. Mit den zweistufig vollfaktoriellen Versuchsplänen können die Haupt- und Wechselwirkungen von wenigen Einflussgrößen untersucht werden, da diese Versuchspläne schnell sehr aufwändig werden. Die Anzahl der nötigen Versuche nimmt mit $2^{\text{Anzahl der Versuche}}$ zu. Für Robustheitsuntersuchungen werden hauptsächlich Versuchspläne nach Taguchi verwendet.

Am häufigsten finden RSM-Versuchspläne (Respon-Surface-Methodology) Anwendung. Mit RSM-Versuchsplänen können quantitative Zusammenhänge in einem empirischen Modell zwischen den Ziel- und den Eingangsgrößen, durch Nutzung der multiplen Regressionsanalyse, hergestellt werden. Die RSM-Versuchspläne können weiter in den Central-Composit-Design (CCD), den Box-Behnken, den Orthogonal-Arrays, den d-optimalen u.a. Versuchspläne unterschieden werden. Die unterschiedlichen Versuchspläne sind in **Abbildung 3.2** dargestellt [141, 185, 181].

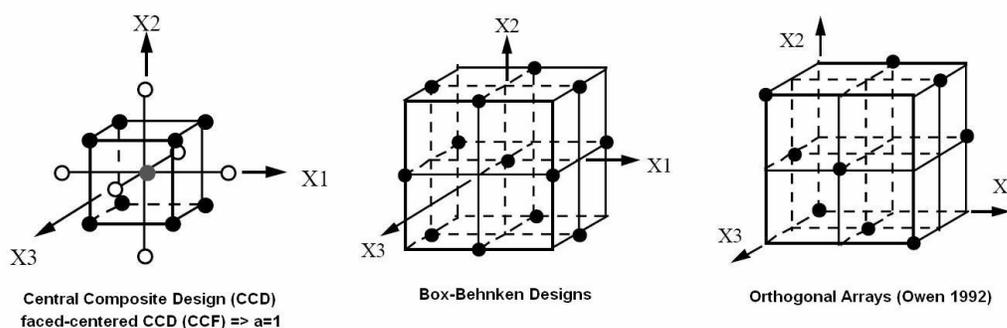


Abbildung 3.2: RSM Versuchspläne

Für motorische Untersuchungen wird häufig der d-optimale Versuchsplan verwendet.

Vorteil dieses Versuchsplans ist, dass nicht alle Faktoren im gesamten Versuchsraum variiert werden. Dadurch wird nur ein Teil des Versuchsraumes abgeschnitten, nicht aber der Variationsbereich der Parameter beschränkt. Dieser Zusammenhang ist in **Abbildung 3.3** dargestellt, wobei die blauen Punkte die vollfaktoriellen Möglichkeiten für den Versuchsraum zeigen. Die rot markierten Punkte kennzeichnen die benötigten Punkte für einen d-optimalen Versuchsplan. Die für diese Arbeit verwendeten Versuchspläne basieren auf den d-optimalen Versuchsplänen.

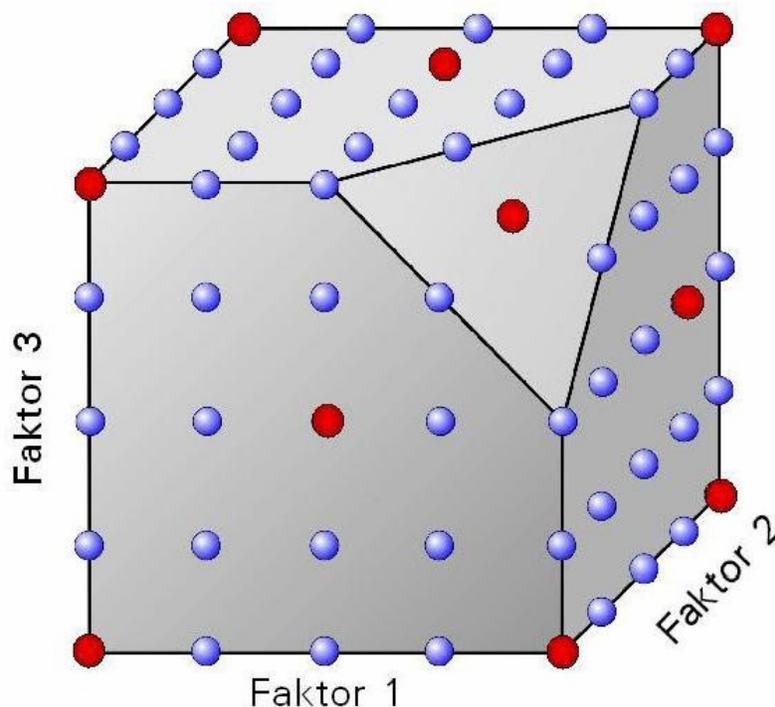


Abbildung 3.3: D-optimaler Versuchsplan [140]

Die Modelle, die aus der Regression der Versuchsdaten für die Ziel- und Eingangsdaten gewonnen werden, sind typischerweise Polynommodelle. Um nicht lineare Zusammenhänge abbilden zu können, werden Polynomfunktionen höherer Ordnung verwendet. In der **Gleichung 3.2** sind die Terme, die in einem Polynommodell vorhanden

sein können, dargestellt:

$$\begin{array}{lll}
 Z = k_0 + & & \text{Entwicklungspunkt} \\
 k_1 \cdot E_1 & + k_2 \cdot E_2 + \dots & + k_n \cdot E_n \quad \text{lineare Terme} \\
 k_{12} \cdot E_1 \cdot E_2 & + k_{13} \cdot E_1 \cdot E_3 + \dots & + k_{(n-1)n} \cdot E_{(n-1)} \cdot E_n \quad \text{Wechselwirkungsterme} \\
 k_{11} \cdot E_1^2 & + k_{22} \cdot E_2^2 + \dots & + k_{nn} \cdot E_n^2 \quad \text{quadratische Terme} \\
 + \dots, & & \text{Terme höherer Ordnung}
 \end{array} \tag{3.2}$$

wobei Z die Zielgröße, k die Faktoren aus der Regression und E die Einflußgrößen sind.

In dieser Arbeit wird ein erweiterter Ansatz zur Modellbildung verwendet. Dabei wird, wie in den **Gleichungen 3.3** und **3.4** am Beispiel des Strahlspitzenweges gezeigt, in zwei Schritten vorgegangen. Im ersten Schritt wird eine mathematische Funktion gesucht, die abhängig von einer Variablen, hier die Zeit t , und zwei Parametern α_1 und α_2 ist und die den physikalischen Verlauf der Messergebnisse abbildet. Diese Parameter α_1 und α_2 werden abhängig von den Variationsparametern Druck und Temperatur im Zylinder oder in der Druckkammer, der Einspritzmenge und dem Einspritzdruck mittels nicht linearer Regression für jeden Punkt des Messplans bestimmt.

Im zweiten Schritt werden die Parameter durch Polynommodelle aus der statistischen Versuchsauswertung in Abhängigkeit der Variationsparameter berechnet. Als Ergebnis nach diesen zwei Schritten kann die gesuchte Größe in Abhängigkeit der Variablen (der Zeit t) und der Betriebspunktparameter berechnet werden.

$$s_{\text{Strahlspitze}} = f_{\text{Regressionsfunktion}}(t, \alpha_1, \alpha_2) \tag{3.3}$$

$$\alpha_1 / \alpha_2 = f_{\text{Polynom}}(p_{\text{Druckkammer}}, T_{\text{Druckkammer}}, m_{\text{Einspritzung}}, p_{\text{Einspritzung}}) \tag{3.4}$$

Dieses Vorgehen, angewendet auf alle Größen die benötigt werden um λ_{Strahl} zu berechnen, ermöglicht die Berechnung der Gemischqualität in Abhängigkeit von motorischen Parametern im gesamten Betriebsbereich. Mit diesem Vorgehen und der berechneten Gemischqualität können die daraus resultierenden Emissionen berechnet werden. Zusammenfassend ist das Vorgehen für die Erstellung der Emissionsmodelle und

die Emissionszahl¹ in **Abbildung 3.4** dargestellt.

Zur Bewertung der Modelle werden drei Größen herangezogen, das Bestimmtheitsmaß (R^2) bzw. das gewichtete Bestimmtheitsmaß ($R^2_{\text{gewichtet}}$), der RMS-Fehler und die Condition-Zahl.

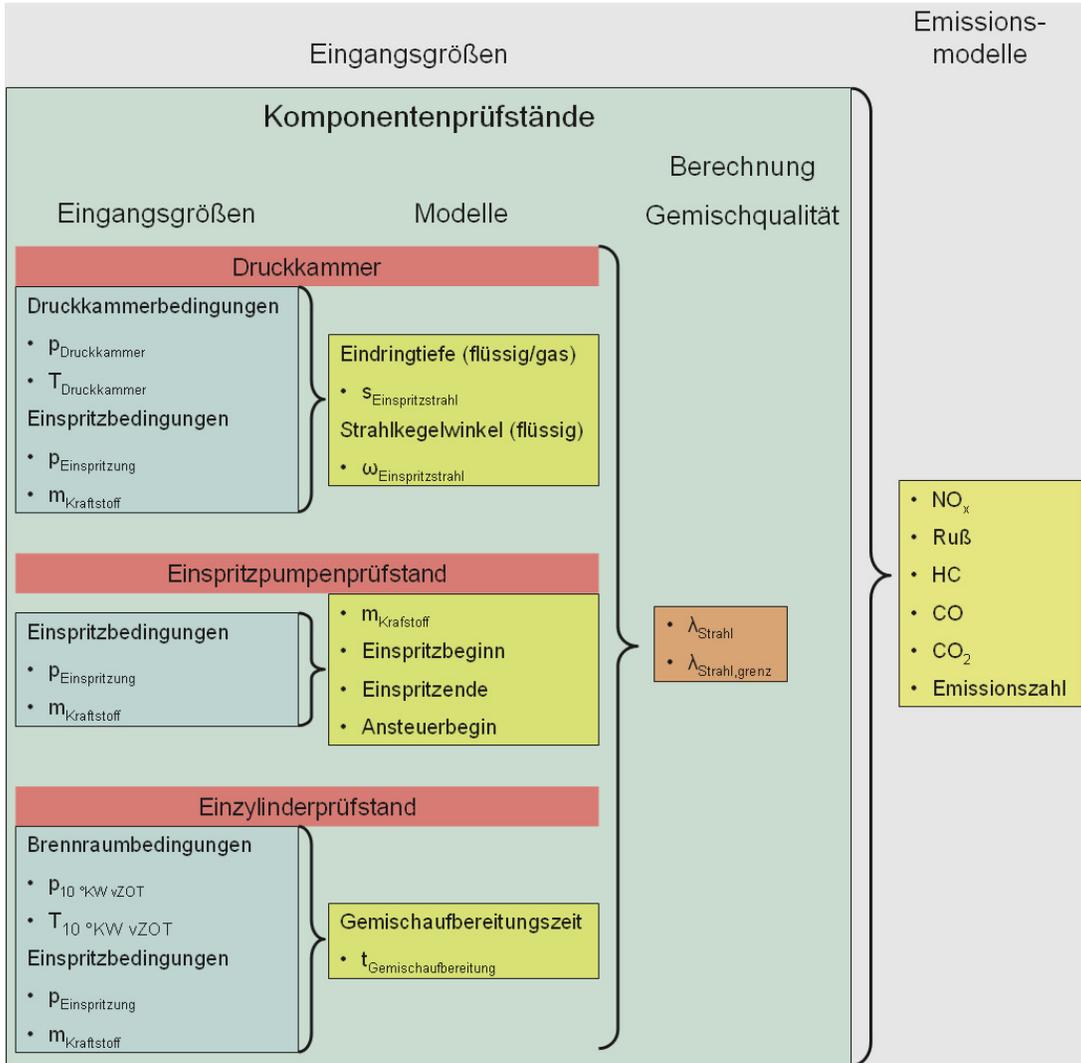


Abbildung 3.4: Vorgehen bei der Erstellung der Emissionsmodelle

Das Bestimmtheitsmaß gibt an, wie gut die Modellgrößen die Messgrößen abbilden können und wie stark der lineare Zusammenhang zwischen der Rechnung und den

¹ Die Emissionszahl ist eine dimensionslose Kennzahl, in der alle Abgasemissionen zusammengefaßt sind. Definiert wird die Emissionszahl in **Kapitel 6.4**

Modellwerten ist. Maximal kann der Korrelationskoeffizient 1 bzw. -1 sein. Je näher der Wert bei Eins liegt, desto besser ist das Modell. Bei einem Korrelationskoeffizienten von 1 wird von einem vollständig linearen Zusammenhang gesprochen und es würden die berechneten mit den gemessenen Größen zusammenfallen.

Um zu verhindern, dass mit steigender Anzahl von Modelltermen das Bestimmtheitsmaß $R^2 = 1$ wird und ein Overfitting stattfindet, wird das gewichtete Bestimmtheitsmaß verwendet. Die Wichtung berücksichtigt zusätzlich die Anzahl der verwendeten Terme und die Anzahl der Versuche. Nimmt der Korrelationskoeffizient den Wert Null an, gibt es keinen linearen Zusammenhang zwischen den Größen. Von einer schwachen Korrelation wird bereits gesprochen, wenn der Korrelationskoeffizient einem Wert von $R^2 \geq 0.3$ entspricht.

Der RMS-Fehler ist die Quadratwurzel aus der Summe der Quadrate der Differenzen zwischen Modellwert und Messwert. Bei normalverteilten Residuen ergibt sich für das Modell in einem Intervall von $\pm 2 \cdot \text{RMS-Fehler}$ ein Vorhersagefehler von 95 %.

Die Condition-Zahl gibt die lineare Unabhängigkeit der Einflußgrößen an und sollte einen Wert von kleiner zehn annehmen. Mit anderen Worten, die Condition-Zahl gibt an, wie gut sich die Einflüsse der einzelnen Parameter, die in das Modell eingehen, voneinander trennen lassen. Mit diesen Werten ist eine statistische Beurteilung der Modelle möglich.

Zusätzlich werden die Modelle an ausgewählten Betriebspunkten verifiziert. Diese Betriebspunkte sind nicht in die Modellbildung eingegangen. Anhand dieser Betriebspunkte oder Variationen kann geprüft werden, ob die physikalischen Zusammenhänge des Modells qualitativ bzw. quantitativ mit den Messwerten übereinstimmen. Durch die Kombination der statistischen Bewertung und der Verifikation an einzelnen Betriebspunkten ist eine Beurteilung der aufgestellten Modelle möglich. Das systematische Vorgehen bei der Berechnung der Gemischqualität und der Emissionsmodellerstellung ist in **Abbildung A.1 im Anhang** dargestellt.

Die umfangreichen Untersuchungen, die dazu an der Druckkammer mit optischer Zugänglichkeit, am Einspritzindikator und am Einzylindertriebwerk durchgeführt werden sowie die Modellerstellung, sind nachfolgend im Detail erläutert.

4 Versuchsaufbau und Versuchsplanung

4.1 Druckkammer

Versuchsaufbau

Das Ziel der Druckkammeruntersuchungen ist die visuelle Auswertung der Einspritzstrahlgeometrie unter verschiedenen Gemischbildungsrandbedingungen und unterschiedlichen Kraftstoffeigenschaften, wie beispielsweise dem Siedeschwerpunkt, der Dichte, der Viskosität, der Oberflächenspannung oder der Cetanzahl. Dazu werden unterschiedliche Kraftstoffe untersucht. Die Hauptunterschiede der Kraftstoffe CEC-Diesel (Referenzdieselmotorkraftstoff), Kerosin und n-Heptan/ iso-Oktanmischung für diese Untersuchungen sind in der **Tabelle 4.1** zusammengefasst. Untersucht werden die Auswirkungen der unterschiedlichen Eigenschaften auf die Einspritzstrahlgeometrie sowohl der flüssigen als auch der gasförmigen Kraftstoffbestandteile.

In der Druckkammer, wie sie in **Abbildung 4.1** zu sehen ist, können bei konstantem Kammerdruck bis 100 bar sowie bei konstanter Druckkammertemperatur bis 1000 K die Gemischbildungsvorgänge bei der Einspritzung in eine Stickstoffatmosphäre unabhängig von dynamischen Einflüssen, wie sie im Zylinder auftreten, untersucht werden.

Zur Bestimmung der Einspritzstrahlgeometrie wird ein kombinierter Aufbau aus einer Schlierenmesstechnik und einer Mie-Streulichtaufnahmen verwendet. Der schematische Aufbau ist in **Abbildung 4.3** zu sehen. Zur Visualisierung der flüssigen Kraftstoffbestandteile wird durch die seitlichen Fenster der Druckkammer rotes Licht eingekoppelt. Das Mie-Streulicht der Kraftstofftropfen wird durch eine Linse auf die

High-Speed Videokamera abgebildet und ist in den Aufnahmen als roter Bereich zu erkennen [116, 117].

Tabelle 4.1: Kraftstoffeigenschaften

	CEC-Diesel	Kerosin	n-Heptan/ iso-Oktan
Siedeschwerpunkt	250 °C	200 °C	100 °C
Dichte ¹	835 $\frac{kg}{m^3}$	778 $\frac{kg}{m^3}$	691 $\frac{kg}{m^3}$
Viskosität ¹	2,72 $\frac{mm^2}{s}$	1,05 $\frac{mm^2}{s}$	0,52 $\frac{mm^2}{s}$
Cetanzahl CFR	55,8	45,1	44

Um die Ausbreitung der Dampfphase sichtbar zu machen, wird ein klassischer Schlierenaufbau verwendet. Das grüne Laserlicht mit der Wellenlänge 532 nm wird mit Hilfe eines halbdurchlässigen Spiegels in den Strahlengang eingekoppelt und durch einen Achromaten parallel durch das Beobachtungsfenster der Druckkammer auf einen Spiegel geleitet. Nach der Reflektion des Lichtes am Spiegel gelangt es parallel zum Achromaten zurück und wird im Brennpunkt durch eine Schlierenblende ausgeblendet (Dunkelbildmethode).

Bei einer Einspritzung in die Druckkammer wird ein Teil des parallelen Laserlichtes durch Dichtegradienten zwischen Luft und Einspritzstrahl abgelenkt. Diese Lichtstrahlen gehen nicht mehr durch den Brennpunkt und somit an der Schlierenblende vorbei. Sie werden in der Kamera abgebildet und sind in den Bildern als grüne Bereiche sichtbar. **Abbildung 4.2** zeigt den optischen Aufbau während eines Einspritzvorgangs, bei dem sieben Einspritzstrahlen vor dem Spiegel in der Druckkammer erfaßt werden. Seitlich von der Druckkammer ist die rote LED-Beleuchtung angebracht. Vor der Druckkammer sind der Achromat und der halbdurchlässige Spiegel vor der Kamera zu sehen [116].

¹ unter Normbedingungen



Abbildung 4.1: Druckkammer Volkswagen

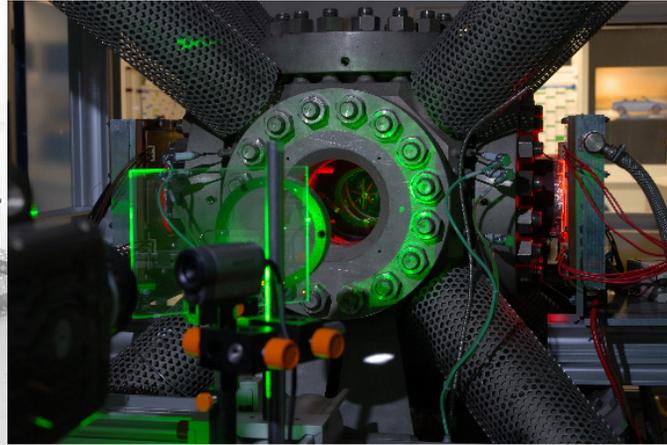


Abbildung 4.2: Experimenteller Versuchsaufbau der Druckkammer

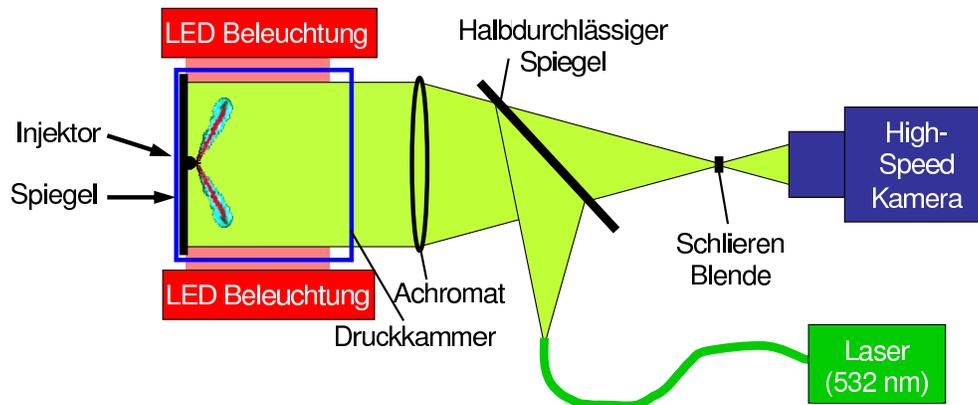


Abbildung 4.3: Schematische Versuchsaufbau der kombinierten Mie-Schlieren-Untersuchungen an der Druckkammer

Versuchsplan

Um einen möglichst großen Bereich mit motorrelevanten Einspritzbedingungen und deren Auswirkung auf die Einspritzstrahlgeometrie zu untersuchen, werden die Druckkammer- und Einspritzbedingungen für einen möglichst großen Bereich, wie in **Tabelle 4.2** dargestellt, variiert. Die Einflußgrößen Kammerdruck- und temperatur sowie die Einspritzmenge werden in 5 Schritten und der Raildruck in 6 Schritten variiert. Der Versuchsplan ist in den **Abbildungen 4.4** und **4.5** für die Druckkammerbedingungen Druck und Temperatur sowie für die Einspritzbedingungen Einspritzdruck und -menge dargestellt.

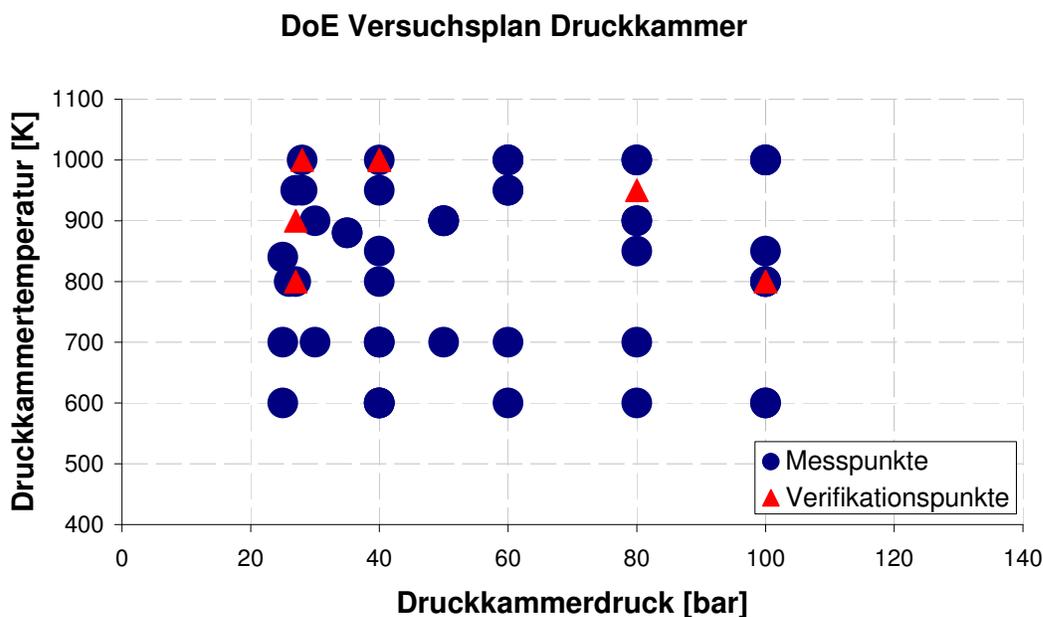


Abbildung 4.4: Versuchsplan der Druckkammeruntersuchungen für die Druckkammerbedingungen

Zur Reduktion des Versuchsprogramms wird die statistische Versuchsplanung (DoE) eingesetzt. Die Anzahl der Messkonfigurationen wird dadurch auf 77 Messpunkte zur Modellbildung und 7 Punkte zur Modellverifikation reduziert. Für jeden der 84 Messpunkte wird der zeitliche Verlauf der Eindringtiefe und des Strahlkegelwinkels bestimmt und ausgewertet.

Mit Hilfe einer Regressionsfunktion werden diese zeitlichen Verläufe mathematisch beschrieben. Durch die Methode der kleinsten Fehlerquadrate werden für jeden Betriebspunkt die zwei freien Parameter α_1 und α_2 der Regressionsfunktion bestimmt.

DoE Versuchsplan Druckkammer

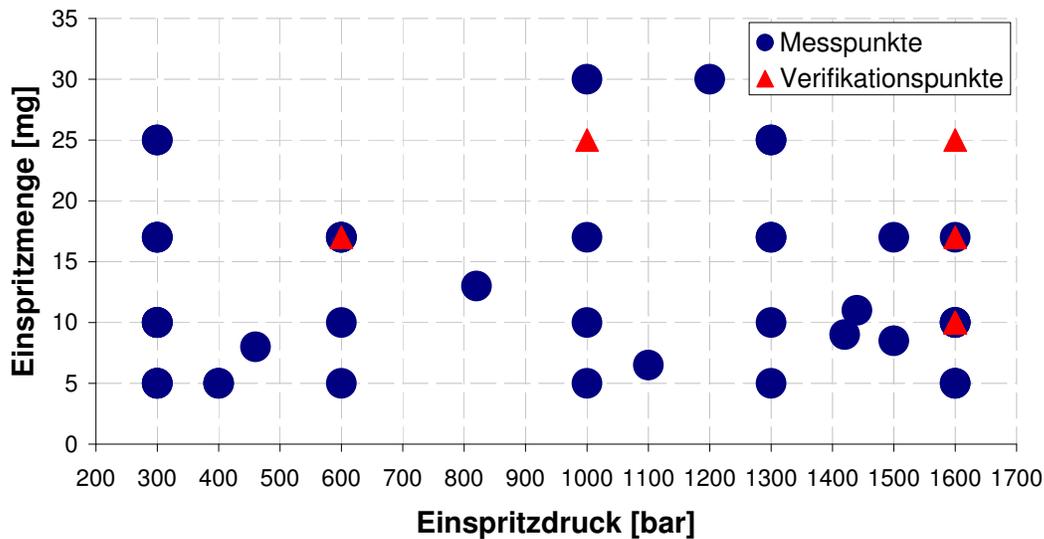


Abbildung 4.5: Versuchsplan der Druckkammeruntersuchungen für die Einspritzbedingungen

Für diese beiden Parameter werden mittels der statistischen Versuchsauswertung Polynommodelle mit den Variationsparametern, wie in **Tabelle 4.2** gezeigt, aufgestellt. Damit kann die Einspritzstrahlgeometrie in Abhängigkeit der Druckkammer- und Einspritzbedingungen und der Zeit berechnet werden.

Tabelle 4.2: Betriebsbereich der Druckkammer

Variationsparameter	p_{Kammer}	T_{Kammer}	$m_{Einspritzung}$	$p_{Einspritzung}$
min.	25 bar	600 K	5 mg	300 bar
max.	100 bar	1000 K	50 mg	1600 bar

4.2 Einspritzpumpenprüfstand

Zur Berechnung des Luft-Kraftstoffverhältnisses im Einspritzstrahl wird die Menge an Kraftstoff benötigt, die sich zum Ende der Gemischaufbereitungszeit im Einspritzstrahl befindet. Dazu werden, wie in **Abbildung 3.1** gezeigt, der Einspritzverlauf sowie der Einspritzbeginn und das -ende gemessen. Um diese Größen in Abhängigkeit

von der Ansteuerdauer und dem Einspritzdruck zu messen, wird ein Einspritzindikator verwendet.

Versuchsaufbau

Das Funktionsprinzip eines Druckindikators ist in **Abbildung 4.6** zu sehen. Der Injektor wird an einem Gefäß mit konstantem Volumen befestigt. Die praktische Umsetzung dafür ist in **Abbildung 4.7** dargestellt.

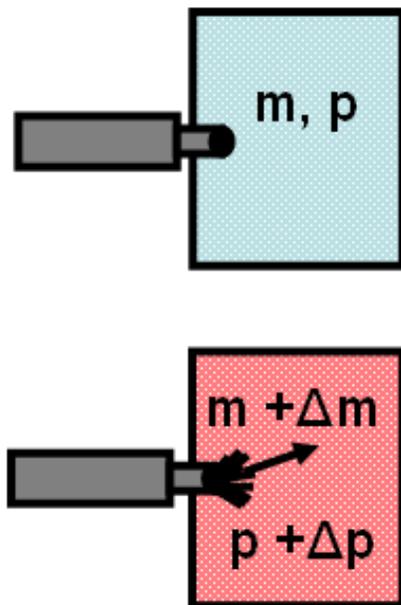


Abbildung 4.6: Funktionsprinzip eines Einspritzdruckindikators

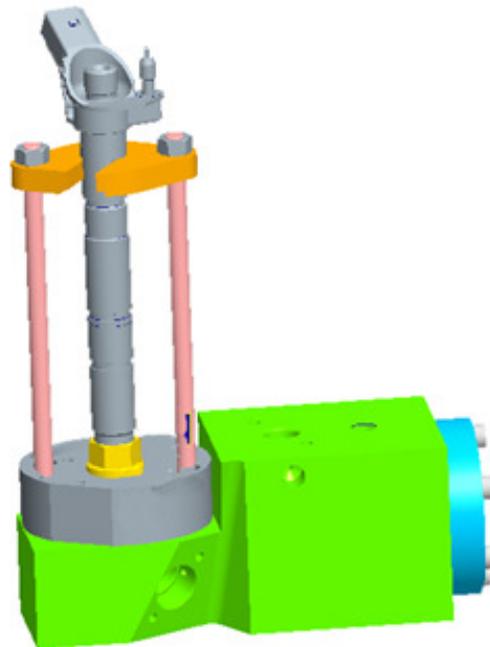


Abbildung 4.7: Versuchsaufbau eines Druckindikators

Die Hardwarekomponenten Injektor, Hochdruckpumpe, Verteilerleiste mit dem Drucksensor und dem Druckregelventil des Versuchsaufbaus für den Einspritzpumpenprüfstand sind gleich zu den Einspritzkomponenten am Einzylindermotor. Die Kraftstoffdruckerzeugung erfolgt wie beim Einzylindermotor mit einer extern angetriebenen

Hochdruckpumpe, die mit der gleichen Drehzahl wie am Einzylindermotor betrieben wird. Um das gleiche Verhalten der Druckschwingungen wie beim Einzylindermotor zu erhalten, werden die gleichen Leitungslängen verbaut und nur ein Injektor angesteuert. Für die Ansteuerung wird ein Applikationsmotorsteuergerät EDC16 verwendet, dem Fernsteuerwerte vorgegeben werden.

Während der Einspritzung wird Kraftstoff in das abgeschlossene Volumen V_0 des Einspritzindikators gespritzt. Dadurch ändern sich die Masse (m) und der Druck (p) im Gefäß. Nach dem Lösen der **Differentialgleichung 4.1** kann die Einspritzrate bestimmt werden. Dabei ist K die Kompressibilität, V_0 das Volumen des Einspritzindikators, in das eingespritzt wird und $\rho_{Kraftstoff}$ die Kraftstoffdichte im Volumen. Wenn die Druckänderung während der Einspritzung klein ist und es nur zu kleinen Temperaturänderungen kommt, d.h. das System sich in Beharrung befindet, können die Dichte und die Kompressibilität des Kraftstoffes als konstant angenommen werden. Damit kann die gewöhnliche **Differentialgleichung 4.1** der ersten Ordnung gelöst werden [171, 172, 77].

$$\dot{m} = \rho_{Kraftstoff} \cdot \frac{V_0}{K_{Kraftstoff}} \cdot \frac{dp}{dt}. \quad (4.1)$$

Aus sicherheitstechnischen Gründen konnte für die Untersuchung am Einspritzpumpenprüfstand kein Kraftstoff genutzt werden. Um die Explosionsgefahr zu umgehen, wird Prüföl genutzt. Die physikalischen Eigenschaften des Prüföls sind in der **Tabelle 4.3** mit denen von Kerosin und Dieseldieselkraftstoff gegenübergestellt. Die Dichteunterschiede zwischen dem Prüföl und dem, für die Einzylinderuntersuchungen genutzten Kerosin, wurden bei der Berechnung der Einspritzrate korrigiert. Die Unterschiede in der Viskosität zwischen Prüföl und Kerosin konnten nicht weiter betrachtet werden.

Tabelle 4.3: Gegenüberstellung der Eigenschaften von Prüföl, Dieseldieselkraftstoff und Kerosin

Bedingungen bei 20 °C	Prüföl	Diesel	Kerosin
Viskosität	$\leq 2 \frac{mm^2}{s}$	$\leq \text{ca. } 2 \frac{mm^2}{s}$	$1,05 \frac{mm^2}{s}$
Dichte	$814 \frac{kg}{m^3}$	$\text{ca. } 820 \frac{kg}{m^3}$	$778 \frac{kg}{m^3}$

Versuchsplan

Als Grundlage für diese Messungen dient der gleiche Versuchsraum wie für die Druckkammer- und Einzylindermessungen mit der Einschränkung auf nur zwei variable Größen, dem Einspritzdruck und der Einspritzmenge. Die Einspritzmenge wird im Bereich von 5 bis 30 mg und der Einspritzdruck im Bereich von 300 bis 1600 bar variiert. Dadurch wird die Anzahl der Messpunkte auf 25 reduziert. Zusätzlich werden 5 Verifikationspunkte gemessen.

Der Messplan ist in der **Abbildung 4.8** dargestellt. Die blauen Punkte symbolisieren die Messpunkte, die in die Modellbildung eingehen und die roten Dreiecke die Messpunkte, die zur Verifikation genutzt werden.

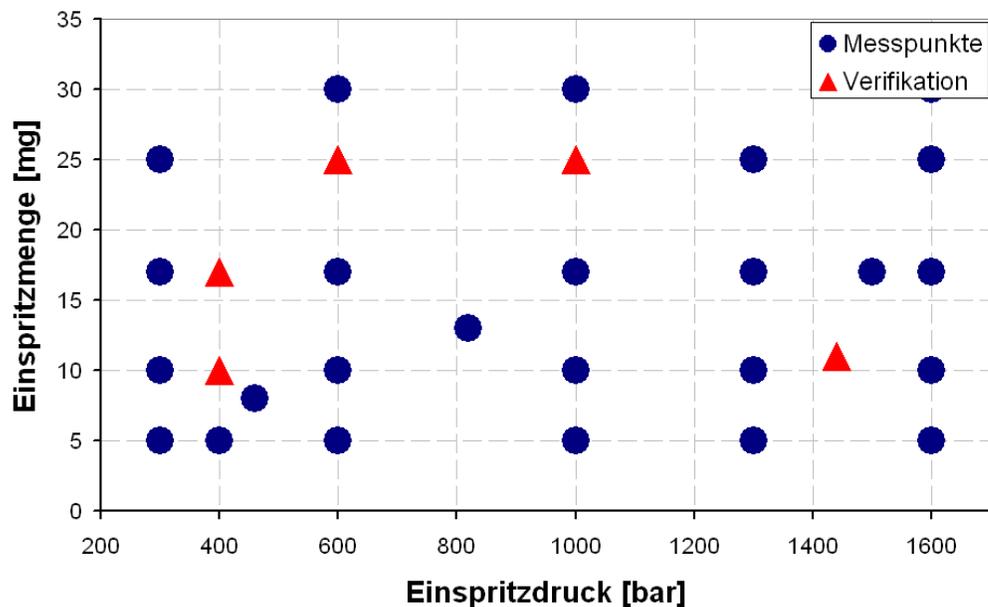


Abbildung 4.8: Versuchsplan für die Messungen am Einspritzindikator

4.3 Einzylinderuntersuchungen

Versuchsaufbau

Der für die Untersuchungen genutzte Einzylindermotor ist ein modifizierter Vierzylindermotor der Baureihe EA188 (2,0l) der Volkswagenmotorenfamilie. Dieser Motor wird speziell zu Forschungszwecken aufgebaut. Die Besonderheit besteht darin, dass der Motor zwei Einlass- aber nur ein Auslassventil besitzt. Diese Anordnung bietet aufgrund der verbesserten Platzverhältnisse die Möglichkeit zusätzliche, beispielsweise optische, Komponenten in den Zylinderkopf zu integrieren. Die Basismotorspezifikationen sind in der **Tabelle 4.4** zusammengefasst. Die Ventilsteuerzeiten sind auf den oberen Totpunkt (LOT) während der Ladungswechselschleife bezogen.

Tabelle 4.4: Eckdaten Einzylindermotor

Basismotor	EA188 (2,0 l)	1 Aus-, 2 Einlassventile
Hub	95,5 mm	
Bohrung	81 mm	
geometrisches Verdichtungsverhältnis	15,8	
Externe Ladeluftkonditionierung	1050 - 2800 mbar	30 - 85 °C
Externe Kraftstoffdruckerzeugung	250 - 1600 bar	
Auslass öffnet (1 mm)	217.5 °KW v. LOT	8.9 mm max. Ventilhub
Auslass schließt (1 mm)	15.5 °KW v. LOT	7.8 mm max Ventilhub
Einlass öffnet (1 mm)	10 °KW n. LOT	
Einlass schließt (1 mm)	187.5 °KW n. LOT	
Motormanagement	EDC 16	

Der schematische Versuchsaufbau des Einzylindermotors ist in **Abbildung A.2 im Anhang** dargestellt. Da nur der erste der vier Zylinder betrieben wird, hat der Motor keine ausreichende Leistung, seine Nebenaggregate aus eigener Kraft anzutreiben. Deshalb werden die Nebenaggregate extern versorgt. Der Motor wird mit einem Konditioniergerät für Öl und Wasser konstant auf einer Betriebstemperatur von 90 °C gehalten. Die Kraftstoffpumpe CP 3.2 der Firma Bosch wird durch eine E-Maschine angetrieben und stellt den Kraftstoffdruck für das Common-Rail-Einpritzsystem CRS 3.2 bereit.

Die Frischluft wird aus der konditionierten Prü fzelle angesaugt und mit einem Klauenverdichter im Kellerraum unterhalb des Prüfraumes verdichtet. Durch eine Bypass-

klappe kann der Ladedruck frei eingestellt werden. Der Abgasgegendruck wird durch eine Drosselklappe eingeregelt. Zusätzlich kann durch eine Ladeluftkonditionierung die Ladelufttemperatur geregelt werden. Dies ermöglicht eine vollständig variable und untereinander unabhängige Einstellbarkeit aller Parameter. Dadurch können mit dieser Anordnung auch Betriebspunkte mit extremen Einstellungen untersucht werden, die so in einem Vierzylindermotor aufgrund der vielseitigen Wechselwirkungen der Steller (Drosselklappen, Ventile, Turbolader) nicht darstellbar sind.

Die Abgasrückführung erfolgt nach der Abgasdrosselklappe durch Androsseln der angesaugten Frischluft vor dem Verdichter, so dass diese Art der Abgasrückführung mit einer Niederdruckabgasrückführung vergleichbar ist. Um eine Verschmutzung der Frischluftstrecke zu vermeiden, wird das Restgas durch Partikelfilter geleitet.

Tabelle 4.5: Messtechnik Zusammenfassung

Messgröße	Messprinzip	Messgerät / Einrichtung
Drehmoment	Verformungsmessung	Drehmomentmesswelle mit DMS
Drehzahl	inkremental	Hübner Inkremental Encoder
Luftmasse	volumetrisch Heißfilm Druckdifferenz	Drehkolbengaszähler HFM Sensyflow
Kurbelwinkel	inkremental	Winkelmarkengeber AVL 364
Zylinderdruck	piezoelektrisch	Kistler 6041 AQ05
Ansaug-, Abgasdruck	piezoresistiv	Kistler 4075 A10 Druckmessdose
Temperatur	Thermoelement Temperaturwiderstand	NiCr-Ni PT100
Kraftstoffverbrauch	gravimetrisch	AVL 733S
CO, CO ₂	Nicht-Dispersive-Infrarot-Absorption (NDIR)	ABB Uras 14
NO, NO _x	Chemolumineszenz-Analysator	ABB Limas 14
O ₂	Paramagnetischer Sauerstoffanalysator	ABB Magnus 14
HC-Verbindungen	Flammen-Ionisations-Detektor (FID)	ABB Multi FID
Partikel (FSN)	Papierschwärzungsmethode	AVL 415S

Der Einzylindermotor ist vollindiziert, das heißt neben dem Zylinderdruck werden sowohl Ladedruck als auch Abgasgegendruck dynamisch gemessen und als Bezugsgrö-

ßen für den Zylinderdruck herangezogen. Das Zylinderdrucksignal wird genutzt, um den Brennbeginn zu detektieren. Zusätzlich wird mit einem Tastkopf das Spannungssignal des Piezo-Injektors aufgezeichnet. Aus diesem Signal können Ansteuerbeginn und -ende bestimmt werden.

Die Regelung des Prüfstandes und die Messwerterfassung erfolgt über das Volkswagen interne Prüfstandsautomatisierungssystem "Venus". Erfasst werden sämtliche Massenströme, Temperaturen und Drücke, die zur Charakterisierung des Motorbetriebszustandes wichtig sind. Die verwendete Messtechnik ist in der **Tabelle 4.5** dargestellt.

Zylinderkopf mit optischem Zugang

Zur Untersuchung der Rußemissionen wird ein bildgebendes Zwei-Farben-Pyrometrie-system eingesetzt. Aufgebaut werden für diese Untersuchungen ein Zylinderkopf mit optischem Zugang für ein Endoskop bzw. eine Hülse mit einer bikonkaven Linse. Da nur drei Ventile in dem Zylinderkopf verbaut sind, war es möglich den optischen Zugang ohne in die Brennraumgeometrie einzugreifen zu installieren.

Der optische Zugang in den Brennraum erfolgt über eine Hülse, die eine Linse im Brennraumdach des Zylinders positioniert. Um zu vermeiden, dass der Endoskopzugang gegen den Ölraum und den Wasserraum im Zylinderkopf gleichzeitig abgedichtet werden muss, wird für diese Untersuchung ein Zylinderkopf mit verändertem Wasser- und Ölkern verwendet.

Die bikonkave Linse hat einen Durchmesser von 10 mm und wird so positioniert, dass von der Düsen Spitze bis zum Kolbenmuldenrand der Einspritzstrahl sichtbar ist. In **Abbildung 4.9** ist der Sichtbereich im Brennraum grün und der Einspritzstrahl orange eingefärbt dargestellt. Die Injektorhülle und der Ausschnitt der Kolbenmulde sind grau dargestellt.

In dem Bereich, in dem sich die Kegel des Sichtbereiches und des Einspritzstrahls schneiden, kann die Rußbildung im Einspritzstrahl während der Verbrennung untersucht werden. Ein Einspritzstrahl liegt zentral im Sichtbereich des optischen Zugangs. Die beiden benachbarten Einspritzstrahlen können im Randbereich des Sichtfensters beobachtet werden. Durch die bikonkave Linse sind aber die Randbereiche optisch sehr stark verzerrt, so dass nur der zentral gelegene Einspritzstrahl ausgewertet werden kann.

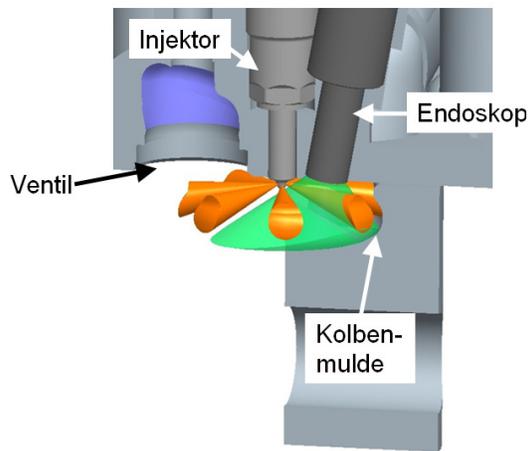


Abbildung 4.9: Sichtbereich der Zwei-Farben-Pyrometrie im Brennraum

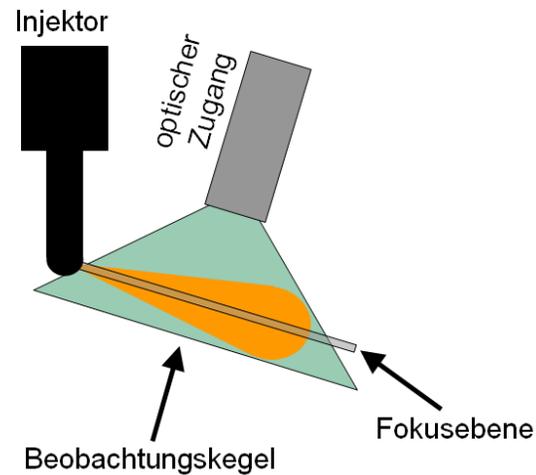


Abbildung 4.10: Fokusbereich der Kamera im Brennraum

Dabei wird nur die Fokusebene in der Kamera scharf abgebildet und ist mit der verwendeten Zwei-Farben-Pyrometrie auswertbar. Der Fokusbereich ist in der Seitenansicht in **Abbildung 4.10** dargestellt. Die Fokusebene wird konstruktiv so gelegt, dass sie in dem Bereich der Einspritzstrahlachse liegt und damit eine Ebene des Einspritzstrahl entlang seines Durchmessers abbildet.

Mit dem Zwei-Farben-Pyrometrie System kann die Intensität der Rußstrahlung, die im Brennraum während der Verbrennung entsteht, aufgenommen werden. Der experimentelle Versuchsaufbau ist in **Abbildung 4.11** dargestellt. Mit dem Objektiv wird auf den Brennpunkt der Linse fokussiert und das Licht aus dem Brennraum in Richtung Kamera geleitet. Bevor das Licht auf den Bildverstärker trifft, wird es durch einen Strahlteiler in zwei parallele Strahlengänge aufgeteilt, die die gleichen Bildinformationen enthalten. Anschließend werden die beiden Strahlen durch Filter geführt. Die Wellenlängen von 750 nm und 650 nm werden herausgefiltert. Diese beiden Bilder werden im Bildverstärker verstärkt und gleichzeitig von der Kamera auf einem Chip aufgezeichnet.

Mit der Kamera kann maximal ein Bild pro Arbeitsspiel aufgezeichnet werden. Um die Zeitspanne einer Verbrennung aufzunehmen, müssen entsprechend viele Zyklen mit jeweils versetztem Aufnahmetrigger aufgenommen werden. Um die zyklischen Schwankungen der Verbrennung in den Bildern zu reduzieren, sind für jede Kurbelwinkelstellung fünf Bilder aufgezeichnet und gemittelt worden.

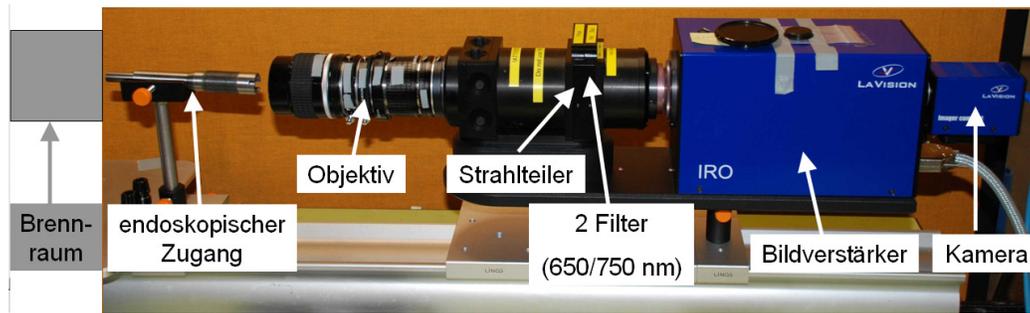


Abbildung 4.11: Experimenteller Versuchsaufbau des Zwei-Farben-Pyrometriesystem

Das Messprinzip der Zwei-Farben-Pyrometrie basiert auf der Tatsache, dass die Strahlungsintensität der emittierten Wellenlängen eines schwarzen Strahlers² abhängig von seiner Temperatur ist. Ein schwarzer Strahler emittiert ein kontinuierliches Wellenlängenspektrum. Mit steigender Temperatur verschiebt sich nach dem Wienschen Verschiebungsgesetz das Spektrum und die Wellenlänge mit maximaler Strahlungsintensität zu kürzeren Wellenlängen.

Bei der Zwei-Farben-Pyrometrie wird die Verschiebung des Spektrums eines schwarzen Strahlers mit steigender Temperatur genutzt. Dabei wird der im Brennraum entstehende Ruß als grauer Strahler angenommen, der sich von einem schwarzen Strahler durch sein Emissionsvermögen unterscheidet, auf den aber auch das Wiensche Verschiebungsgesetz zutrifft. Zur Auswertung der Strahlungsintensität des Rußes gibt es zwei unterschiedliche Verfahren. Zum einen die Absolutmethode und zum anderen die Relativmethode.

Bei diesen Untersuchungen findet die Relativmethode Anwendung. Bei der Relativmethode werden die beiden Intensitäten der gefilterten Wellenlängen zueinander in Verhältnis gesetzt. Aus dem Verhältnis kann nach einer Kalibrierung mit einer Wolframbandlampe die Temperatur der Rußteilchen bestimmt werden. Dabei werden verschiedene Annahmen vorausgesetzt:

- Emissivität der Rußpartikel ist für die beiden verwendeten Wellenlängen nahezu gleich [25, 194]

² Ein schwarzer Strahler ist ein Körper der einfallende elektromagnetische Strahlung vollständig absorbiert. Das Plancksche Strahlungsgesetz beschreibt die Intensität und Frequenzverteilung eines schwarzen Strahlers

- In dem Beobachtungsraum ist kein flüssiger Kraftstoff mehr vorhanden
- Es gibt keine Rußablagerungen auf der Linse
- Der Strahlengang nach dem Strahlteiler ist parallel und optisch nicht verzerrt

Das größte Problem stellt bei diesem experimentellen Aufbau die optische Verzerrung und die damit verbundene Subpixelverzerrung³ dar.

Versuchsplan

Hauptfokus der Einzylinderuntersuchungen war die Bestimmung der Gemischaufbereitungszeit in Abhängigkeit vom globalen Luft-Kraftstoffverhältnis. Für die Einzylinderuntersuchungen werden die Parameter Kraftstoff, Drehzahl, Ansteuerbeginn und Einspritzmuster, wie in **Tabelle 4.6** zusammengestellt, konstant gehalten. Um den Einfluss der Luftbewegung zu minimieren wurde ein Zylinderkopf mit einer geringen Drallzahl verwendet und die Drallklappe in geöffneter Position blockiert.

Tabelle 4.6: Konstant gehaltene Parameter der Einzylinderuntersuchungen

Drehzahl	2000 $\frac{1}{min}$
Ansteuerbeginn	10 °KW vZOT
Einspritzmuster	Blockeinspritzung
Drall	Drallklappe geöffnet Drallzahl = 0.12 bei 8 mm Ventilhub
Hardware	nicht geändert
Kraftstoff	Kerosin

Dazu wird für den Einzylindermotor mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung ein d-optimaler Versuchsplan mit 45 λ - Variationen für die Parameter Ladedruck, Ladelufttemperatur, Einspritzmenge und Einspritzdruck aufgestellt. Zur besseren Veranschaulichung wurde der Versuchsplan in die Variation der Saugrohrbedingungen und der Einspritzbedingungen unterteilt. In **Abbildung 4.12** sind die Messpunkte des Versuchsplans Ladeluftdruck über Ladelufttemperatur dargestellt. Die Variation der Ein-

³ Die Subpixelverzerrung ist die Verschiebung des einen Bildes zum anderen Bild auf dem CCD-Chip der Kamera.

spritzbedingungen ist in **Abbildung 4.13** zusammengestellt. Die Variationsgrenzen der vier Parameter sind in der **Tabelle 4.7** aufgeführt.

Für jeden der dargestellten Messpunkte wird eine Lambdavariation durch Variation der AGR-Rate aufgezeichnet. Für diese AGR-Variationen wird eine Bestimmung der Gemischaufbereitungszeit durchgeführt. Die blau gekennzeichneten Punkte werden für die Modellbildung verwendet. Die acht rot markierten Dreiecke repräsentieren die Verifikationspunkte, mit Hilfe derer die Qualität der Modelle überprüft werden kann.

Tabelle 4.7: Betriebsbereich des Einzylindermotors

Variationsparameter	$p_{Ladeluft}$	$T_{Ladeluft}$	$m_{Einspritzung}$	$p_{Einspritzung}$
min.	1050 mbar	21 °C	10 mg	400 bar
max.	2800 mbar	95 °C	30 mg	1600 bar

Um die Messqualität, die für die Modellbildung sehr wichtig ist, zu überprüfen, wird ein Referenzpunkt mehrfach gemessen. Mit diesem Vorgehen können systematische Fehler, die während der Messung auftreten oder unplausible Messsignale schnell identifiziert und Messpunkte gezielt wiederholt gemessen werden. Die Verifikationspunkte werden in einem separaten Versuchsprogramm gemessen.

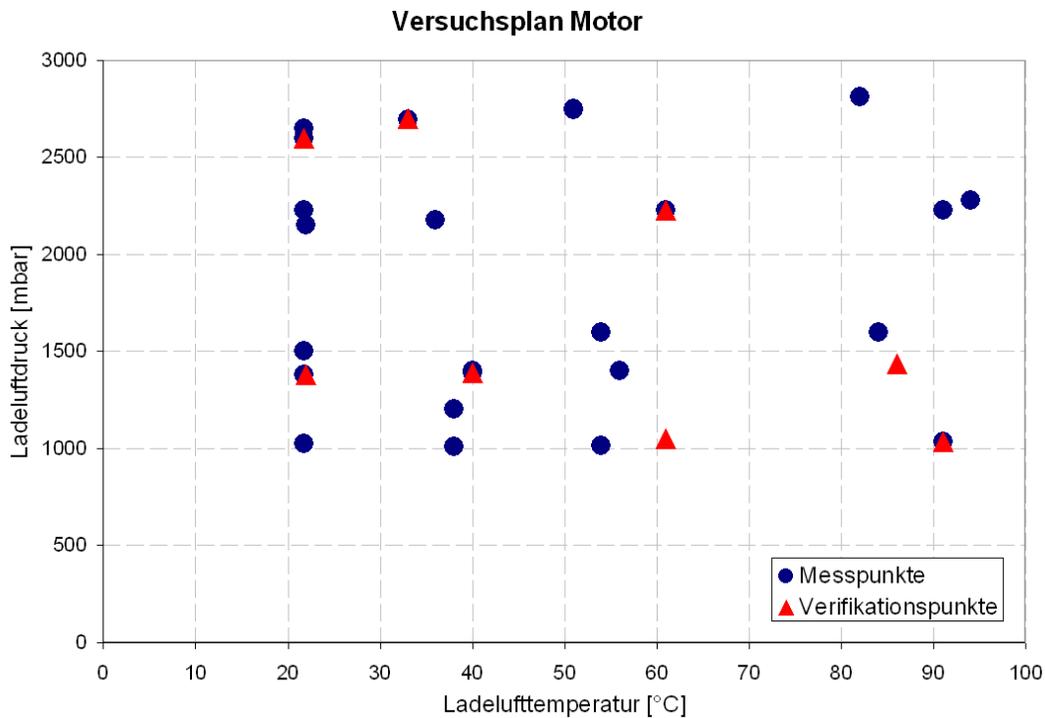


Abbildung 4.12: D-optimaler Versuchsplan der Einzylinderuntersuchungen (Saugrohrbedingungen)

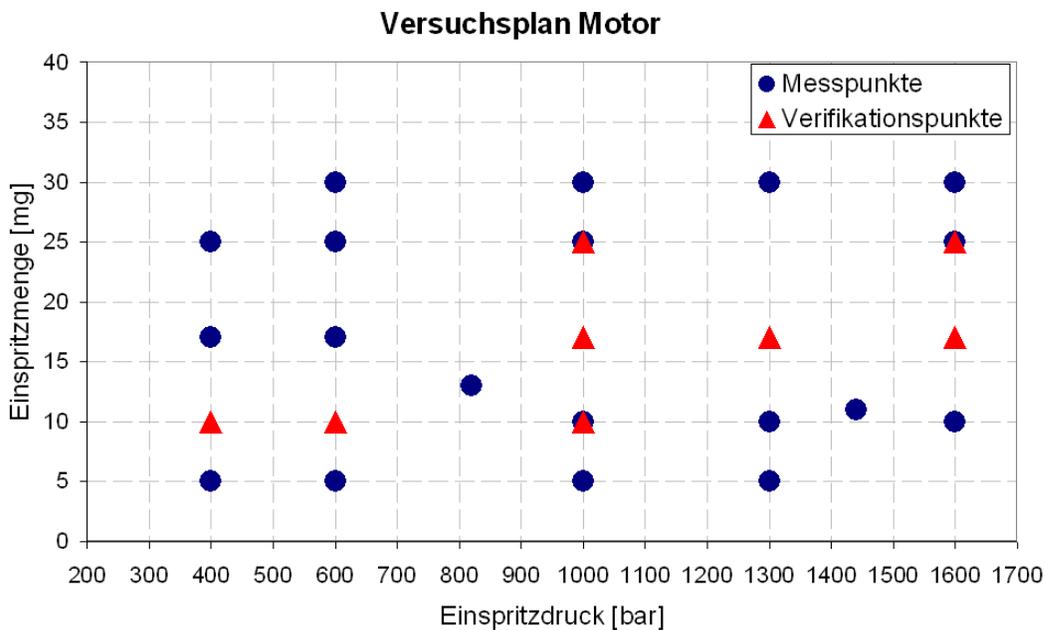


Abbildung 4.13: D-optimaler Versuchsplan der Einzylinderuntersuchungen (Einspritzbedingungen)

5 Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen

5.1 Druckkammer

5.1.1 Auswertung der High-Speed-Video-Filme

Die Auswertung der Filme erfolgt, indem Mittelwertfilme aus 20 Zyklen erstellt, diese in Einzelbilder zerlegt und nach den Farben rot und grün für die flüssige und gasförmige Kraftstoffphase getrennt werden. Im Anschluss werden die Bilder mit einem Schwellwert von 5 % binarisiert. Der Schwellwert wird so gewählt, dass einerseits möglichst viele Informationen ausgewertet werden können und nicht weggeschnitten werden aber andererseits das Rauschen unterdrückt werden kann. Beispielhaft ist für ein Einzelbild die Auswertung in **Abbildung 5.1** dargestellt.

Zu sehen ist die Draufsicht auf die Injektorspitze mit einem dahinter liegenden Spiegel. In den roten (dunklen) Strahlbereichen befindet sich überwiegend flüssiger Kraftstoff. In den grünen (hellen) Strahlbereichen befindet sich dampfförmiger Kraftstoff.

Die binarisierten Bilder werden dann mit einem Algorithmus in der Software Davis von LaVision ausgewertet. Dieser Algorithmus erkennt die Einspritzstrahlen und bestimmt für jeden Einspritzstrahl den maximalen Abstand vom Mittelpunkt als Eindringtiefe. Der Strahlkegelwinkel wird bestimmt, indem entlang der Einspritzstrahlachse ein Winkel geöffnet wird bis sich innerhalb dieses Winkels 95 % der binarisierten Fläche des Einspritzstrahls befinden. Diese Auswertung wird zu jedem Zeitschritt also für jedes Bild für alle Betriebspunkte durchgeführt.

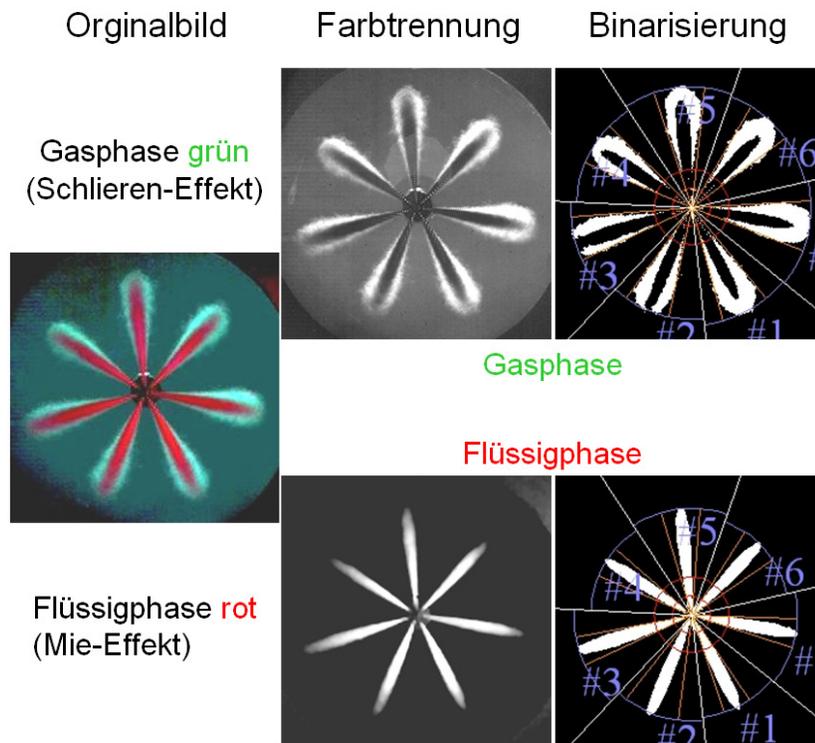


Abbildung 5.1: Auswertung der Filme aus den Druckkammeruntersuchungen

5.1.2 Kraftstoffvergleich

Mit der beschriebenen Methode können die Sprayausbreitung und das Verdampfungsverhalten gleichzeitig untersucht und analysiert werden. Ein Beispielvergleich der drei untersuchten Kraftstoffe ist für die Zeitpunkte von 0,7 ms (oben) und 1,2 ms (unten) nach Einspritzbeginn als Mittelung von 20 Aufnahmen in **Abbildung 5.2** dargestellt.

Der Beispielvergleich zeigt, dass die Hauptunterschiede zwischen den Kraftstoffen vor allem im Verdampfungsverhalten der Kraftstoffe liegen. Dieser Unterschied wird schon in der oberen Bildreihe sichtbar, die 0,7 ms nach Einspritzbeginn aufgenommen wird. Während bei Referenzdiesel eine nur sehr geringe Verdampfung zu erkennen ist, sind die Einspritzstrahlen des Kraftstoffgemisches aus n-Heptan/iso-Oktan schon mit einer deutlichen Gasphase umgeben. In der unteren Bildreihe, die 1,2 ms nach Einspritzbeginn aufgenommen wird, zeigt sich ein weiterer Unterschied der Kraftstoffe in der maximalen Eindringtiefe der flüssigen Kraftstoffphase. Diese verringert sich mit abnehmendem Siedeschwerpunkt. Hingegen unterscheiden sich Strahlkegelwinkel und Eindringtiefe der gasförmigen Kraftstoffphase nur gering.

Anhand einer Bildauswertung können in Abhängigkeit von der Zeit der Strahlspitzenweg, der Strahlkegelwinkel und unter der Annahme von Rotationssymmetrie auch das Strahlvolumen sowohl der flüssigen als auch der gasförmigen Phase des Kraftstoffstrahls bestimmt werden. Zur Nachbildung des zeitlichen Verlaufes der Eindringtiefen und der Winkel werden die Messpunkte wie oben beschrieben mit einer Regressionsfunktion abgebildet.

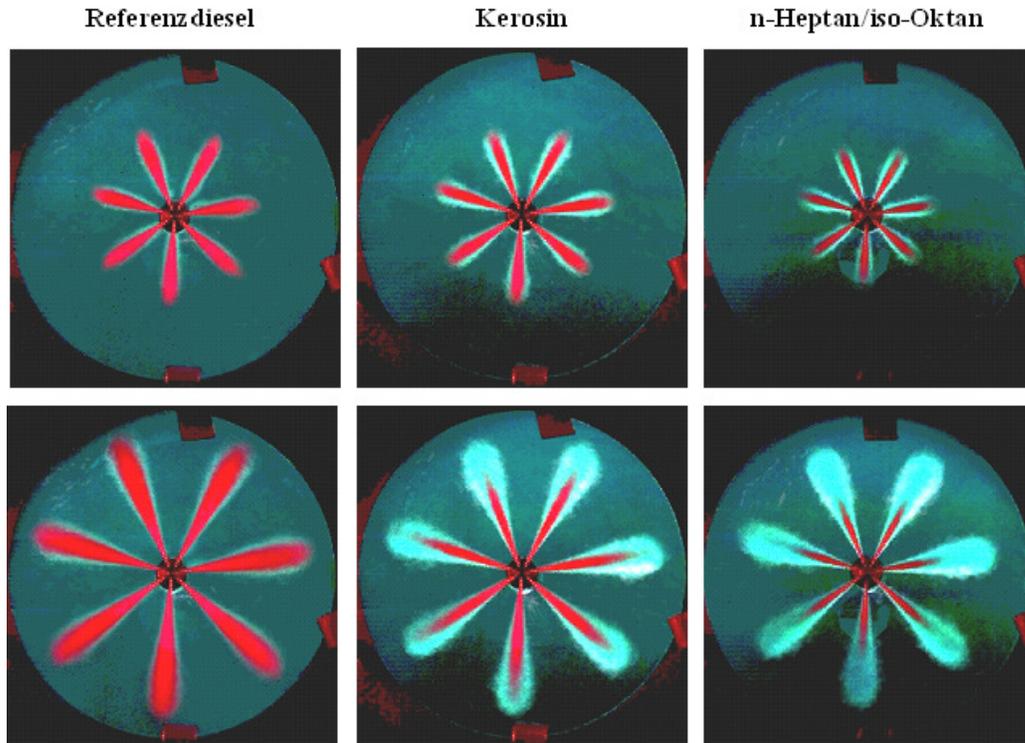


Abbildung 5.2: Vergleich dreier Kraftstoffe 0,7 ms (oben) und 1,2 ms (unten) nach Einspritzbeginn für den Betriebspunkt (BP)
 $p_{Kammer} = 40 \text{ bar}$; $T_{Kammer} = 600 \text{ K}$; $p_{Einspritzung} = 400 \text{ bar}$;
 $m_{Einspritzung} = 50 \text{ mg}$ [116]

In **Abbildung 5.3** sind die Messpunkte als Punkte und die Regressionsfunktionen durch Linien für einen Beispielbetriebspunkt dargestellt und zeigen den zeitlichen Verlauf der Eindringtiefen der Strahlen für die flüssige (links) und gasförmige (rechts) Phase der Kraftstoffe und der Strahlkegelwinkel.

Damit kann das Eindringverhalten der unterschiedlichen Kraftstoffe analysiert werden. Dabei zeigen die drei Kraftstoffe keine Unterschiede im Strahlspitzenweg der Gasphase und nur geringe Unterschiede im Strahlkegelwinkel. Der Hauptunterschied tritt in der Eindringtiefe der flüssigen Phase auf. Der flüssige Anteil der Kraftstoffe mit höhe-

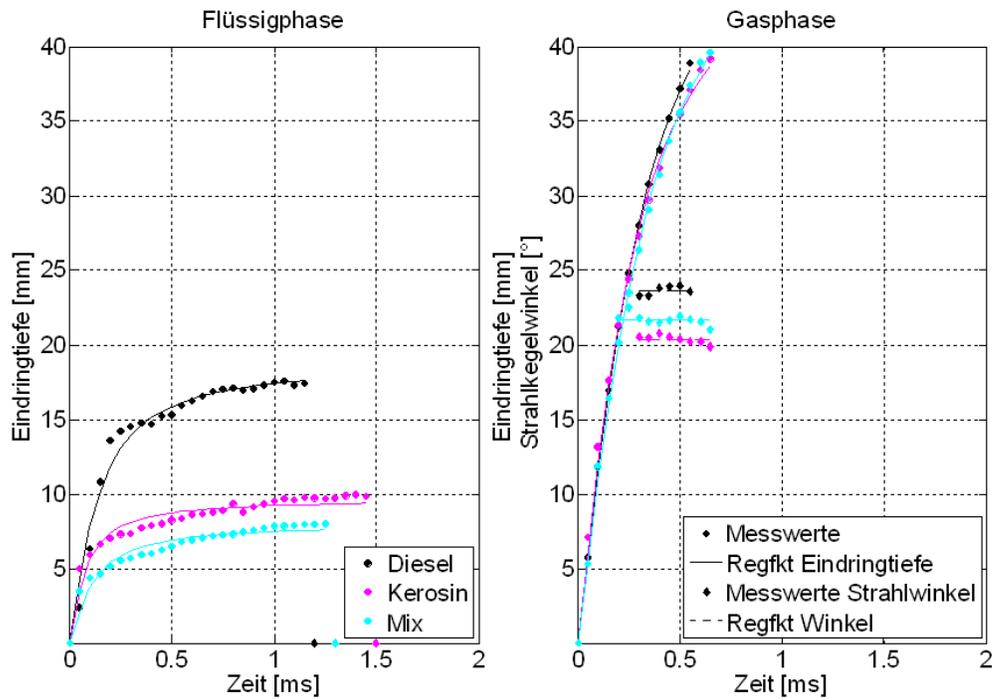


Abbildung 5.3: Ergebnisse der Druckkammerbildauswertung für den Betriebspunkt

$p_{Kammer} = 60 \text{ bar}$; $T_{Kammer} = 950 \text{ K}$; $p_{Einspritzung} = 1600 \text{ bar}$;

$m_{Einspritzung} = 50 \text{ mg}$

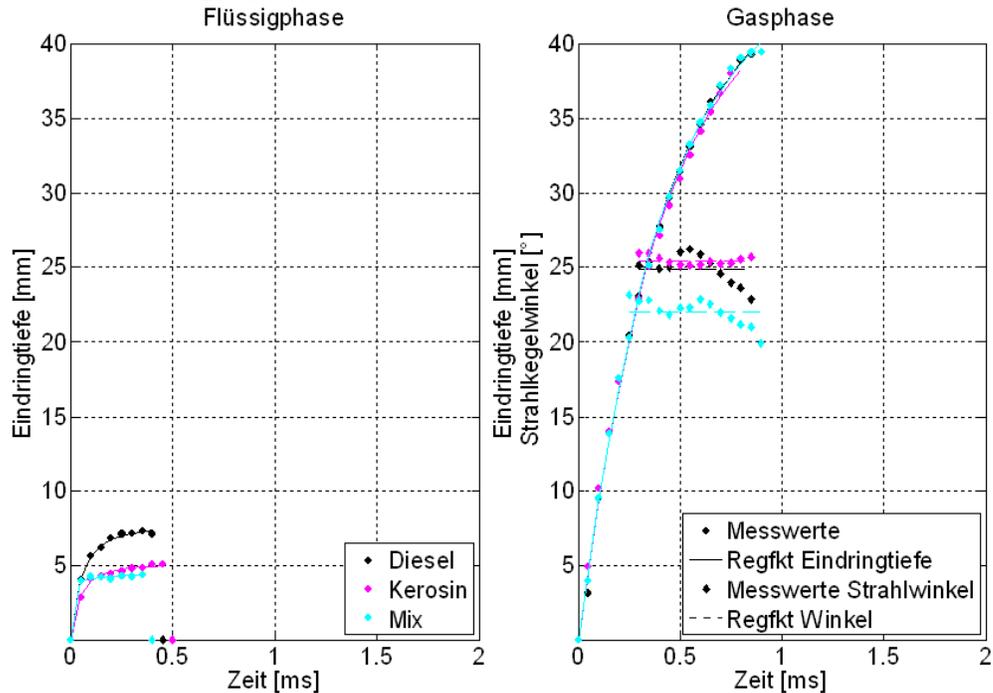


Abbildung 5.4: Ergebnisse der Druckkammerbildauswertung für den Betriebspunkt

$p_{Kammer} = 100 \text{ bar}$; $T_{Kammer} = 1000 \text{ K}$; $p_{Einspritzung} = 1600 \text{ bar}$;

$m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

rem Siedeschwerpunkt tritt weiter in die Druckkammer ein. Der Unterschied beträgt ca. 45 %.

Für den Betriebspunkt, wie er in **Abbildung 5.4** dargestellt ist, werden die Unterschiede zwischen den Kraftstoffen deutlich geringer. Mit zunehmendem Kammerdruck und höheren Kammertemperaturen gleichen sich die Eindringtiefen der Strahlkegelwinkel an. Die Eindringtiefe der flüssigen Phase von Kerosin und dem Kraftstoffgemisch aus n-Heptan/iso-Oktan unterscheidet sich nur noch marginal und der Unterschied zwischen CEC-Diesel und Kerosin wird deutlich geringer und beträgt nur noch ca. 21%.

Für den Motorbetrieb bedeutet das, dass bei geringen Saugrohrdrücken und Temperaturen der flüssige Dieselkraftstoff deutlich weiter in den Brennraum eindringt als das Kerosin und somit deutlich schlechter aufbereitet wird. Aufgrund der langsameren Verdampfung wird es mehr Tropfen geben, die zum Brennbeginn noch vorhanden sind und somit fette Zonen¹ im Brennraum bilden, in denen Ruß entsteht.

Daraus ergibt sich ein Ansatzpunkt durch die Verbesserung der Kraftstoffeigenschaften gezielt den Schadstoffausstoß zu reduzieren. Zusätzlich ist es denkbar den homogenen Betriebsbereich durch Anpassung der Kraftstoffeigenschaften zu vergrößern. Beispielsweise kann durch schnelleres Verdampfen und geringere Zündwilligkeit des Kraftstoffes die Gemischqualität bei Brennbeginn verbessert werden.

Da diese Überlegungen schon Bestandteil anderer Untersuchungen [164, 61, 165] sind, wird für diese Arbeit der Vorteil, der sich für den Kraftstoff Kerosin bietet, genutzt und am Beispiel dieses Kraftstoffes der Zusammenhang der Gemischqualität mit den entstehenden Emissionen gezeigt und Berechnungsmodelle aufgestellt. Für jeden anderen Kraftstoff ist die gleiche systematische Vorgehensweise anwendbar.

5.1.3 Verifizierung und Parameterstudie der Modelle

In diesem Abschnitt werden die Einflüsse der untersuchten Parameter auf die Strahlabreitung am Beispiel des Kraftstoffes Kerosin betrachtet. Gleichzeitig werden die aufgestellten Berechnungsmodelle für die Strahleindringtiefe und den Strahlkegelwin-

¹ Für flüssigen Kraftstoff gilt: $\lambda = 0$, da kein Sauerstoff für die Verbrennung im flüssigen Kraftstoff enthalten ist.

kel verifiziert, da die hier gezeigten Parametervariationen nicht mit in die Modellbildung eingegangen, sondern Verifikationspunkte sind. Die Modellbildung erfolgt nach der Methode, die in Kapitel 3 beschrieben ist.

In **Abbildung 5.5** ist die Verifizierung der Druckkammermodelle anhand von statistischen Daten abgebildet. In den drei Diagrammen sind die berechneten Größen aus den DoE-Modellen über den Messwerten als rote Punkte aufgetragen. Die blaue Linie entspricht der Winkelhalbierenden auf der die Punkte liegen, wenn die Messwerte und die Modellwerte gleich groß sind. Für die drei Modelle Eindringtiefe der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphase sowie des Strahlkegelwinkels der gasförmigen Kraftstoffphase sind die Kenngrößen $R^2_{\text{gewichtet}}$ und der RMS-Fehler als Zahlenwerte in den Diagrammen als auch in **Tabelle 5.1** zusammengestellt. Alle Modelle zeigen eine hohe Korrelation und einen geringen Fehler. Das Modell für die Eindringtiefe der gasförmigen Kraftstoffphase, das für die Berechnung von λ_{Strahl} die entscheidende Rolle spielt, hat den höchsten Korrelationskoeffizienten und den geringsten Fehler. In den folgenden Abschnitten wird die Verifizierung anhand von Beispielen durchgeführt und mit der Diskussion von Parametervariationen verbunden.

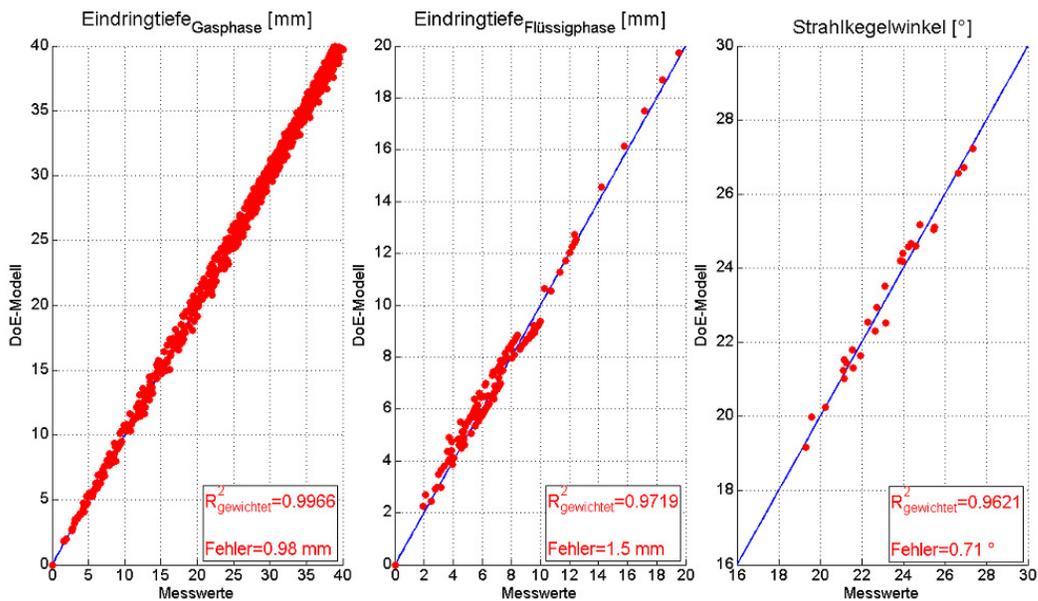


Abbildung 5.5: Verifikation der Druckkammermodelle Eindringtiefe und Strahlkegelwinkel

Die **Abbildungen 5.6, 5.7, 5.8, 5.9** zeigen die Variation der Parameter Druckkammerdruck, -temperatur, Einspritzdruck und -menge für unterschiedliche Betriebspunkte.

Tabelle 5.1: Korrelationskoeffizienten und RMS-Fehler der Druckkammermodelle

Modelle	Korrelationskoeffizienten	RMS-Fehler [mm] bzw. [°]
Eindringtiefe flüssig	0.972	0.98
Eindringtiefe gasförmig	0.997	1.5
Strahlkegelwinkel	0.962	0.71

Abgebildet sind die zeitlichen Verläufe der Strahleindringtiefen für die flüssige und dampfförmige Kraftstoffphase und die Strahlkegelwinkel der dampfförmigen Kraftstoffphase. Die gemessenen Größen sind als Punkte, die zugehörigen Regressionsfunktionen mit den bestimmten Parametern α_1 und α_2 als durchgezogene Linien sowie die Modellfunktionen mit den berechneten Parameter α_1 und α_2 als gestrichelte Linien dargestellt. Alle Bilder zeigen eine sehr gute Übereinstimmung der Messgrößen mit den berechneten Kurven, so dass von einer hohen Güte der Modelle ausgegangen werden kann.

Auffällig bei allen vier Abbildungen ist, dass die Eindringtiefe der Gasphase mit der Zeit stetig zunimmt, wohingegen die Eindringtiefe der flüssigen Phase nach einer gewissen Zeit einen Maximalwert erreicht. Wie Pauer [124] zeigt, wird der quasistationäre Zustand erreicht, wenn ein Gleichgewicht zwischen Tropfeneindringgeschwindigkeit und Verdampfung erreicht wird. Nach dem Ende der Einspritzung verdampft der flüssige Anteil des Kraftstoffes weiter, so dass sich die flüssige Kraftstoffphase der Einspritzstrahlen auflöst und für kürzere Zeit als die gasförmige Phase der Einspritzstrahlen existiert.

Die Druckkammerdruckvariation ist in **Abbildung 5.6** dargestellt. Mit steigendem Druckkammerdruck sinken sowohl die Eindringtiefen der flüssigen als auch der gasförmigen Phasen des Einspritzstrahls, da der aerodynamische Widerstand der Tropfen mit zunehmender Gasdichte der Druckkammeratmosphäre steigt und die Tropfen dadurch schneller an Geschwindigkeit verlieren. Durch die erhöhte Widerstandskraft wird der Impuls des Kraftstoffstrahls schneller abgebaut und aufgrund der Impulserhaltung [179] nimmt deshalb der Strahlkegelwinkel entsprechend zu.

Die Kammertemperaturvariation ist in **Abbildung 5.7** dargestellt. Dabei zeigt die Variation der Kammertemperatur nur einen geringen Einfluss auf die Gasphase. Durch die Kammertemperaturerhöhung verringert sich die Dichte des Gases in der Druck-

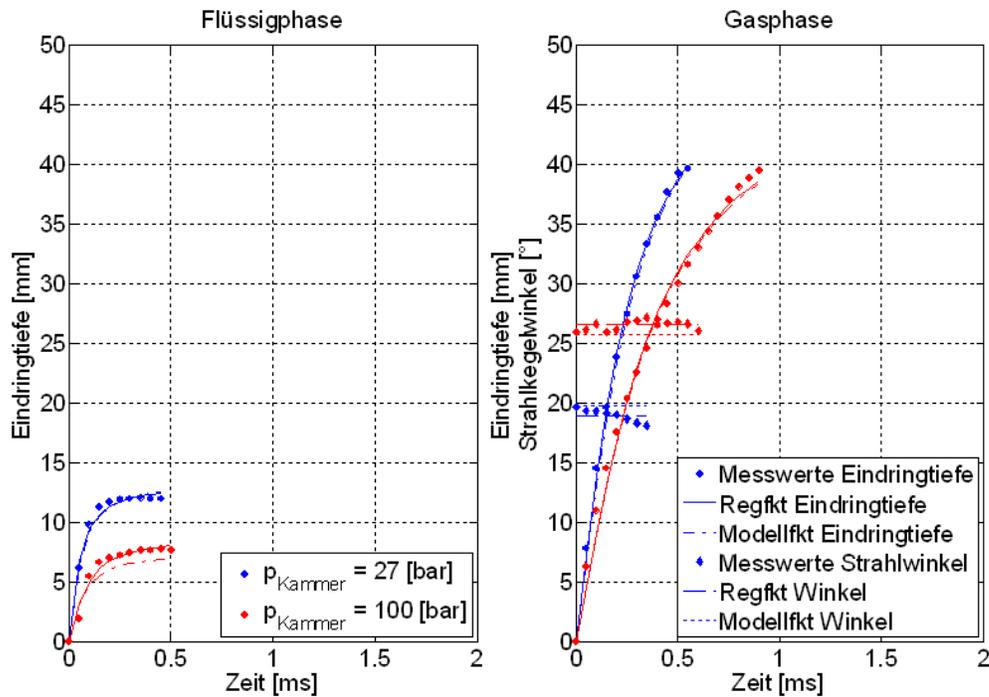


Abbildung 5.6: Verifikation der Berechnungsmodelle - Kammerdruckvariation

BP: $T_{Kammer} = 800 \text{ K}$; $p_{Einspritzung} = 1600 \text{ bar}$;

$m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

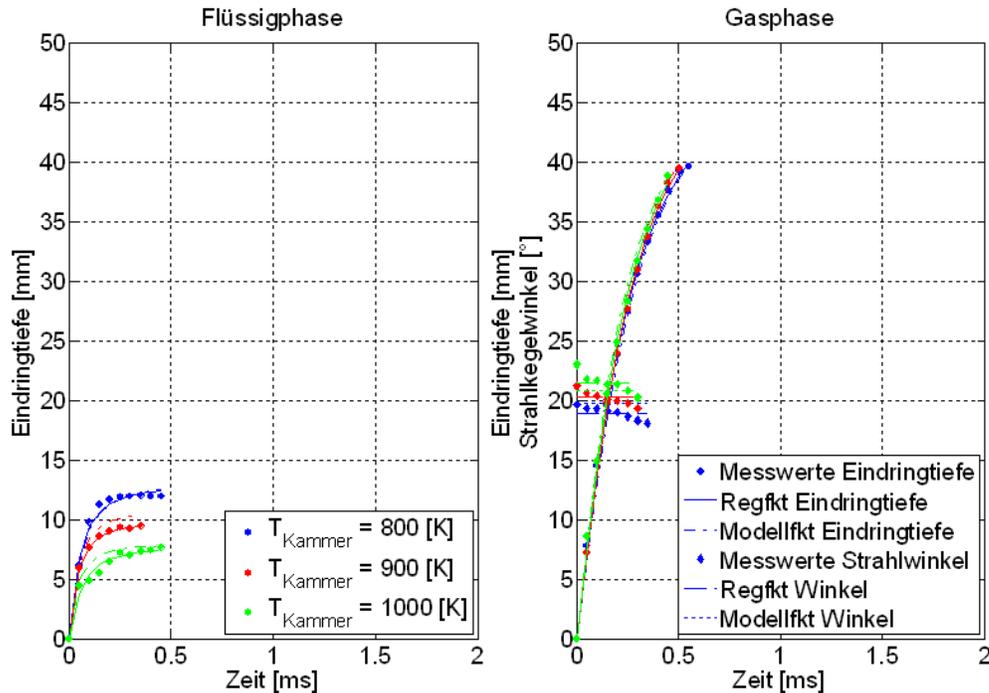


Abbildung 5.7: Verifikation der Berechnungsmodelle - Kammertemperaturvariation

BP: $p_{Kammer} = 27 \text{ bar}$; $p_{Einspritzung} = 1600 \text{ bar}$; $m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

kammer. Die Dichteänderung ist aber viel geringer als bei der Druckkammerdruckvariation. Deshalb sind nur sehr geringe Einflüsse auf die Gasphase vorhanden. Die Kammertemperaturvariation hat aber einen deutlichen Einfluss auf die Eindringtiefe der flüssigen Kraftstoffphase. Mit zunehmender Druckkammertemperatur sinkt die maximale Eindringtiefe des flüssigen Kraftstoffs, da die Tropfen schneller verdampfen können. Durch die schnelle Verdampfung gehen die Tropfen schneller in die Gasphase über, es findet aber dadurch kein Impulsaustausch mit dem umliegenden Gas statt. Deshalb ist der kaum sichtbare Einfluss der Kammertemperatur auf die Gasphase in der Dichteänderung begründet [155, 156, 115].

Die Variation des Einspritzdruckes ist in **Abbildung 5.8** dargestellt. Die Abbildung der Einspritzdruckvariation zeigt, dass sich die maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase mit verändertem Einspritzdruck kaum ändert. Aber durch die verkürzte Ansteuerdauer bei steigendem Einspritzdruck wird die Einspritzdauer verkürzt, so dass die flüssige Phase des Einspritzstrahls kürzere Zeit existiert bis sie verdampft ist. Steigender Einspritzdruck erhöht den Impuls der Einspritzstrahlen. Mit steigendem Einspritzdruck dringt deshalb die Gasphase schneller und weiter in die Druckkammer ein. Auf den Strahlkegelwinkel hat der erhöhte Einspritzdruck keinen Einfluss. Diese Abhängigkeiten werden von verschiedenen Untersuchungen bestätigt [114, 124, 90].

Die Variation der Einspritzmenge ist in **Abbildung 5.9** gezeigt. Die Vergrößerung der Einspritzmenge hat keinen Einfluss auf die Eindringtiefe der flüssigen oder gasförmigen Phase und nur einen kleinen Einfluss auf den Strahlkegelwinkel. Da mehr Kraftstoff eingespritzt wird, verlängert sich die Einspritzdauer der Einspritzung entsprechend und, wie schon bei der Variation des Einspritzdruckes diskutiert, existiert dadurch die flüssige Phase der Einspritzung länger.

Mit Hilfe der aufgestellten Berechnungsmodelle lassen sich die beschriebenen Effekte abbilden und können somit im gesamten Versuchsraum eingesetzt werden. Berechnet werden können damit die Strahleindringtiefe der flüssigen und gasförmigen Phase des Kraftstoffstrahls sowie der Strahlkegelwinkel der Gasphase in Abhängigkeit von der Zeit. Somit ist es möglich die Einspritzstrahlgeometrie zu beschreiben und unter der Annahme von Rotationssymmetrie kann das Strahlvolumen bestimmt werden.

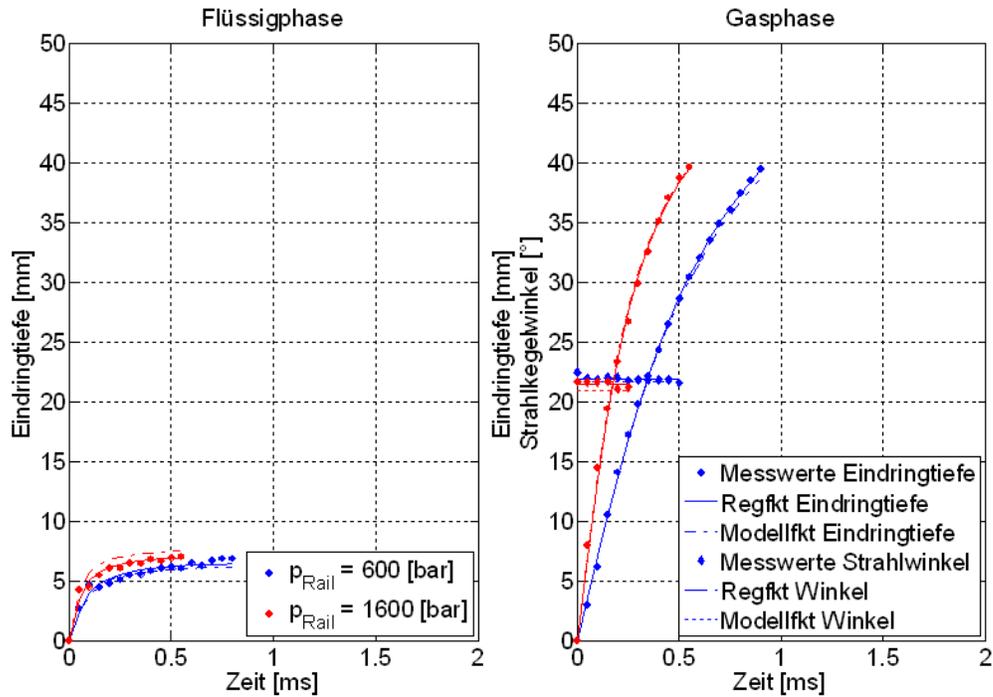


Abbildung 5.8: Verifikation der Berechnungsmodelle - Einspritzdruckvariation

BP: $T_{Kammer} = 1000 \text{ K}$; $p_{Kammer} = 40 \text{ bar}$; $m_{Einspritzung} = 17 \text{ mg}$

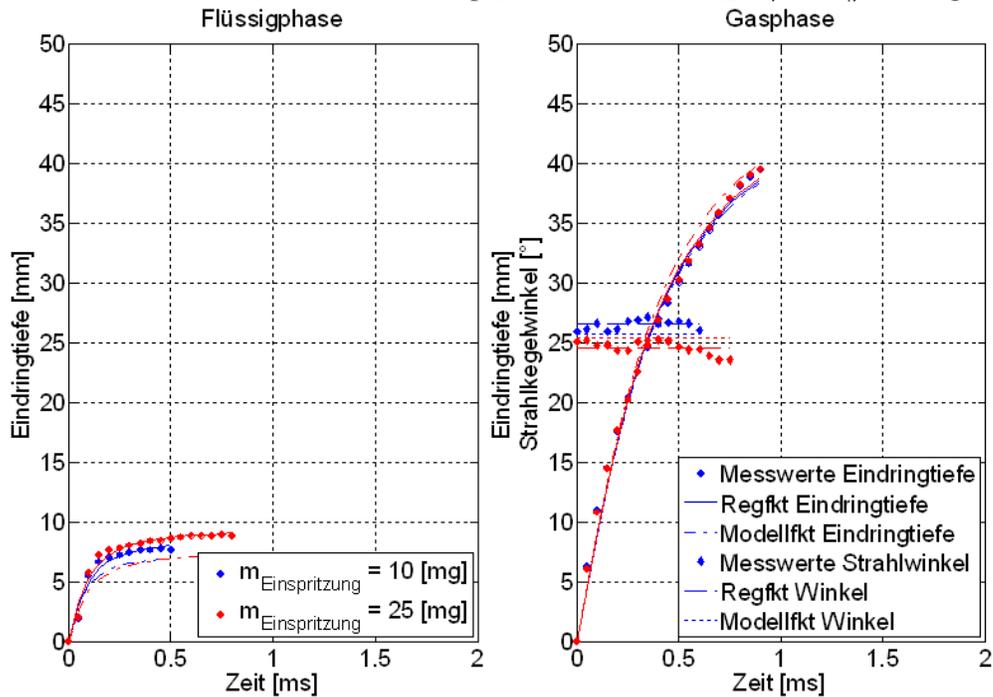


Abbildung 5.9: Verifikation der Berechnungsmodelle - Einspritzmengenvariation

BP: $T_{Kammer} = 800 \text{ K}$; $p_{Kammer} = 100 \text{ bar}$; $p_{Einspritzung} = 1600 \text{ bar}$

5.2 Einspritzpumpenprüfstand

Auf dem Einspritzpumpenprüfstand werden mit einem Einspritzindikator Einspritzraten für den Injektor, der für die Einzylinderuntersuchungen verwendet wird, im Versuchsraum aus **Abbildung 4.8** gemessen. Die Untersuchungen am Einspritzpumpenprüfstand wurden mit Prüföl durchgeführt.

Die Versuchsergebnisse mit dem Einspritzindikator zeigen eine sehr hohe Messgenauigkeit. Die Auswertung der Messergebnisse mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung zeigen eine hohe Korrelation und einen geringen RMS-Fehler².

Für die Größe Einspritzbeginn (ESB) ist der Korrelationskoeffizient 0,97 und der RMS-Fehler 0,017 ms. Für die Größe Einspritzende (ESE) ist die Korrelation von 0,99 sehr hoch und der RMS-Fehler von 0,18 ms klein.

Die Einspritzmenge wird analog zum Vorgehen wie in den **Gleichungen 3.3** und **3.4** bestimmt, mit der Vereinfachung, dass die Parameter α_1 und α_2 nur von den Größen Einspritzdruck und Einspritzmenge abhängig sind.

Aus den Untersuchungen mit dem Einspritzdruckindikator lassen sich somit in dem aufgespannten Versuchsraum Einspritzbeginn und -ende sowie der Einspritzverlauf bestimmen und somit auch, in Abhängigkeit von der Zeit, die eingespritzte Kraftstoffmenge.

Die Verifikation der Ergebnisse erfolgt gleichzeitig mit der Verifikation der Emissionsmodelle aus den Einzylinderuntersuchungen und wird in **Kapitel 7** ab der **Seite 95** beschrieben.

5.3 Zusammenführung der Komponentenprüfstände

Die bisher ermittelten Versuchsergebnisse sind an Komponentenprüfständen unabhängig von einem motorischen Versuchsträger entstanden. Um die Ergebnisse der Druck-

² RMS-Fehler steht für root mean square Fehler und gibt die mittlere Abweichung der Polynommodelle von den Messwerten an.

kammer und des Einspritzpumpenprüfstandes auf einen Einzylindermotor zu übertragen, wird eine Auswertung von Indizierdaten vorgenommen, die an dem Einzylindermotor gemessen werden.

In **Abbildung 5.10** sind über Druck und Temperatur die Bedingungen aus den Druckkammerversuchen und für den Einzylinderversuch dargestellt. Die blau markierten Punkte stellen dabei die Druckkammerbedingungen aus dem Versuchsplan dar und grenzen den Druckkammerversuchsraum ein. Die vier durchgezogenen Kurven stellen den Verlauf von Druck und Temperatur während der Verdichtung im Zylinder des Einzylindermotors in Abhängigkeit von dem minimalen und maximalen Ladedruck bzw. der Ladelufttemperatur dar.

Bis zum oberen Totpunkt nehmen Druck und Temperatur durch die Verdichtung des Kolbens zu. Für diese Untersuchungen wird der Einspritzbeginn auf einen Zeitpunkt nach dem oberen Totpunkt gesetzt. Nach dem oberen Totpunkt nehmen sowohl Druck als auch Temperatur wieder ab bis das Gemisch im Brennraum zu brennen anfängt. Während der Expansion nehmen Druck und Temperatur wieder ab, so dass die Kurven wieder in Richtung Diagrammursprung laufen. Die Expansion ist in der **Abbildung 5.10** nicht vollständig dargestellt.

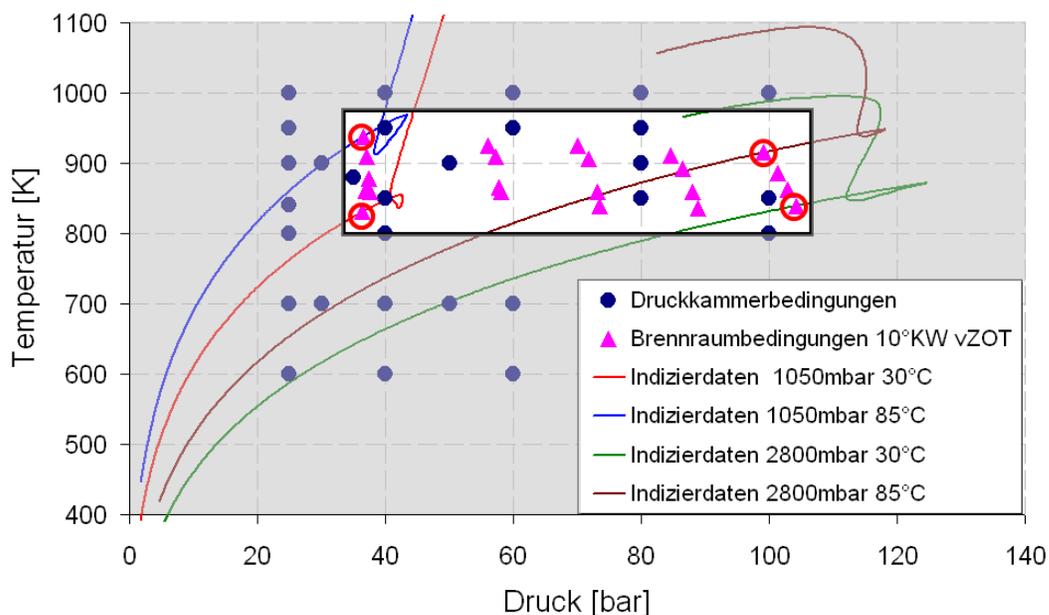


Abbildung 5.10: Vergleich von Indizierdaten des Einzylindermotors und Betriebspunkten der Druckkammer

In **Abbildung 5.10** markieren die roten Kreise die Bedingungen Druck und Tempe-

ratur zum Zeitpunkt 10 °KW v. ZOT. Zu diesem Zeitpunkt erfolgt für die folgenden Einzylinderuntersuchungen der Einspritzbeginn, der konstant gehalten wird. Da die vier dargestellten Kurven die Extrembedingungen im Brennraum beschreiben, markieren sie den Versuchsraum des Einzylindermotors. Die magentafarbenen Dreiecke markieren die Brennraumbedingungen aus den Einzylinderuntersuchungen, die für die Erstellung der Emissionsmodelle genutzt werden.

Abbildung 5.10 zeigt, dass der Versuchsraum des Motors, der durch den schwarzen Kasten gekennzeichnet ist, innerhalb des Versuchsraums der Druckkammer liegt. Mit der Auswertung der Indizierdaten für die untersuchten Betriebspunkte ist damit eine Übertragung der Ergebnisse der Druckkammeruntersuchungen auf den Einzylindermotor möglich. Bei der Übertragung der Ergebnisse von der Druckkammer auf den Einzylindermotor kann der Einfluss der Luftbewegung nicht berücksichtigt werden, da die Luftbewegung, die im Brennraum herrscht, in der Druckkammer nicht dargestellt werden kann. Da der Einzylindermotor aber ein sehr geringes Drallniveau hat und die Einspritzstrahlen, wie im Stand der Technik beschrieben, deutlich mehr turbulente kinetische Energie in den Brennraum einbringen als die Luftbewegung hat, kann der Einfluss der Luftbewegung vernachlässigt werden. Gleichzeitig können aufgrund gleicher Randbedingungen für den Einspritzdruck und die Einspritzmenge die Ergebnisse des Einspritzindikators auf den Einzylindermotor übertragen werden.

Mit dieser Herangehensweise ist es möglich die Prozesskette auf motorrelevante Betriebsbedingungen anzuwenden. Damit stehen für die Einzylinderuntersuchungen alle Größen zur Verfügung um das Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl in Abhängigkeit von der Zeit zu berechnen.

5.4 Einzylindermotor

5.4.1 Bestimmung der Gemischaufbereitungszeit

Die Gemischaufbereitungszeit wird für diese Untersuchungen als die zeitliche Differenz zwischen Einspritzbeginn und Brennbeginn (Umsatzschwerpunkt 5 %) definiert. Die zeitliche Differenz zwischen Ansteuer- und Einspritzbeginn (Einspritzzeitverzug) ist aus den Berechnungsmodellen des Einspritzpumpenprüfstandes bekannt. Am Einzylinderprüfstand wurde die Differenz zwischen dem Ansteuerbeginn und dem Brennbe-

ginn gemessen. Damit ist eine Berechnung der Gemischaufbereitungszeit möglich.

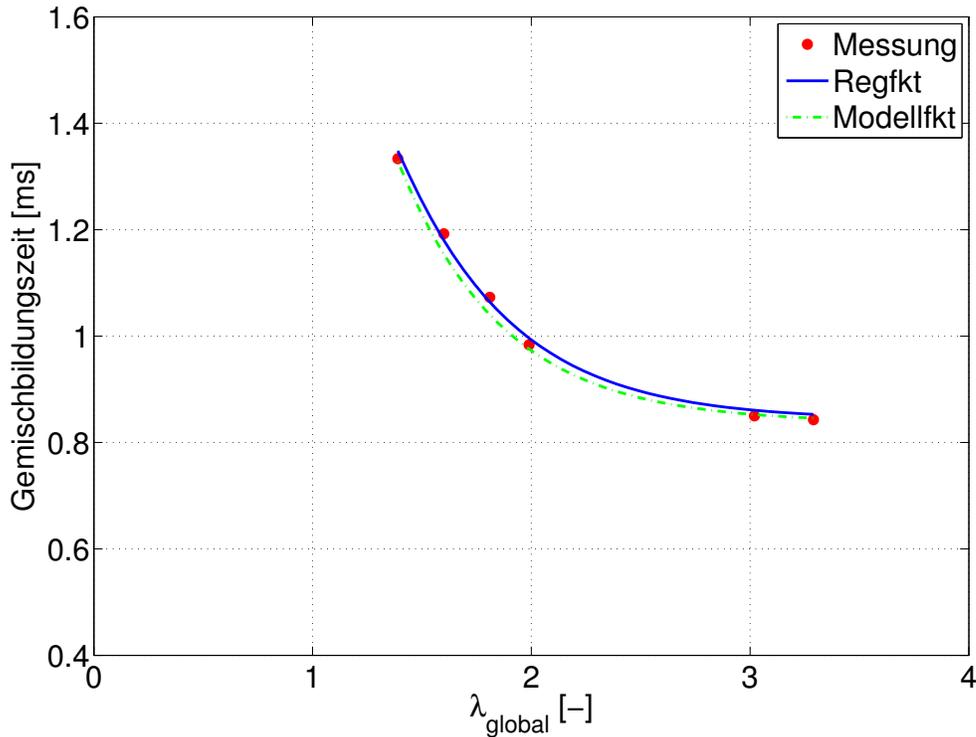


Abbildung 5.11: Gemischaufbereitungszeit abhängig vom Luft-Kraftstoffverhältnis

$$p_{Lade} = 1400 \text{ mbar}; T_{Lade} = 40 \text{ }^\circ\text{C}; m_{Einspritzung} = 13 \text{ mg};$$

$$p_{Einspritzung} = 800 \text{ bar}$$

In **Abbildung 5.11** ist für eine Beispiel AGR-Variation des Versuchsplans aus den **Abbildungen 4.12 und 4.13** für einen festen Betriebspunkt die Gemischaufbereitungszeit über dem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis dargestellt. Für diese Untersuchungen wurden die Parameter aus **Tabelle 4.6** konstant gehalten. Die roten Punkte repräsentieren die Messpunkte, die blaue Linie ist die aus der Minimierung der Fehlerquadrate resultierende Regressionsfunktion und die grüne gestrichelte Linie zeigt die sich für diesen Betriebspunkt ergebene Modellfunktion.

Mit steigendem Luft-Kraftstoffverhältnis (λ_{global}) sinkt die Gemischaufbereitungszeit, so wie in **Abbildung 5.11** dargestellt. Dieses physikalische Verhalten ist für alle Betriebspunkte gleich, da nach dem **Arrhenius Ansatz 2.4** die Temperatur exponentiell in den Zündverzug eingeht. Im Brennraum wird die Temperatur abgesenkt, indem Abgas zurückgeführt wird. Damit decken sich die Messergebnisse mit den aus der Literatur bekannten theoretischen Zusammenhängen.

5.4.2 Verifikation der Gemischaufbereitungszeit

Mit dem gleichen Vorgehen wie in den **Gleichungen 3.3** und **3.4** werden die Parameter der Regressionsfunktion für die Gemischaufbereitungszeit in Abhängigkeit der variierten Parameter über dem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis bestimmt.

Die Verifikation der Modellfunktionen hat eine hohe Übereinstimmung mit den Messwerten aufgezeigt, so wie es in **Abbildung 5.11** dargestellt ist. Zur weiteren Verifikation der Modelle für die Gemischaufbereitungszeiten werden die berechneten Gemischbildungszeiten über den gemessenen Gemischaufbereitungszeiten aufgetragen. Dies ist in **Abbildung 5.12** gezeigt.

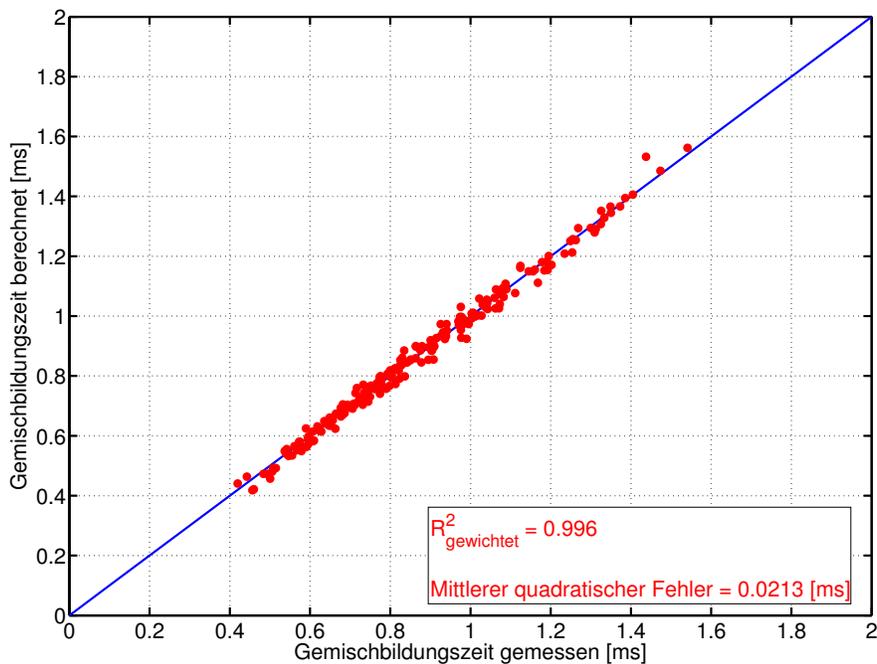


Abbildung 5.12: Verifikation des Modells für die Gemischaufbereitungszeit

Für das Modell werden jeweils der Korrelationskoeffizient und die Wurzel des mittleren quadratischen Fehlers berechnet. Mit einem gewichteten Korrelationskoeffizienten von 0.996 und einem mittleren Fehler von 0.0213 ms sind die Modelle sehr genau und können deshalb eingesetzt werden, um die Gemischaufbereitungszeit im gesamten Versuchsraum zu berechnen. Die Verifikation der Gemischaufbereitungszeit anhand von Verifikationspunkten wird in Verbindung mit den Modellen des Einspritzindika-

tors durchgeführt.

5.4.3 Parameterstudie der Gemischaufbereitungszeit

In **Abbildung 5.13** ist eine Parametervariation der Zylinder- und Einspritzbedingungen dargestellt, wobei die Parameter von ihren minimalen bis zu ihren maximalen Werten, wie in **Tabelle 4.7** (Seite 56) dargestellt, variiert werden. Der Minimalwert entspricht dem Wert Null und der Maximalwert entspricht dem Wert Eins. Die Variationen werden ausgehend von einem Betriebspunkt für alle Parameter einzeln durchgeführt.

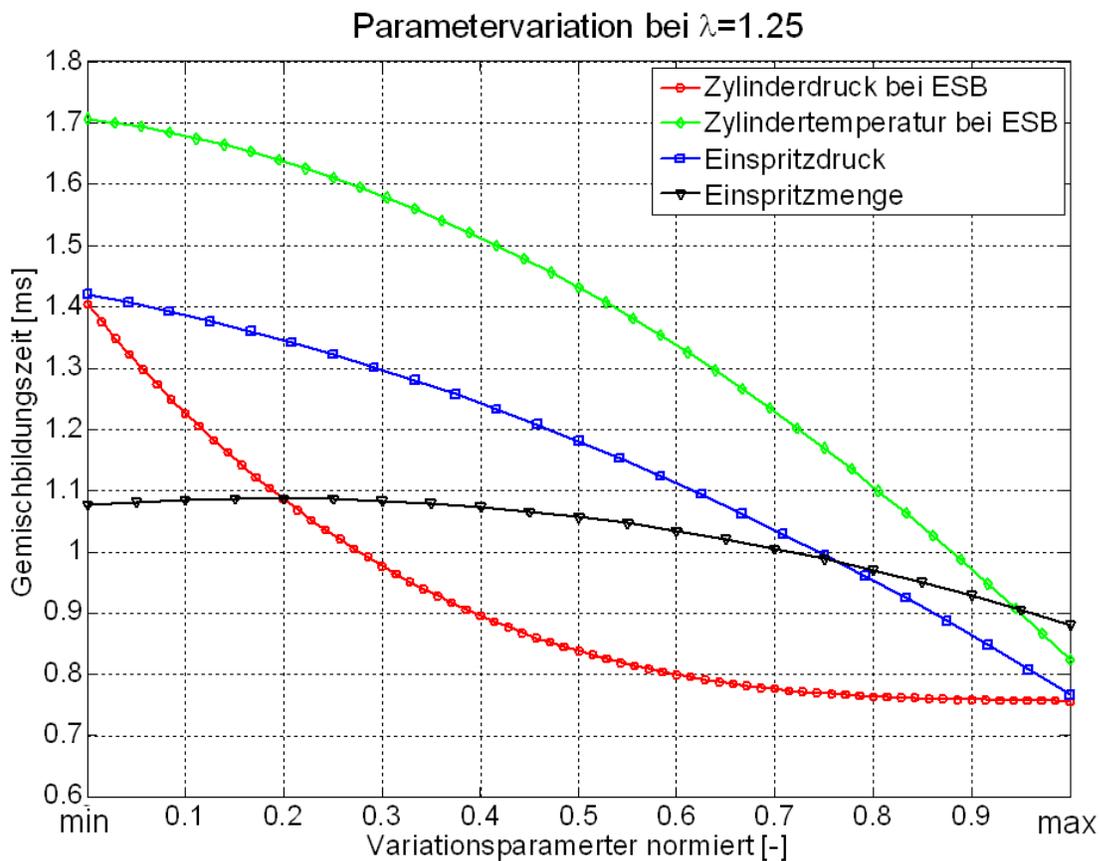


Abbildung 5.13: Auswirkungen der Parameter $p_{Zylinder}$, $T_{Zylinder}$, $m_{Einspritzung}$, $p_{Einspritzung}$ auf die Gemischbildungszeit

Die Kurvenverläufe der Variationen zeigen, dass die Zylindertemperatur den höchsten Einfluss und die Einspritzmenge den geringsten Einfluss auf die Gemischbildungszeit haben. Die Einflüsse von Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn, Einspritzdruck und

Einspritzmenge zeigen alle einen ähnlichen Kurvenverlauf. Der Einfluss dieser Parameter steigt, je weiter diese verstellt werden. Ein anderer Kurvenverlauf zeigt sich für den Zylinderdruck bei Einspritzbeginn. Je stärker der Zylinderdruck gesteigert wird, umso geringer wird die Abnahme der Gemischaufbereitungszeit.

Der Einfluss der Einspritzmenge ist am geringsten, da der Kraftstoff sich während der Einspritzung im Brennraum bereits ausbreitet. Damit beeinflussen die ersten Kraftstofftropfen die letzten Kraftstofftropfen, die in den Brennraum eingespritzt werden, nur sehr wenig. Wie für die Druckkammerergebnisse schon diskutiert, verändert sich die räumliche Ausbreitung der Gas- und Flüssigphase nicht, da die nachfolgend eingespritzten Kraftstofftropfen auf die zu Beginn der Einspritzung eingebrachten Tropfen wenig Einfluss haben. Da der zu Beginn eingebrachte Kraftstoff aufgrund der langen Gemischaufbereitungszeit am besten aufbereitet wird, hat die Einspritzmenge einen nur geringen Einfluss auf die Gemischaufbereitungszeit [49, 148].

Mit steigender Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn verringert sich die Gemischaufbereitungszeit, da der Kraftstoff schneller verdampft und der chemische Zündverzug nach der Arrheniusgleichung exponentiell abnimmt. Dies lässt sich auch mit der Gemischaufbereitung erklären, da aus den Druckkammeruntersuchungen bekannt ist, dass die Druckkammertemperatur vor allem Auswirkungen auf die Ausbreitung der flüssigen Phase des Kraftstoffs hat. Durch die schnellere Verdampfung wird der Kraftstoff besser aufbereitet und der chemische Zündverzug reduziert.

Ebenfalls mit der empirisch ermittelten Arrheniusgleichung kann die Abnahme der Gemischaufbereitungszeit mit steigendem Zylinderdruck nach Einspritzbeginn erklärt werden, da der Einfluss des Zylinderdrucks mit einem Term $\frac{1}{p^2}$ beschrieben wird. Dieser Einfluss des Zylinderdrucks auf die Gemischaufbereitungszeit kann mit der Gemischaufbereitung und den Druckkammeruntersuchungen erklärt werden. Durch den erhöhten Gegendruck bei der Einspritzung wird das Gemisch aufgrund der intensivierten Wechselwirkung zwischen Kraftstoff und umgebener Luft besser aufbereitet und die Gemischaufbereitungszeit verkürzt sich [158, 157, 188, 118, 63].

Aus der empirischen Arrheniusgleichung können ähnliche Kurvenverläufe für die Variation der Größen Temperatur und Druck abgeleitet werden. Hingegen können die Einflüsse der Größen Einspritzdruck und Einspritzmenge nicht mit dem empirischen Ansatz abgebildet werden, da sie nicht in die **Gleichung 2.4** eingehen. Da der Einfluss der Einspritzmenge auf die Gemischaufbereitungszeit gering ist, kann er vernachlässigt werden.

sigt werden. Der Einfluss des Einspritzdruckes hat aber die gleiche Größenordnung wie der Zylinderdruck auf die Gemischaufbereitungszeit und kann deshalb nicht vernachlässigt werden.

Aus den Druckkammeruntersuchungen ist bekannt, dass mit steigendem Einspritzdruck die flüssige Kraftstoffphase kürzere Zeit im Brennraum existiert, da sich sowohl die Einspritzdauer verkürzt, als auch die Kraftstofftropfen schneller verdampfen. Durch die schnellere Verdampfung der Tropfen wird der physikalische Zündverzögerung, wie in **Abbildung 5.13** gezeigt, reduziert.

Zur Umsetzung eines homogenen Brennverfahrens wird eine große Gemischaufbereitungszeit benötigt, die durch Absenken der Zylindertemperatur und des Zylinderdruckes vergrößert werden kann. Der Theorie nach ist es ebenfalls vorteilhaft, den Einspritzdruck zu senken. In der Praxis kann das aber nicht uneingeschränkt durchgeführt werden, da mit sinkendem Einspritzdruck auch die Gemischqualität abnimmt und es vermehrt zur Rußbildung kommt. Daraus ergeben sich die Zylindertemperatur und der Zylinderdruck als zwei Hauptparameter zur Realisierung des teilhomogenen Brennverfahrens.

5.4.4 Untersuchungsergebnisse mit der Zwei-Farben-Pyrometrie

In diesem Abschnitt soll mit Hilfe von optischen Untersuchungen nachgewiesen werden, dass mit einer verbesserten Gemischaufbereitung eine Reduktion der Rußemissionen erreicht werden kann und der Anteil der vorgemischten Verbrennung dabei zunimmt, wie es in **Kapitel 6** vorausgesetzt wird.

Eingesetzt wird das optische System an den Betriebspunkten des Versuchsplans, wie er in den **Abbildungen 4.12 und 4.13** zu sehen ist. Dabei werden für jeden Betriebspunkt, für jedes Luft-Kraftstoffverhältnis und für jeden Kurbelwinkel fünf Rohbilder aus fünf unterschiedlichen Verbrennungszyklen aufgezeichnet.

Die Berechnung der orts aufgelösten Temperaturen im Brennraum aus den Rohbildern gliedert sich, wie in **Abbildung 5.14** dargestellt, in drei Abschnitte. Die Rohbilder der Aufnahmen mit dem Zwei-Farben-Pyrometriesystem sind in den **Abbildungen 5.15 und 5.16** für einen Betriebspunkt, einen Kurbelwinkel und einen Verbrennungszyklus

exemplarisch dargestellt.

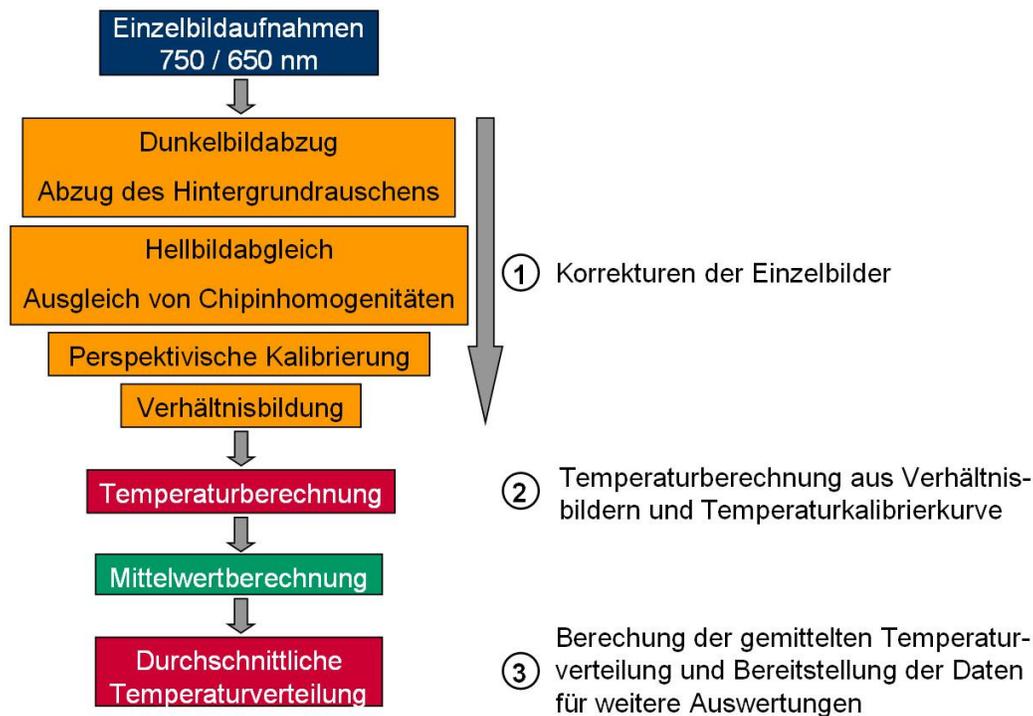


Abbildung 5.14: Schematische Darstellung des Vorgehens der Brennraumtemperaturberechnung

In dem ersten Schritt der Nachbearbeitung werden die drei Störeinflüsse:

- Hintergrundrauschen
- Inhomogenitäten auf dem Kamerachip
- perspektivischer Versatz

nachgearbeitet, indem ein Dunkelbildabgleich, ein Hellbildabgleich und eine perspektivische Kalibrierung durchgeführt werden. Aus den korrigierten Rohbildern der Wellenlängen 750 nm und 650 nm wird ein Verhältnisbild berechnet. Das berechnete Verhältnisbild aus den **Rohbildern 5.15** und **5.16** ist in **Abbildung 5.17** dargestellt.

Im zweiten Schritt wird die Temperatur der diffusionsgesteuerten Verbrennung berechnet. Mit Hilfe einer Kalibrierkurve, die mit einer Wolframbandlampe aufgezeichnet wird, können die berechneten Verhältnisse der Rohbilder, wie in **Abbildung 5.17** dargestellt, für jeden Bildpunkt in eine Temperatur umgerechnet werden. Die berechnete Temperaturverteilung aus den **Rohbildern 5.15** und **5.16** ist in **Abbildung 5.18**

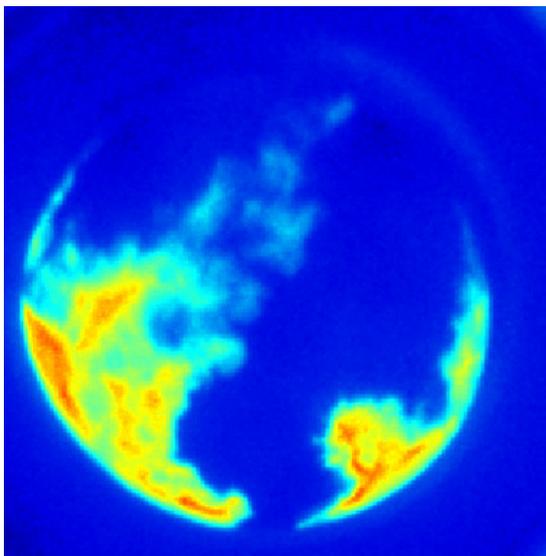


Abbildung 5.15: Rohbild bei 750 nm

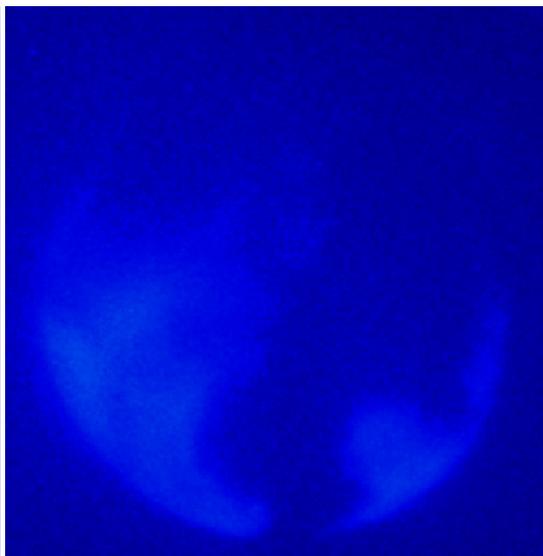


Abbildung 5.16: Rohbild bei 650 nm

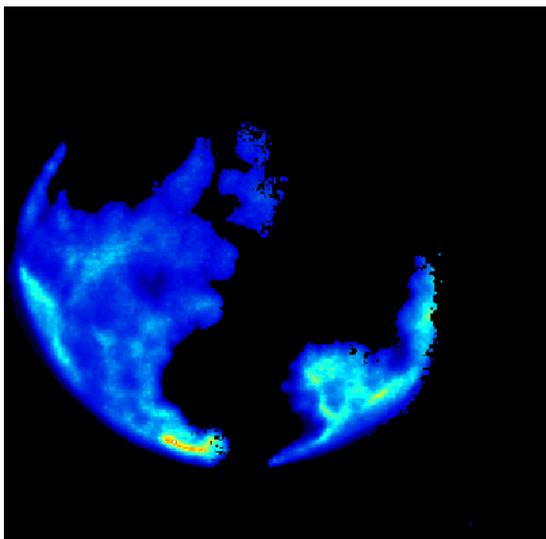


Abbildung 5.17: Verhältnisbild gebildet aus den Rohbildern 5.15 und 5.16

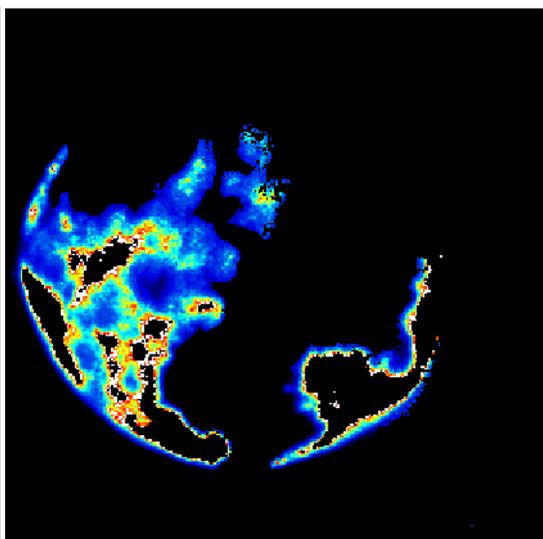


Abbildung 5.18: Berechnete Temperaturverteilung bei 360°KW

dargestellt.

Im letzten Schritt werden die aus den fünf gemessenen Zyklen berechneten Temperaturen gemittelt. Das Ergebnis ist in der **Abbildung 5.19** dargestellt. Für eine weitere Auswertung wird die berechnete Temperatur für jedes Pixel in eine Temperaturfeldmatrix für weitere Auswertungen geschrieben.

Im Zentrum des Bildes ist der brennende Einspritzstrahl zu erkennen. Im Randbereich wird der Einspritzstrahl stark durch die verwendete bikonkave Linse verzerrt. Am rechten Bildrand ist ein verzerrter zweiter Einspritzstrahl zu erkennen. Das Auftreffen des Einspritzstrahls auf die Kolbenmulde am linken unteren Bildrand wird ebenfalls verzerrt dargestellt.

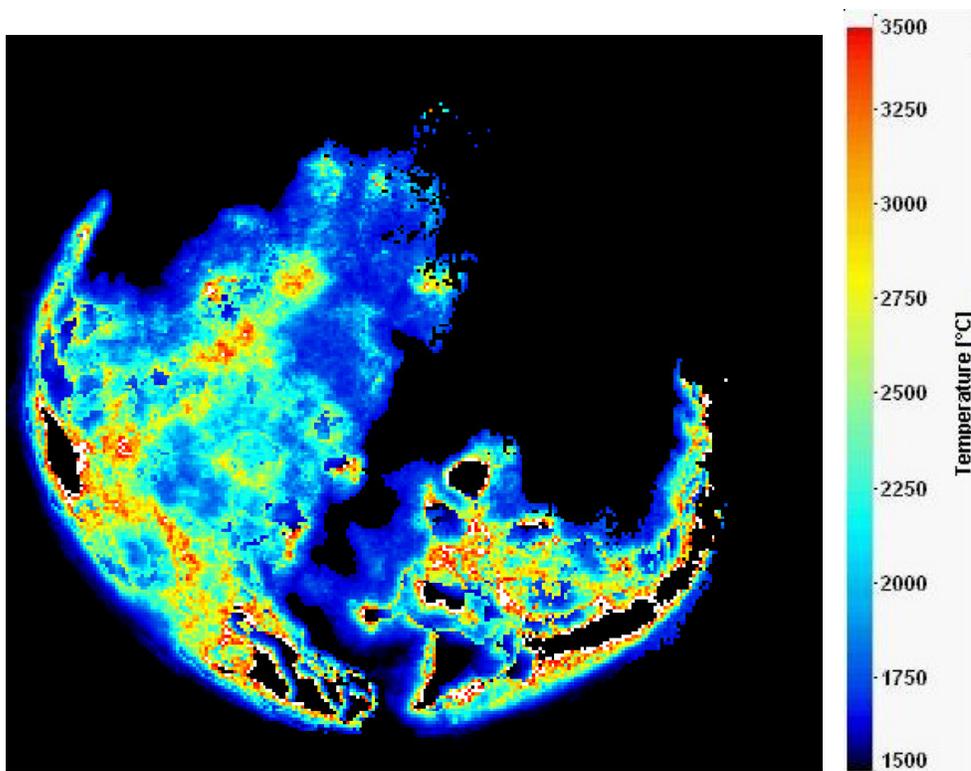


Abbildung 5.19: Aus 5 Verbrennungszyklen gemittelte Temperaturverteilung bei 360°KW - Ergebnis: Schritt 3
Abbildung 5.14

Im folgenden Abschnitt wird anhand eines Beispiels näher auf die Auswertung der berechneten gemittelten orts aufgelösten Flammentemperaturen der diffusionsgesteuerten Verbrennung eingegangen. In **Abbildung 5.20** sind die berechneten Temperaturen eines Betriebspunktes für zwei unterschiedliche Luft-Kraftstoffverhältnisse bei

358 °KW gegenübergestellt. In **Abbildung 5.21** sind für den gleichen Betriebspunkt die gleichen Luft-Kraftstoffverhältnisse bei 364 °KW gegenüber gestellt.

Die lokalen Spitzentemperaturen für die Abbildungen auf der linken Seite mit $\lambda = 3$ sind höher als für die Abbildungen auf der rechten Seite mit einem $\lambda = 1.8^3$. In den **Abbildungen 5.20 und 5.21** sind die Bereiche mit den höheren Temperaturen durch rote Kreise gekennzeichnet. Außerdem sind die Strukturen des Einspritzstrahls auf der rechten Seite deutlich diffuser. Ursache dafür sind die bessere Gemischaufbereitung und die höhere Gemischaufbereitungszeit, wodurch sich der Kraftstoff auf ein größeres Volumen ausbreiten kann und in kleineren Bereichen die sichtbare diffusionsgesteuerte Verbrennung auftritt. Zusätzlich besitzt das rückgeführte Abgas eine hohe Wärmekapazität aufgrund seiner Dreiatomigkeit. Dadurch können die heißen Stellen im Brennraum reduziert werden. Dieser Effekt macht ca. 20 % der verringerten Temperatur aus [182]. Die vollständige Bilderserie der Temperaturverteilung über dem Kurbelwinkel ist **im Anhang von Abbildung A.3 bis Abbildung A.18** dargestellt.

Die so ermittelten räumlichen Temperaturinformationen werden weiter ausgewertet, indem eine mittlere Temperatur im Einspritzstrahl und die erfasste Oberfläche ermittelt werden. Die mittlere Temperatur wird durch Mittelung der gemessenen Temperaturen innerhalb des Einspritzstrahls in der Fokusebene berechnet. Dabei werden nur die Bildpunkte des einen sichtbaren Einspritzstrahls ausgewertet. Das erfasste Volumen des Einspritzstrahls, das konventionell, also rußend, verbrennt, wird berechnet, indem die leuchtenden Oberflächen des Einspritzstrahls, bezogen auf die gesamte sichtbare Oberfläche, bestimmt werden.

Diese berechneten Größen sind in **Abbildung 5.22** für einen Betriebspunkt mit drei unterschiedlichen Abgasrückführraten über dem Kurbelwinkel dargestellt. Anhand dieser Auswertung können verschiedene Effekte erklärt werden.

Im linken Teil der **Abbildung 5.22** ist der zeitliche Verlauf der gemittelten Rußtemperaturen für drei globale Luft-Kraftstoffverhältnisse dargestellt. Durch das gesunkene Luft-Kraftstoffverhältnis nimmt nicht nur die Spitzentemperatur im Brennraum, wie in den **Abbildungen 5.20 und 5.21** gezeigt, sondern auch die gemittelte Brennraumtemperatur der verbrannten Zone, wie in dem linken Bild von **Abbildung 5.22** darge-

³ λ wurde mittels AGR variiert.

stellt, ab. Dadurch sinken die NO_x -Emissionen im Abgas.

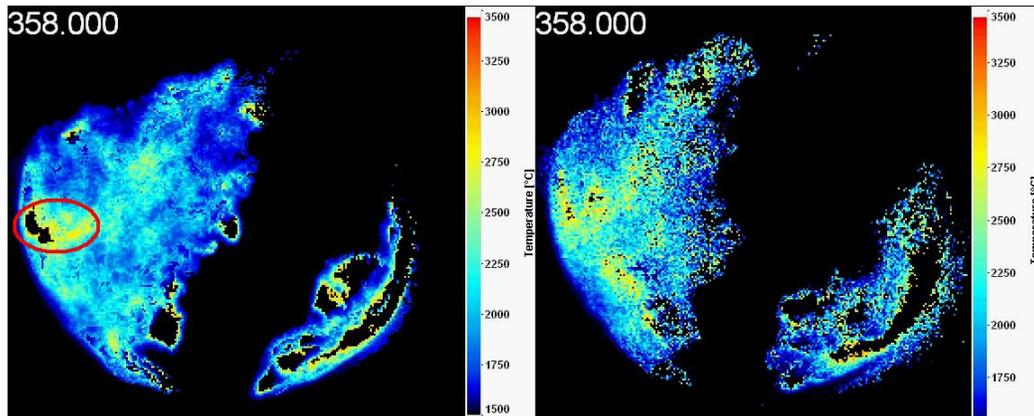


Abbildung 5.20: Temperaturverteilung im Brennraum für $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts) bei 358 °KW

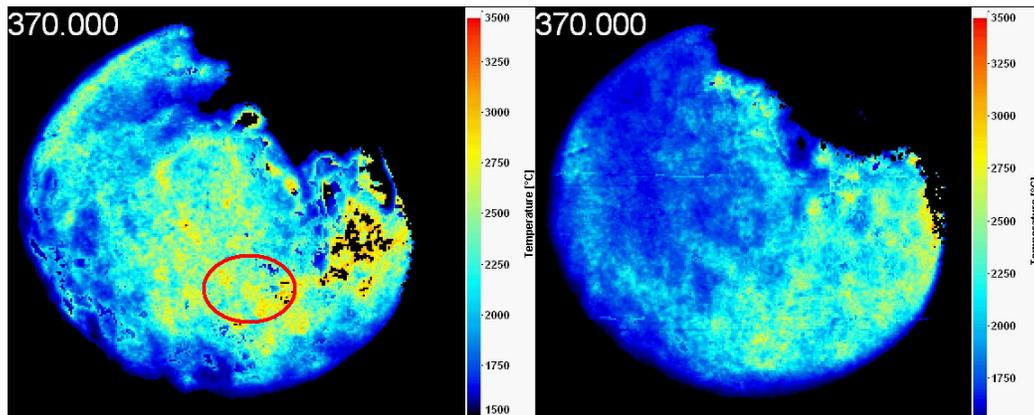


Abbildung 5.21: Temperaturverteilung im Brennraum für $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts) bei 364 °KW

Außerdem ist im linken Bild zu erkennen, dass der Beginn der rußenden Verbrennung für kleiner werdende Luft-Kraftstoffverhältnisse zeitlich später erfolgt, da die Kurven mit kleineren Luft-Kraftstoffverhältnissen zu einem späteren Zeitpunkt im Diagramm beginnen. Vorher ist noch kein Signal aufgezeichnet worden, d.h. zu einem früheren Zeitpunkt gab es noch keine Rußpartikel im Brennraum, die Strahlung emittiert haben. Diese Beobachtung deckt sich mit den Messungen der Gemischaufbereitungszeit. Da die Gemischaufbereitungszeit ebenfalls mit abnehmendem Luft-Kraftstoffverhältnis zunimmt, wie schon in **Kapitel 5.4.2** diskutiert.

Im rechten Teil der **Abbildung 5.22** ist das normierte Strahlvolumen der diffusions-

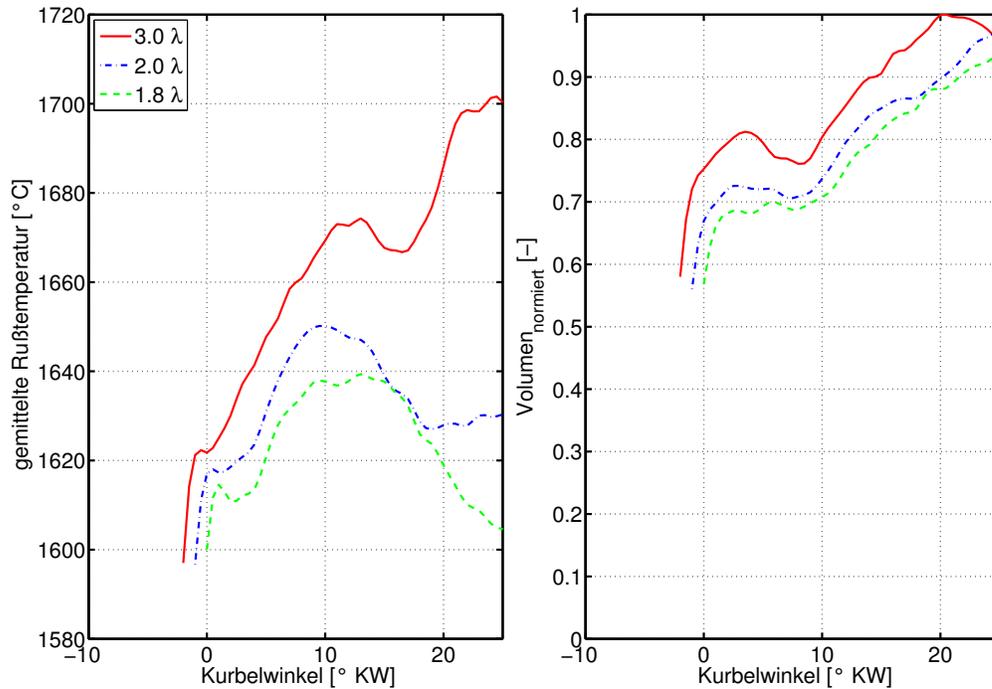


Abbildung 5.22: Gemittelte Rußtemperatur (links) und das normierte Strahlvolumen (rechts) für den Betriebspunkt:

$$p_{Lade} = 2700 \text{ mbar}; T_{Lade} = 33 \text{ }^{\circ}\text{C}; m_{Einspritzung} = 25 \text{ mg};$$

$$p_{Einspritzung} = 1000 \text{ bar}$$

gesteuerten Verbrennung dargestellt. Das normierte Strahlvolumen nimmt mit abnehmendem Luft-Kraftstoffverhältnis ab. Im Umkehrschluss muss aber gleichzeitig das Volumen der vorgemischten Verbrennung zunehmen, da die Gemischaufbereitungszeit zugenommen hat. Durch die Zunahme der Gemischaufbereitungszeit wird der Kraftstoff besser verteilt, da, wie anhand der Druckkammeruntersuchungen gezeigt, die Eindringtiefe zunimmt. Dadurch werden weniger lokal fette Zonen gebildet.

Dem entgegen wirkt die Abnahme des globalen Luft-Kraftstoffverhältnisses, da die Sauerstoffkonzentration infolge der erhöhten AGR- Rate im Brennraum sinkt und somit mehr Brennraumgas für ein gleichbleibendes λ_{Strahl} erfasst werden muss. Mit diesen beiden gegenläufigen Effekten kann sowohl der Anstieg der Rußemissionen im Abgas mit sinkendem Luft-Kraftstoffverhältnis erklärt werden als auch der Effekt, dass die Rußemissionen mit sinkendem Luft-Kraftstoffverhältnis sinken.

Im Bereich der konventionellen Verbrennung nehmen die lokal fetten Zonen im Brennraum mit der Reduktion des globalen λ zu. Erst ab einem bestimmten λ_{Grenz} nimmt

die Gemischaufbereitungszeit und damit das Einspritzstrahlvolumen so stark zu, dass sich trotz gesunkenem globalen λ keine lokal fetten Zonen bilden. Dieser Effekt bewirkt eine Homogenisierung des Gemisches im Brennraum und eine Abnahme der Rußemissionen [148].

Da während der teilhomogene Verbrennung kein Rußleuchten vorhanden ist, kann mit der Zwei-Farben-Pyrometrie die teilhomogene Verbrennung nicht untersucht werden. Anhand der optischen Untersuchungen am Einzylindermotor konnten für die konventionelle Verbrennung die folgenden Ergebnisse erarbeitet werden. Die dargestellten Effekte treten bei einer Reduktion des globalen Luft-Kraftstoffverhältnisses mittels AGR auf.

- Verlängerung der Gemischaufbereitungszeit
 - Erfasstes Strahlvolumen der rußenden Verbrennung wird geringer
 - Verringerung des Volumens der diffusionsgesteuerten Verbrennung und Zunahme des vorgemischten Anteils der Verbrennung
-

6 Berechnung von Gemischparametern

In diesem Kapitel soll näher auf die Berechnung des Parameters λ_{Strahl} , wie er in **Kapitel 3** definiert wurde, eingegangen werden. Zusätzlich wird ein neuer Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ definiert und Anwendungen dafür gezeigt.

6.1 Berechnung von λ_{Strahl}

Aus den Druckkammeruntersuchungen sind der Strahlkegelwinkel und die Eindringtiefe in Abhängigkeit von der Zeit bekannt. Der Einspritzpumpenprüfstand liefert die Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Zeit. Aus den Einzylinderuntersuchungen ist die Gemischaufbereitungszeit bestimmt worden. Für diese Eingangsgrößen existieren validierte Modellfunktionen, mit denen innerhalb des Versuchsraumes beliebig interpoliert werden kann. Zur Berechnung der Luftmasse, die für die Berechnung des Luft-Kraftstoffverhältnisses im Einspritzstrahl benötigt wird, sind noch die Größen Druck und Temperatur im Zylinder zu Einspritzbeginn und die AGR-Rate nötig. Die Größen werden aus den Indizierdaten gewonnen bzw. werden bei den Einzylinderuntersuchungen mit aufgezeichnet. Damit sind alle Eingangsgrößen für die Berechnung des Luft-Kraftstoffverhältnisses λ_{Strahl} nach **Gleichung 3.1** vorhanden.

Der Parameter λ_{Strahl} ist ein relativ abstrakter Parameter. Da er aber eine wichtige Gemischbildungsgröße ist, ist es wichtig eine genaue Vorstellung von diesem Parameter zu bekommen. λ_{Strahl} ist das Verhältnis von Luftmasse und dem Produkt aus Kraftstoffmasse im Einspritzstrahl und Mindestluftbedarf und zeigt damit an, wieviel von der im Brennraum für die Verbrennung zur Verfügung stehenden Luft schon mit dem eingespritzten Kraftstoff gemischt ist und somit für die Verbrennung zur Verfügung steht.

Um einen Zusammenhang zwischen den Parametern λ_{global} und λ_{Strahl} herzustellen, sind in **Abbildung 6.1** die beiden Parameter für alle untersuchten Betriebspunkte aufgetragen. Beispielhaft sind zwei Kurven für zwei AGR-Variationen dargestellt, zum einen mit abgeschlossener Einspritzung und zum anderen ohne abgeschlossene Einspritzung. Die Kurven zeigen ein annähernd lineares Verhalten zwischen den beiden Parametern. Unterschiedlich sind die Steigungen der Kurven, wobei die Kurven nahe dem Punkt $\lambda = 1$ zusammenlaufen. Auf der blauen Kurve liegen die Punkte, für die sich der Kraftstoff vollständig mit der Luft im Brennraum gemischt hat. Wenn die Steigung der Kurve größer ist als die der blau eingezeichneten 45° Kurve, ist eine nicht vollständig eingespritzte Kraftstoffmenge bis zum Brennbeginn die Begründung dafür. Wenn die Steigung der Kurven geringer ist als die der blau eingezeichneten 45° Kurve, erfasst der Einspritzstrahl bei Brennbeginn noch nicht die gesamte der Verbrennung zur Verfügung stehenden Luft im Brennraum.

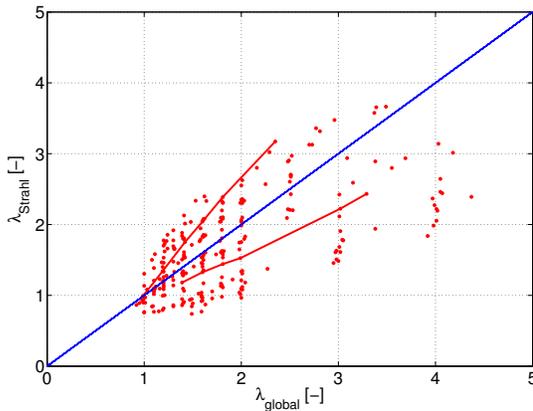


Abbildung 6.1: Zusammenhang von λ_{global} - λ_{Strahl}

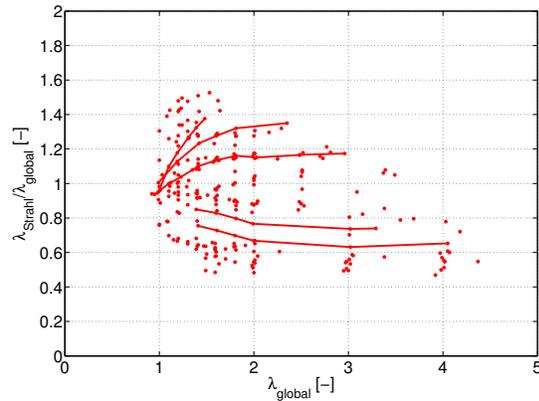


Abbildung 6.2: Maß der Lufterfassung im Brennraum

In **Abbildung 6.2** ist der Quotient aus λ_{global} und λ_{Strahl} über dem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis für alle gemessenen Betriebspunkte dargestellt. Die roten Kurven geben beispielhaft den Verlauf von λ -Variationen für unterschiedliche Betriebspunkte wieder. Für große Luft-Kraftstoffverhältnisse $\lambda_{global} > 2$ ändert sich der Quotient kaum, für Luft-Kraftstoffverhältnisse zwischen Eins und Zwei hingegen laufen die Kurven auf den Wert nahe Eins zu. In diesem Bereich steigt die Gemischaufbereitungszeit durch die Zunahme an Restgas im Brennraum stark an. Dies hat zwei Effekte. Zum einen kann der Einspritzstrahl weiter in den Brennraum eindringen und mehr Luft erfassen und zum anderen bleibt für die Einspritzung mehr Zeit Kraftstoff in den

Brennraum einzuspritzen.

Aus dieser Betrachtung ergeben sich drei mögliche Fallunterscheidungen:

- $\frac{\lambda_{Strahl}}{\lambda_{global}} > 1$ - Die Einspritzung ist nicht abgeschlossen.
- $\frac{\lambda_{Strahl}}{\lambda_{global}} < 1$ - Die Verbrennungsluft wird nicht vollständig erfasst.
- $\frac{\lambda_{Strahl}}{\lambda_{global}} = 1$ - Homogene Gemischaufbereitung.

Zur Realisierung einer teilhomogenen Verbrennung ist es notwendig das Gemisch so aufzubereiten, dass der Quotient nahe $\frac{\lambda_{Strahl}}{\lambda_{global}} \cong 1$ liegt. Dies ist nur möglich wenn der Kraftstoff schnell in den Brennraum eingebracht wird und die Gemischaufbereitungszeit lang genug ist, so dass der Einspritzstrahl möglichst viel Brennraumvolumen erfassen kann. Dieser Zustand wird, wie **Abbildung 6.2** zeigt, nur selten erreicht. Eine genaue Trennung zwischen teilhomogener und konventioneller Verbrennung ist mit dieser Betrachtung noch nicht möglich.

6.2 Trennung zwischen diffusionsgesteuerter und teilhomogener Verbrennung

Wird über den Parameter λ_{Strahl} der im Abgas gemessene Rußdurchsatz aufgetragen, ergibt sich ein Kurvenverlauf, wie er in **Abbildung 6.3** für einen Betriebspunkt dargestellt ist. Zunächst steigt der Rußdurchsatz mit steigender Restgasmasse an. Wird massiv Restgas zurückgeführt, sinkt der Rußdurchsatz ab einem bestimmten Punkt wieder ab. An diesem Punkt nimmt, wie schon zuvor erklärt, das Strahlvolumen stärker zu als das globale Luft-Kraftstoffverhältnis abnimmt.

Charakteristisch für diesen Kurvenverlauf ist dabei das Maximum des Rußdurchsatzes. An diesem Punkt ist es möglich die konventionelle oder weitgehend diffusionsgesteuerte Verbrennung und die teilhomogene oder weitgehend vorgemischte Verbrennung voneinander zu trennen. Wie an **Abbildung 2.1** im Kapitel "Stand der Technik" erklärt, können durch eine teilhomogene Gemischaufbereitung die fetten Zonen, in denen sich die Rußemissionen bilden, reduziert werden. Deshalb wird an diesem Punkt der Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ zur Trennung von teilhomogener und konventioneller Verbrennung definiert.

Von den 45 Betriebspunkten aus dem Versuchsplan des Einzylindermotors konnten

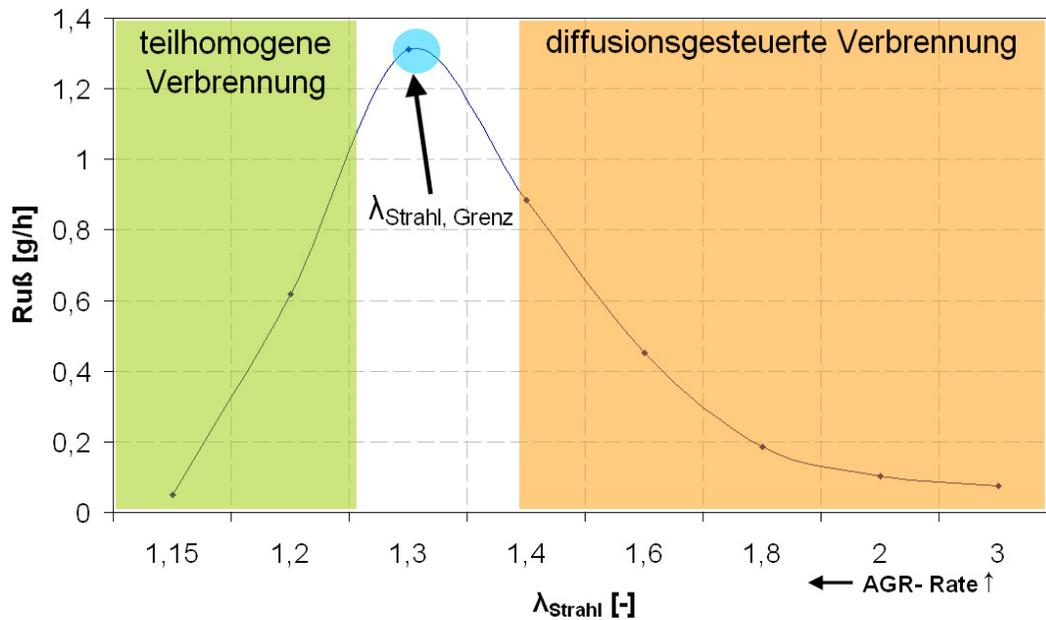


Abbildung 6.3: Differenzierung zwischen diffusionsgesteuerter und teilhomogener Verbrennung

23 Betriebspunkte homogenisiert werden. Das heißt, für diese Betriebspunkte konnte ein Abfall der Rußemissionen bei steigender AGR-Rate gemessen werden. Für diese Betriebspunkte wird der Parameter $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ an der Stelle der maximalen Rußemissionen bestimmt. Mit Hilfe dieser Punkte wird ein Polynommodell in Abhängigkeit der Variationsparameter Zylinderdruck und -temperatur und Einspritzdruck und -menge aufgestellt. Die Verifikation der Modelle erfolgt an den im Versuchsplan gekennzeichneten Verifikationspunkten, die homogenisiert werden konnten und wird bei der Verifikation der Emissionsmodelle genauer besprochen.

Aus Sicht der Statistik besitzen die Modelle für den Parameter $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ eine sehr hohe Modellgüte mit einem Korrelationskoeffizienten $R^2(\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}) = 0.9996$ und einem RMS-Fehler von 0.007. Damit ist die Trennung von teilhomogener und diffusionsgesteuerter Verbrennung im gesamten Versuchsraum mit Hilfe des Parameters $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ möglich.

Der prinzipielle Verlauf des Rußdurchsatzes über dem globalen Luft-Kraftstoffverhältnis ist gleich dem Verlauf über λ_{Strahl} . Deshalb wurde auch versucht ein Polynommodell für den Parameter $\lambda_{\text{global,Grenz}}$ aufzustellen. Prinzipiell ist dies möglich. Die aufgestellten Modelle haben jedoch einen um ca. 15% kleineren Korrelationskoeffizienten und einen um ca. 30% größeren RMS-Fehler. Da der Parameter $\lambda_{\text{Strahl,Grenz}}$ einen sehr

engen Bezug zur Gemischbildung aufweist und eine deutlich bessere Modellbildung mit der statistischen Versuchsauswertung möglich ist, wird bei den nachfolgenden Versuchen ausschließlich mit dem Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ gearbeitet.

6.3 Anwendungen für $\lambda_{Strahl,Grenz}$

In dem folgenden Kapitel sollen Anwendungen für den Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ diskutiert werden. Dabei soll besonderes Augenmerk auf die Möglichkeiten der Ausweitung des teilhomogenen Brennverfahrens gelegt werden.

In **Abbildung 6.4** ist die Abhängigkeit der Homogenisierungsgrenze $\lambda_{Strahl,Grenz}$ von den Zylinder- und Einspritzbedingungen dargestellt. Am realen Motor ist $\lambda_{global} \geq 1$. Da die Parameter λ_{Strahl} und λ_{global} an dem Punkt $\lambda_{Strahl} = \lambda_{global} = 1$, wie in **Abbildung 6.1** dargestellt ist, zusammenlaufen, kann diese Grenze, bis zu der eine teilhomogene Verbrennung umsetzbar ist, als Orientierung für den Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz} = 1$ übernommen werden.

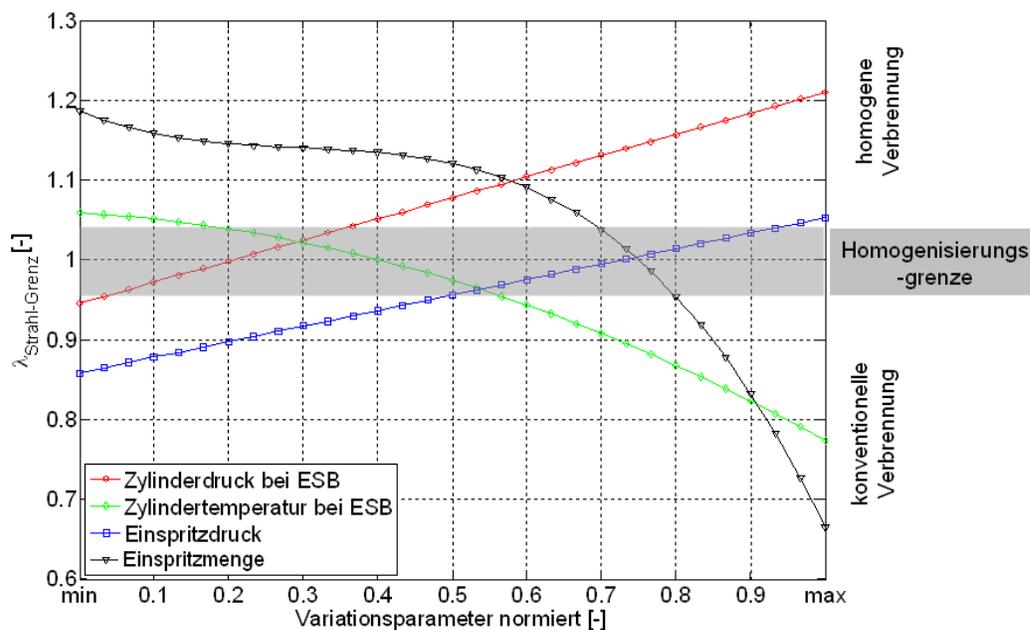


Abbildung 6.4: Abhängigkeit des Parameters $\lambda_{Strahl,Grenz}$ von den Zylinder- bzw. Einspritzbedingungen für den Betriebspunkt
 Zylinderbedingungen: $p_{Zylinder} = 60$ bar; $T_{Zylinder} = 850$ K;
 Einspritzbedingungen: $p_{Einspritzung} = 1400$ bar; $m_{Einspritzung} = 25$ mg

Die vier Variationsparameter werden dabei immer von den Minimalwerten bis zu den Maximalwerten, die für die Einzylinderversuche einstellbar waren und in **Tabelle 4.7** zusammengefasst sind, verändert. Damit stellen die Parameter den maximal möglichen Einfluss auf die Versuchsanordnung dar. Um die Sensitivität der Parameter zu untersuchen, werden sie in der **Abbildung 6.4** mit den Minimal- und Maximalwerten normiert und können dadurch gemeinsam dargestellt werden. Der minimale Wert entspricht dem kleinsten Einstellwert aus **Tabelle 4.7** und der maximale Wert entspricht dem größten Wert aus **Tabelle 4.7**. Die Variation ist für einen Betriebspunkt dargestellt, der das Verhalten des Parameters $\lambda_{Strahl,Grenz}$ über den Variationsparametern charakterisiert.

Den größten Einfluss auf den Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ haben die Größen Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn und die Einspritzmenge. Geringeren Einfluss haben die Parameter Zylinderdruck und Einspritzdruck bezogen auf den Variationsbereich, der an dem untersuchten Einzylindermotor umsetzbar war. Nachfolgend wird der Einfluss der Einzelgrößen diskutiert.

Wie in **Abbildung 6.4** zu sehen ist, ist es möglich die Homogenisierungsgrenze mit steigendem Zylinderdruck positiv zu beeinflussen, da $\lambda_{Strahl,Grenz}$ mit steigendem Zylinderdruck bei Einspritzbeginn zunimmt. Das widerspricht zunächst dem erwarteten physikalischen Verhalten, da mit steigendem Zylinderdruck bei Einspritzbeginn die Gemischaufbereitungszeit abnimmt und eine Homogenisierung erschwert wird. Da aber durch den gestiegenen Zylinderdruck die Gasmasse im Zylinder zunimmt, muss bei gleichem λ_{global} die AGR-Masse steigen. Die Gemischaufbereitungszeit steigt wieder an, da die höhere AGR-Masse einen größeren Einfluss auf die Gemischaufbereitungszeit hat als der Zylinderdruck. Insgesamt betrachtet kann dadurch eine Verlängerung der Gemischaufbereitungszeit, wie in **Abbildung 5.13** gezeigt, erzielt werden. Damit ist eine bessere Gemischaufbereitung verbunden, die eine vorgemischte Verbrennung begünstigt.

Der Einfluss des Parameters Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn ist größer als der Einfluss des Zylinderdruckes bei Einspritzbeginn. Mit steigender Zylindertemperatur nimmt die Möglichkeit eine teilhomogene Verbrennung umzusetzen ab, da der Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ mit steigender Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn abnimmt. Basierend auf der Argumentationskette wie für den Zylinderdruck kann dieses Verhalten des Parameters nachvollzogen werden. Mit steigender Zylindertemperatur nimmt, wie in **Abbildung 5.13** dargestellt, die Gemischaufbereitungszeit ab. Gleich-

zeitig nimmt aber auch die im Zylinder eingeschlossene Gasmasse ab. Dadurch sinkt die AGR-Masse im Zylinder. Aufgrund der kürzeren Gemischaufbereitungszeit, wird das Gemisch schlechter aufbereitet und die Möglichkeit einer teilhomogenen Verbrennung verringert sich.

Die Einspritzbedingungen verhalten sich genau wie die Zylinderbedingungen bezogen auf den Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ zueinander entgegengesetzt. Eine Steigerung des Einspritzdruckes begünstigt eine gute Gemischaufbereitung, da der Kraftstoff schneller in den Brennraum eingebracht werden kann und damit mehr Zeit hat zu verdampfen und sich mit dem umgebenden Gas zu mischen. Aufgrund des höheren Strahlimpulses und dem damit verbundenen höheren Strahlvolumen, wie es aus **Abbildung 5.8** ersichtlich wird, wird eine bessere Lufterfassung ermöglicht und eine Homogenisierung begünstigt obwohl die Gemischaufbereitungszeit bei Steigerung des Einspritzdruckes abnimmt.

Eine große Wirkung auf die Homogenisierbarkeit des Gemisches hat die Einspritzmasse. Mit steigender Einspritzmasse sinkt die Möglichkeit zu homogenisieren, da der Parameter λ_{Strahl} abnimmt. Ursache dafür ist die Tatsache, dass durch eine höhere Einspritzmenge das Luft-Kraftstoffverhältnis aus der **Gleichung 3.1** heraus bei gleicher Luftmasse sinkt. Damit verringert sich auch das Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl. Hinzu kommt eine längere Einspritzzeit, die es dem zuletzt eingespritzten Kraftstofftropfen erschwert bis zum Brennbeginn zu verdampfen. Dadurch nimmt die Möglichkeit das Gemisch zu homogenisieren ab.

Aus diesen Untersuchungen lassen sich verschiedene Schlüsse ableiten, mit denen der teilhomogene Betriebsbereich im Kennfeld ausgeweitet werden kann. Eine Homogenisierung wird mit steigendem Ladedruck, sinkender Ladelufttemperatur sowie steigendem Einspritzdruck begünstigt und kann damit bis zu einer bestimmten Einspritzmenge je nach Betriebspunkt umgesetzt werden. Für einen Vollmotor kann das durch eine verbesserte Ladeluftkühlung oder durch eine zweistufige Aufladung umgesetzt werden. Die Grenze der Einspritzmenge ist auch in der Literatur zu finden, da der homogene Betriebsbereich bezüglich Drehzahl und Moment, also Einspritzmenge, begrenzt ist [164].

Die Auswirkungen einer verbesserten Ladeluftkühlung für einen Vierzylindermotor mit gleicher Brennraumgeometrie, wie bei den Einzylinderuntersuchungen, sind in den **Abbildungen 6.5** und **6.6** zu sehen. Grundlage für die Berechnungen bilden die ent-

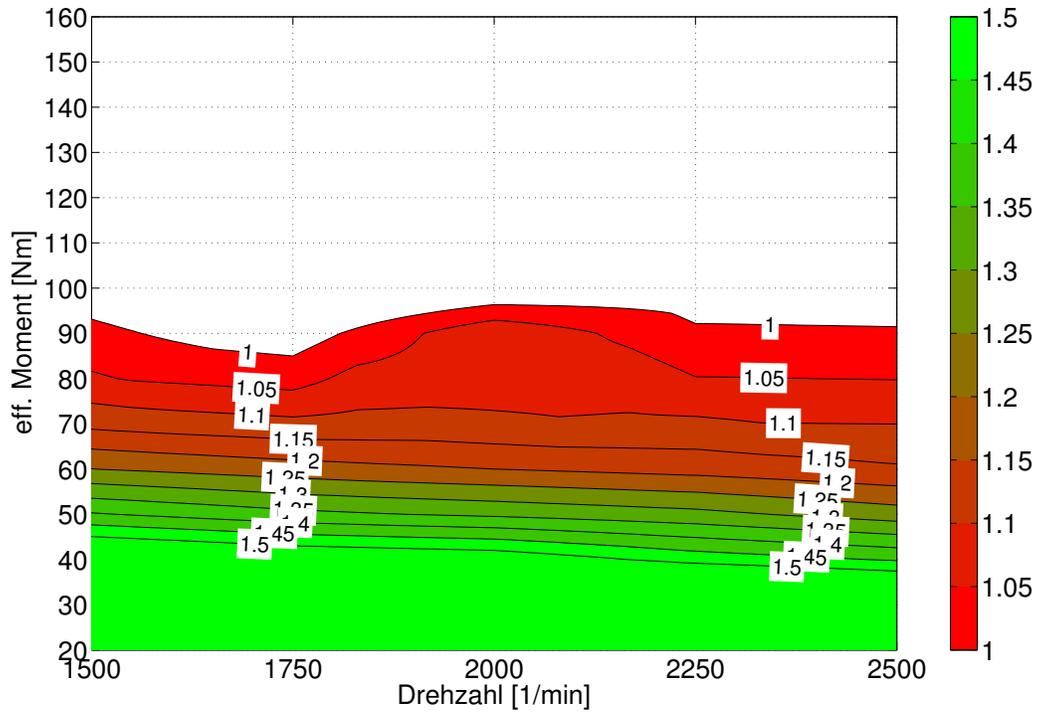


Abbildung 6.5: $\lambda_{Strahl,Grenz}$ für einen 2,0 l Motor mit Basiskennfeldeinstellungen

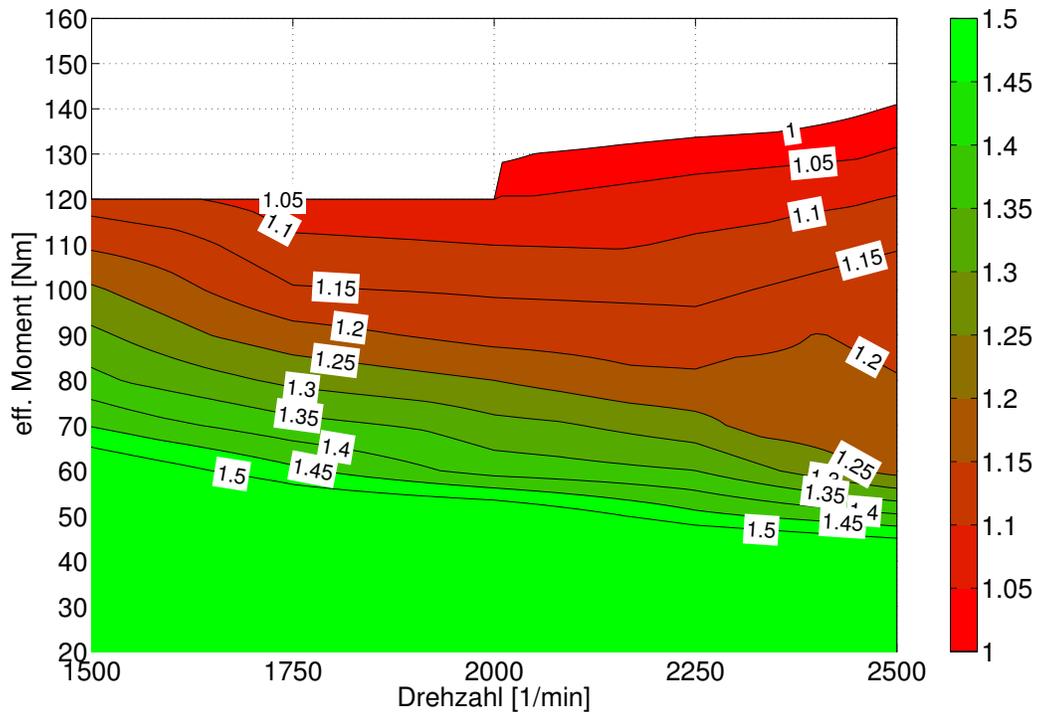


Abbildung 6.6: $\lambda_{Strahl,Grenz}$ für einen 2,0 l Motor mit reduzierter Ladelufttemperatur

sprechenden Eingangskennfelder von einem zum Einzylindermotor baugleichen Vollmotor. In **Abbildung 6.5** werden die Basiseingangsdaten verwendet. In **Abbildung 6.6** wird eine verbesserte Ladeluftkühlung angenommen und der Parameter Saugrohrtemperatur um 40 °C und damit die Zylindertemperatur bei Einspritzbeginn um 110 °C reduziert. In einem Kennfeld (effektives Drehmoment über Drehzahl) ist der Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz} \geq 1$ dargestellt. Für diese Betriebspunkte ist ein teilhomogenes Brennverfahren umsetzbar. Beim Vergleich der beiden Abbildungen ist zu erkennen, dass eine Homogenisierung mit der verbesserten Kühlung bis zu einem deutlich höheren Drehmoment möglich ist. Während mit den Basiseinstellungen bei $2000 \frac{1}{min}$ bei einem Drehmoment von 100 Nm keine Homogenisierung mehr möglich ist, kann mit der verbesserten Ladeluftkühlung eine Homogenisierung bei $2000 \frac{1}{min}$ bis 120 Nm erreicht werden.

Eine weitere Möglichkeit die Grenze der Homogenisierung zu erweitern, bietet das Verdichtungsverhältnis. Eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses bewirkt eine Reduktion sowohl der Zylindertemperatur als auch des Zylinderdruckes bei Einspritzbeginn. Die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses um eine Einheit von $\epsilon = 16.5$ auf $\epsilon = 15.5$ bewirkt eine Reduktion der Zylindertemperatur bezogen auf den untersuchten Variationsbereich von ca. 20 % und eine Reduktion des Zylinderdruckes um ca. 10 %. Dadurch nimmt im Gesamten betrachtet der Parameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ nach **Abbildung 6.4** um ca. 0.07 zu, wodurch eine Homogenisierung begünstigt wird.

Dabei gibt es zwei Möglichkeiten das Verdichtungsverhältnis abzusenken. Zum einen kann das geometrische und zum anderen das effektive Verdichtungsverhältnis abgesenkt werden. Großes Potential für die Ausweitung des Homogenbetriebes hat die Beeinflussung der Ventilsteuerzeiten, die z.B. durch Phasenstellersysteme variabel gestaltet werden können. Mit variablen Ventilsteuerzeiten kann das geometrische Verdichtungsverhältnis für gute Kaltstarteigenschaften des Motors ausgelegt werden und das effektive Verdichtungsverhältnis zur Emissionsreduzierung durch Homogenisierung genutzt werden.

6.4 Emissionszahl

Zur Bewertung der reglementierten Schadstoffe in den folgenden Kapiteln wird die Emissionszahl EZ als ein Bewertungs- und Optimierungskriterium eingeführt. Anhand

dieses dimensionslosen Parameters ist eine gleichzeitige Bewertung aller Emissionen und somit eine Optimierung möglich. Die Emissionszahl ist nach der **Gleichung 6.1** definiert.

$$Emissionszahl = \frac{\sqrt[2]{\sum_i w_i \left(\frac{c_i}{g_i}\right)^2}}{B} \quad (6.1)$$

$$w_i = \frac{g_{gesamt} - g_i}{(n - 1)g_{gesamt}} \quad (6.2)$$

$$\sum_i w_i = 1. \quad (6.3)$$

Die Formelzeichen stehen für die nachfolgend aufgelisteten Bezeichnungen:

- i - Index für die Schadstoffe Ruß, NO_x , CO, CO_2 und HC
- n - Anzahl der beteiligten Schadstoffe
- w_i - Wichtungsfaktoren
- c_i - Messwerte der Schadstoffdurchsätze
- g_i - Schadstoffgrenzwert multipliziert mit der Fahrzeuggeschwindigkeit des jeweiligen Betriebspunktes
- g_{gesamt} - Summe der Schadstoffgrenzwerte
- B - Wenn alle $c_i \leq g_i$ dann $B = n$, sonst $B = 1$

Mit dieser Definition kann für jeden Betriebspunkt eine Emissionszahl ausgerechnet werden, die von dem Schadstoffgrenzwert z.B. Euro 6 aus **Tabelle 1.1** und der Geschwindigkeit des zu beurteilenden Fahrzeuges in dem Betriebspunkt abhängig ist.

Ein typischer Verlauf der Emissionszahl bei der Variation des Gemischparameters λ_{Strahl} ist in **Abbildung 6.7** dargestellt. Für **Abbildung 6.7** wurde die Durchschnittsgeschwindigkeit von ca. $34 \frac{\text{km}}{\text{h}}$ und die Grenzwerte der Euro 6 Abgasnorm für die Berechnung der Emissionszahl angewendet. Eine Beispielrechnung der Emissionszahl ist im **Anhang A** auf der **Seite 1** zu finden. In den nachfolgenden Kapiteln wird die Emissionszahl immer mit der Durchschnittsgeschwindigkeit des NEFZ und den Grenzwerten der Euro 6 Abgasnorm berechnet, da ausgehend von den Einzylinderbe-

triebspunkten keine Übertragung auf eine betriebspunktabhängige Fahrzeuggeschwindigkeit möglich war.

Die durchgezogene blaue Linie stellt den Verlauf der Emissionszahl über λ_{Strahl} dar. Um die Einflüsse der Schadstoffe einzeln auf die Emissionszahl zu untersuchen, werden die Gleichungsterme, die in die Emissionszahl eingehen, separat dargestellt. Die einzelnen Gleichungsterme sind die Quadratwurzeln der Emissionseinflüsse¹. Die grüne strichpunktierte Linie stellt den Einfluss der Rußemissionen auf die Emissionszahl dar. Die schwarz gestrichelte Linie stellt den Stickstoffoxidanteil der Emissionszahl dar. Die beiden Komponenten Ruß und Stickstoffoxid sind für diesen Betriebspunkt die Haupteinflussgrößen auf die Emissionszahl.

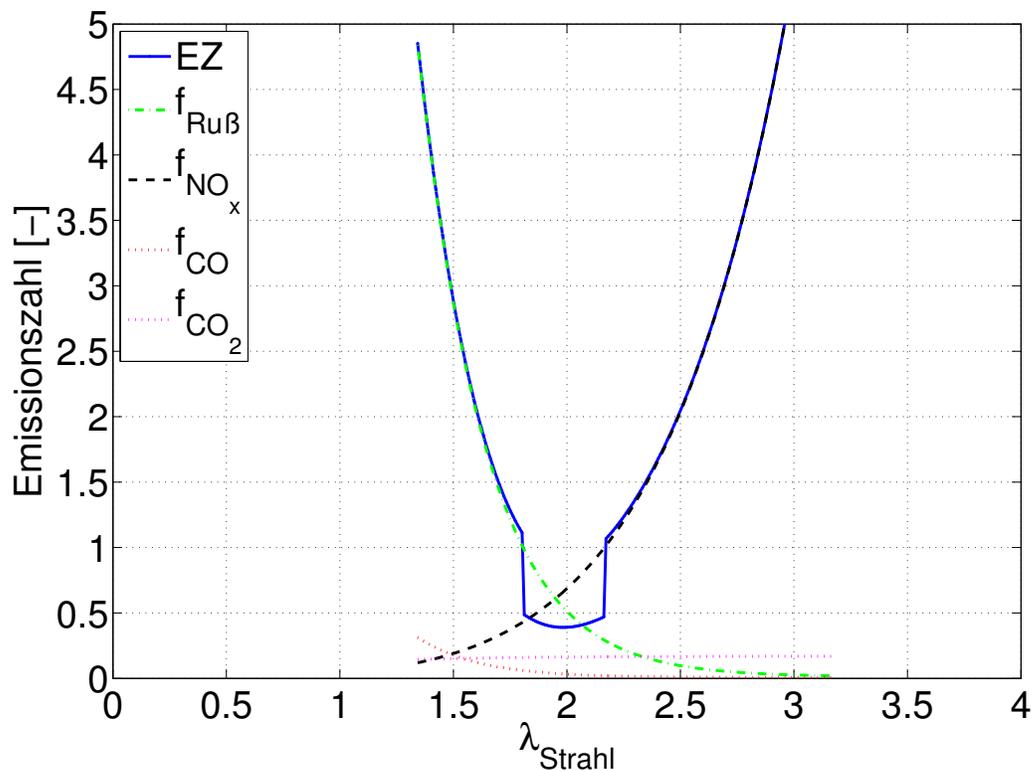


Abbildung 6.7: Emissionszahl am Beispiel des Betriebspunktes

$p_{Ladeluft} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 36 \text{ °C}$; $p_{Einspritzung} = 1000 \text{ bar}$;
 $m_{Einspritzung} = 30 \text{ mg}$

Bei hohen Luft-Kraftstoffverhältnissen λ_{Strahl} ist die Emissionszahl von den Stick-

¹ Beispiel: $f_{Russ} = \sqrt[2]{w_{Russ} \frac{c_{Russ}}{g_{Russ}}}$

stoffoxidemissionen dominiert, da sie in diesem Bereich deutlich über dem Grenzwert liegen. Bei kleinen Luft-Kraftstoffverhältnissen dominieren die hohen Rußemissionen die Emissionszahl. Für den betrachteten Betriebspunkt spielen die Kohlenstoffmonoxidemissionen und die unverbrannten Kohlenwasserstoffemissionen keine Rolle, da der Beitrag zur Emissionszahl sehr gering ist und die Rohemissionen deutlich unterhalb des zugehörigen Grenzwertes liegen.

Für Werte von λ_{Strahl} in dem Bereich zwischen $1.8 < \lambda_{Strahl} < 2.2$ in **Abbildung 6.7**, in dem sowohl die Stickstoffoxidemissionen als auch die Rußemissionen unter den berechneten Grenzwert absinken, nimmt die Emissionszahl ein Minimum ein. Für diesen Betriebspunkt hat die Emissionszahl ein Minimum bei einem Wert von $\lambda_{Strahl} = 1.95$. Damit ist eine Minimierung aller Emissionen gleichzeitig möglich.

Zusätzlich gibt es die Möglichkeit andere Größen, wie z.B. das Verbrennungsgeräusch, in die Formel der Emissionszahl zu integrieren und als ein Bewertungskriterium heranzuziehen. In diesem Fall ist der Grenzwert für die Geräuschemission festzulegen. Da die zusätzlichen Wichtungsfaktoren aufgrund unterschiedlicher physikalischer Eigenschaften voneinander getrennt werden müssen, kann die **Formel 6.2** nur auf die Schadstoffemissionen angewendet werden.

Für die zusätzlich eingeführten Größen müssen Wichtungsfaktoren definiert werden, die die Bedingung aus **Gleichung 6.3** erfüllen. Damit ist eine Optimierung unter Beachtung verschiedener Randbedingungen möglich. Ein Anwendungsbeispiel dazu wird in **Kapitel 7.5** vorgestellt.

7 Emissionsmodelle

In diesem Kapitel wird der Zusammenhang zwischen den berechneten Gemischparametern und den betrachteten Schadstoffen hergestellt. Die hier betrachteten Emissionen sind die in den Europäischen Richtlinien reglementierten Schadstoffe Ruß, Stickstoffoxide, Kohlenwasserstoffe, Kohlenstoffmonoxid und Kohlenstoffdioxid.

7.1 Erstellung

Wie in den vorangegangenen Kapiteln vorgestellt, wird für jeden Betriebspunkt und für jede AGR-Rate der Gemischparameter λ_{Strahl} berechnet. Dadurch kann, wie in **Abbildung 7.1** dargestellt ist, für jede zu betrachtende Emissionsgröße ein Zusammenhang zwischen dem jeweiligen Durchsatz und dem Parameter λ_{Strahl} hergestellt werden. Für eine bessere Vergleichbarkeit der Regressionsfunktionen untereinander werden die Emissionsgrößen, wie in **Abbildung 7.1**, normiert dargestellt.

Aufgetragen sind in **Abbildung 7.1** die normierten gemessenen Schadstoffdurchsätze über dem Parameter λ_{Strahl} als rote Punkte. Die Regressionsfunktionen, die durch die roten Messpunkte nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate gelegt werden, sind als blaue durchgezogene Linien dargestellt. In der rechten unteren Ecke ist die Emissionszahl dargestellt.

Der hier ausgewählte Betriebspunkt wird während der Messreihe doppelt vermessen. Von diesen Wiederholmessungen werden mehrere durchgeführt, um die Genauigkeit der Abgasanalyse zu testen und sonstige systematische Fehler aufzudecken. Es wurden jeweils zwei benachbarte Messwerte bei gleichem Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl an unterschiedlichen Tagen gemessen. Für die Größen Ruß, NO_x , CO und CO_2 liegen die gemessenen Werte sehr dicht beieinander. Der Fehler der gemessenen Werte liegt innerhalb der Fehlertoleranz der Abgasanalyse von 2 % des jeweiligen

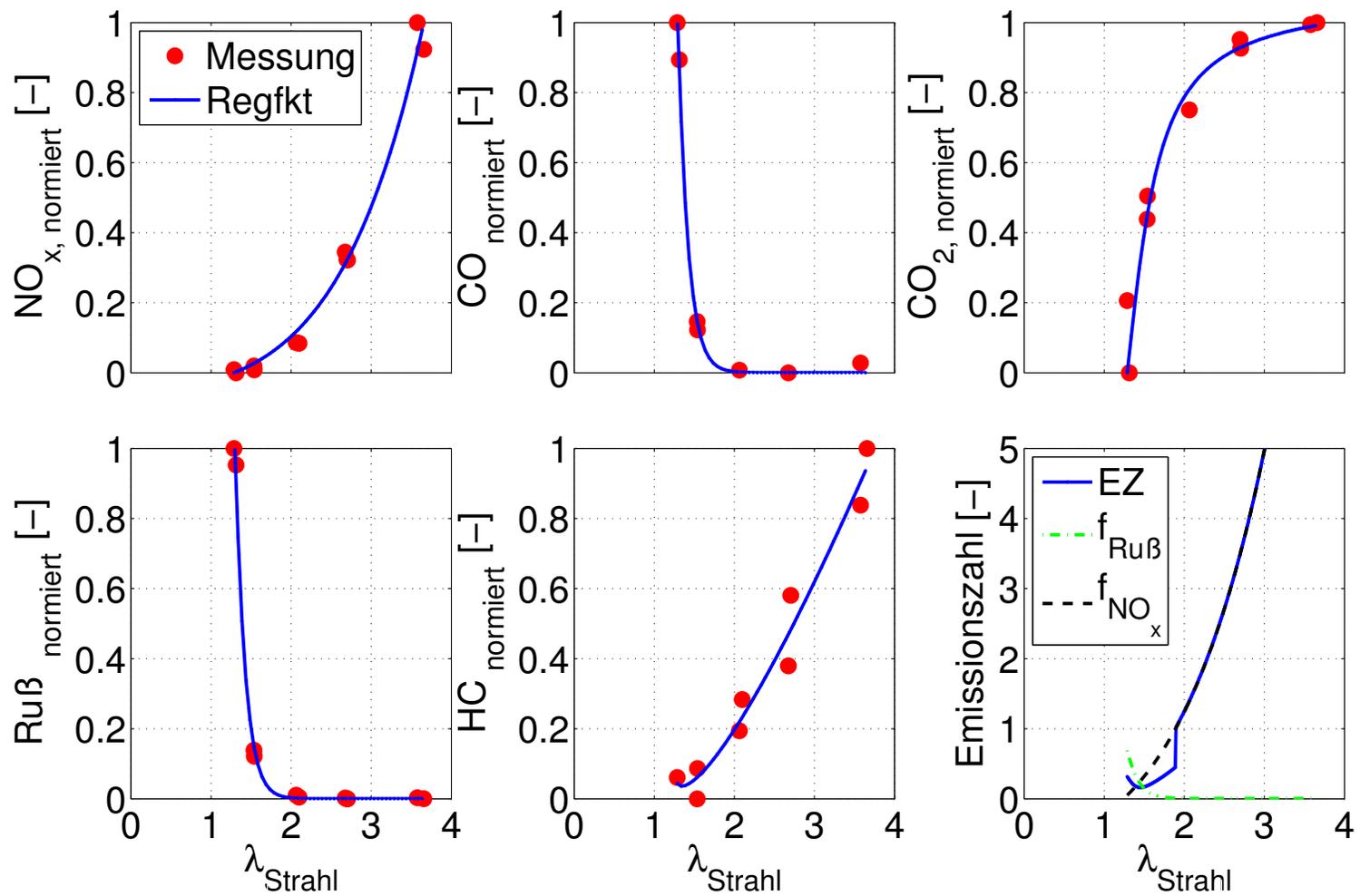


Abbildung 7.1: Erstellung der Emissionsmodelle am Beispiel des Betriebspunktes:

$p_{Ladeluft} = 2180 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 36 \text{ °C}$; $p_{Einspritzung} = 1000 \text{ bar}$; $m_{Einspritzung} = 30 \text{ mg}$

Messbereiches.

Für die Messungen der unverbrannten Kohlenwasserstoffe ist, wie auch in der **Abbildung 7.1** zu sehen ist, die Abweichung deutlich höher und liegt mit ca. 15 % des jeweiligen Messbereiches außerhalb der Toleranzgrenzen des Messgerätes. Der Grund dafür ist der Motorbetrieb in extremen Bereichen, bei dem ein Wechsel von einer sehr hohen zu einer sehr geringen Kohlenwasserstoffkonzentration aufgetreten ist. Bei hohen Konzentrationen unverbrannter Kohlenwasserstoffe tritt der Effekt auf, dass sich die Kohlenwasserstoffe am Messschlauch zwischen Abgasanalyse und Einzylindermotor anlagern. Bei darauf folgender geringerer Konzentration werden die eingelagerten Kohlenwasserstoffe langsam abgegeben und verfälschen somit das Messergebnis.

Für die 45 Lastpunkte werden die jeweiligen Regressionsfunktionen mit den zugehörigen Parametern bestimmt. Für die Modellpunkte werden für die Parameter α_1 und α_2 Polynomfunktionen mit Hilfe der statistischen Versuchsauswertung aufgestellt.

Um aus den unterschiedlichen Schadstoffemissionen, die sich bei Variation eines Parameters teilweise entgegengesetzt verhalten, einen möglichst optimalen Betriebspunkt zu finden, wird die Emissionszahl genutzt. Die Optimierung der Variationsparameter wird in **Kapitel 7.5** durchgeführt.

7.2 Verifikation

In diesem Abschnitt werden die Emissionsmodelle und die Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes verifiziert. Im ersten Teil des Abschnittes wird die Verifikation anhand von statistischen Betrachtungen vorgenommen und im zweiten Teil anhand von Verifikationspunkten.

Die Verifikation anhand von statistischen Betrachtungen ist für die Emissionsmodelle in **Abbildung 7.2** dargestellt. In den sechs Diagrammen sind die fünf Schadstoffemissionen Ruß, NO_x , HC, CO und CO_2 sowie die sich aus den Emissionen ergebende Emissionszahl abgebildet. Die roten Punkte in den Diagrammen sind die jeweils aus den Modellen berechneten Größen. Sie sind über den gemessenen Werten aufgetragen. Die Winkelhalbierende, auf der die Punkte bei einer 100 %-ig linearen Korrelation liegen müssen, ist als blaue durchgezogene Linie eingezeichnet. Zusätzlich sind die gewichteten Korrelationskoeffizienten und die mittleren quadratischen Fehler dargestellt.

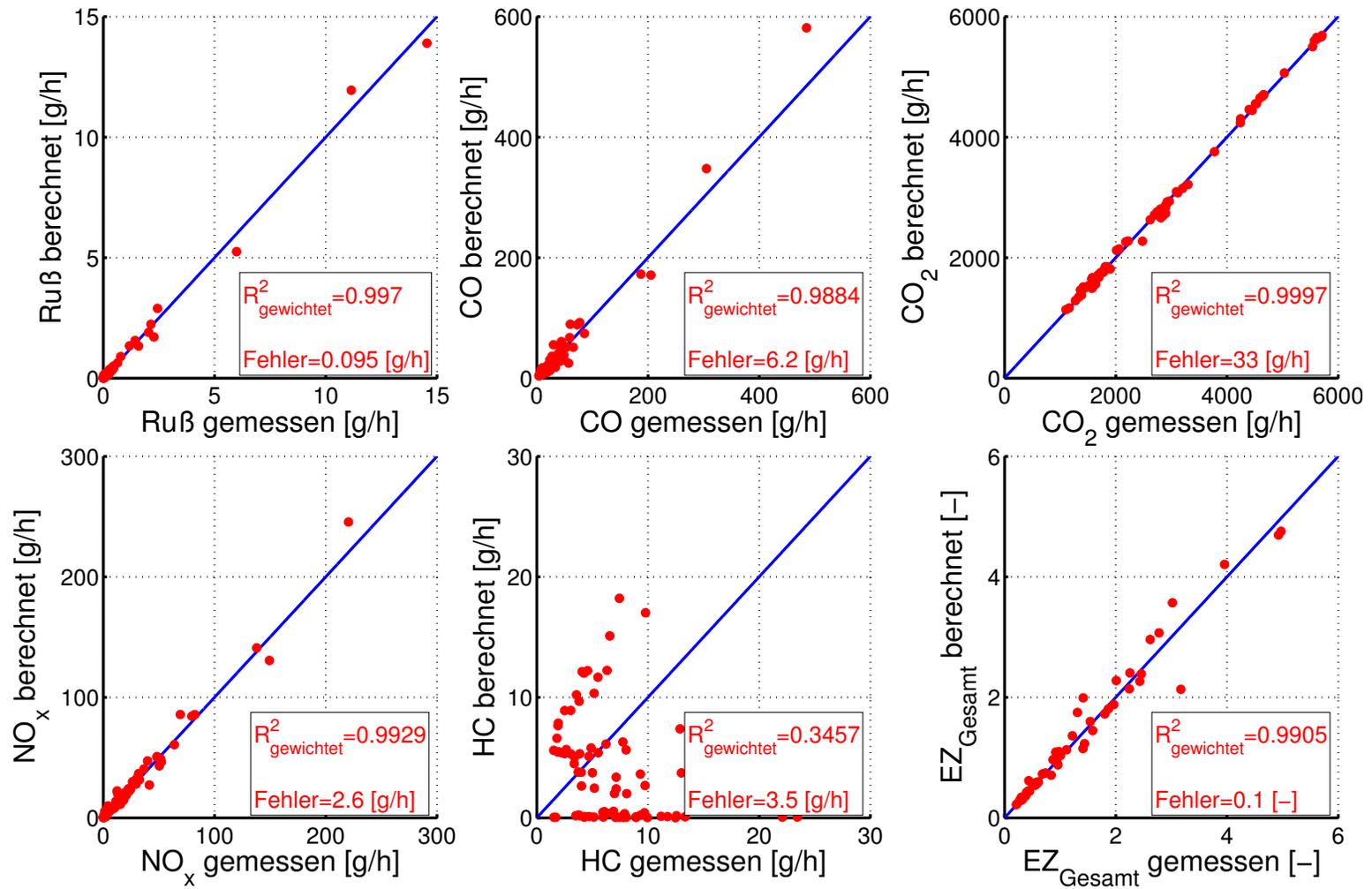


Abbildung 7.2: Statistische Verifikation der Emissionsmodelle

Die Korrelationskoeffizienten und die mittleren quadratischen Fehler für die Emissionsmodelle sind in **Tabelle 7.1** zusammengestellt.

Tabelle 7.1: Korrelationskoeffizienten und RMS-Fehler der Emissionsmodelle

Modelle	Korrelationskoeffizienten	RMS-Fehler [g/h]
NO _x	0.9929	2.6
Ruß	0.997	0.095
HC	0.3457	3.5
CO	0.9884	6.2
CO ₂	0.9997	33
Emissionszahl	0.9895	0.12

Die beste Korrelation ergibt sich für die Emission CO₂ mit einem Korrelationskoeffizienten von 0.999 und einem mittleren quadratischen Fehler von 33 $\frac{g}{h}$ bei einem Maximalwert von ca. 6000 $\frac{g}{h}$. Das entspricht einer Abweichung von weniger als 0.5 % des Messwertes von den Modellwerten.

Sehr hohe Korrelationen zeigen die Schadstoffe Ruß und NO_x mit einem Korrelationskoeffizienten von 0.99 und sehr geringen Fehlern von ca. 0.64 % für die Ruß- und von ca. 1 % für die Stickstoffoxidemissionen. Die Kohlenstoffmonoxidemissionen lassen sich mit dem Modell ebenfalls sehr genau abbilden, wie die Abbildung zeigt. Für die Emissionen NO_x, Ruß, CO und CO₂ ist zu erkennen, dass es für die Modelle zwischen den gemessenen Werten und berechneten keine großen Abweichungen gibt, die stark von der idealen Korrelation abweichen.

Für die Kohlenwasserstoffemissionen ist eine nur sehr schwache Korrelation vorhanden. Bei einem Korrelationskoeffizienten von $R^2_{\text{gewichtet}} = 0.34$ wird von einer geringen Korrelation gesprochen [182]. Wie in der **Abbildung 7.2** zu sehen ist, weichen die gemessenen Werte stark von den berechneten Werten ab. Diese schwache Korrelation ist vor allem auf die in **Abbildung 7.1** dargestellte hohe Messungenauigkeit der Kohlenwasserstoffemissionen zurückzuführen. Diese geringe Korrelation ist charakterisiert durch einen großen mittleren Fehler von $RMS = 3.5 \frac{g}{h}$ und einer Modellabweichung von der Rechnung von ca. 20 %.

Da in die Emissionszahl alle Emissionen bzw. alle Emissionsmodelle eingehen, summieren sich die Fehler nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz auf, so dass die Korrelation der Emissionszahl mit einem Korrelationskoeffizienten von 0.99 immer noch sehr

hoch ist, aber eine geringere Korrelation als die einzelnen Emissionen zeigt. Der Anteil des mittleren quadratischen Fehlers ist mit ca. 2 % gering, aber nicht mehr so gering wie der Fehler der einzelnen Emissionen. Da das Emissionsmodell für die unverbrannten Kohlenwasserstoffe eine geringe Korrelation aufweist, sind die HC-Emissionen nicht in die Berechnung der Emissionszahl eingegangen.

In **Abbildung 7.3** sind nach dem gleichen Prinzip die Modellverifikationen der Größen des Einspritzpumpenprüfstandes und des Einzylindermotors dargestellt. Als Einzelgrößen des Einspritzpumpenprüfstandes werden der Einspritzbeginn (ESB), das Einspritzende (ESE) und die bis zum Brennbeginn eingespritzte Kraftstoffmasse verifiziert. Dabei wird aus den Modellen für die Gemischaufbereitung und den Einspritzbeginn die Zeit berechnet, die für die Einspritzung zur Verfügung steht. Diese Zeitspanne wird benötigt um die eingespritzte Kraftstoffmasse zu bestimmen.

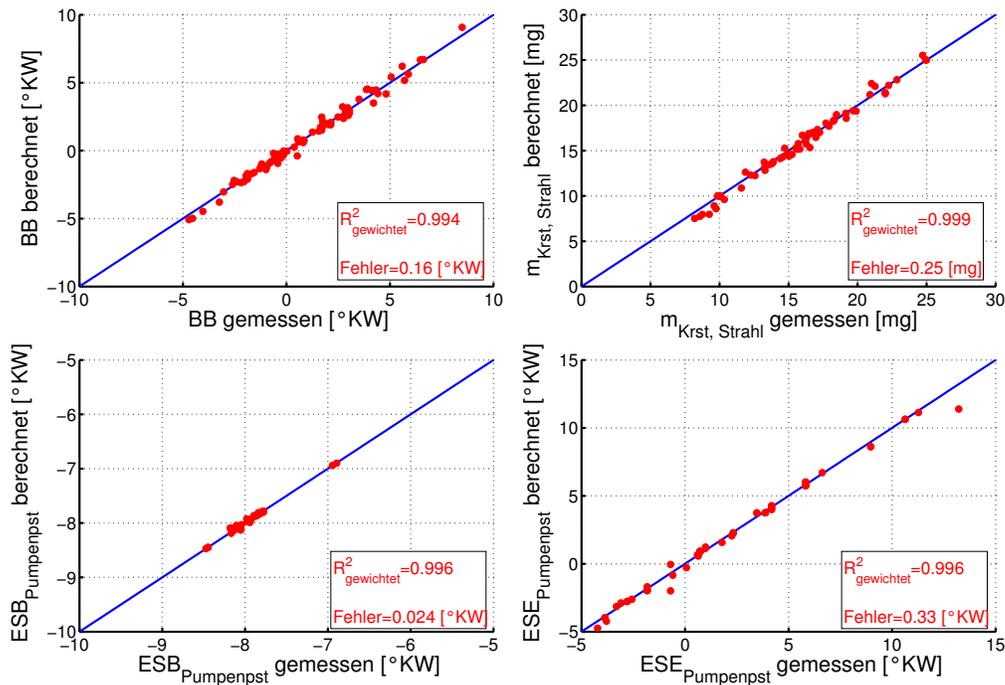


Abbildung 7.3: Statistische Verifikation der Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes

Alle Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes weisen eine hohe Korrelation mit einem Korrelationskoeffizienten von größer als 0.996 auf. Die einzelnen Korrelationskoeffizienten und RMS-Fehler für die Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes sind in **Tabelle 7.2** dargestellt. Am Genauesten konnte der Einspritzbeginn nachgebildet werden.

Dabei beträgt die Abweichung des mittleren quadratischen Fehlers 1 %. Für das Einspritzende beträgt die Abweichung des mittleren quadratischen Fehlers ca. 1.5 % und für die eingespritzte Kraftstoffmenge bis zum Brennbeginn ca. 1 %. Damit liegen die Abweichungen innerhalb der Fehlertoleranz der Messsysteme.

Tabelle 7.2: Korrelationskoeffizienten und RMS-Fehler der Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes

Modelle	Korrelationskoeffizienten	RMS-Fehler [°KW]
Einspritzbeginn	0.996	0.024
Brennbeginn	0.994	0.16
Einspritzende	0.996	0.33
eingespritzte Kraftstoffmasse	0.999	0.25 [mg]

Das Modell für den Brennbeginn weist, wie das Modell für die Gemischbildungszeit, eine gute Korrelation von 0.994 zu den Messwerten auf und hat eine Abweichung des mittleren quadratischen Fehlers mit ca. 1 % bezogen auf den Messbereich. Da sich die Gemischbildungszeit aus der Differenz der Größen Brennbeginn und Einspritzbeginn berechnet, ist die hohe Modellgenauigkeit für diese Größen notwendig. Die Gemischbildungszeit hat eine zentrale Rolle für die Bestimmung des Luft-Kraftstoffverhältnisses im Einspritzstrahl und ist somit eine zentrale Größe für die Schadstoffmodelle.

Nach Abschluß der statistischen Beurteilung werden im zweiten Schritt die Modelle an einem Verifikationspunkt getestet. Dazu wird im Folgenden die Anwendbarkeit der Modelle für eine AGR-Variation an einem Betriebspunkt, der nicht in die Modellbildung eingegangen ist, nachgewiesen. Die Emissionsmodelle für diesen Verifikationspunkt sind in **Abbildung 7.4** dargestellt. Für den gleichen Betriebspunkt sind in **Abbildung 7.5** die Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes den Messdaten gegenübergestellt.

In **Abbildung 7.4** sind in der schon bekannten Anordnung die Schadstoffemissionen und die Emissionszahl dargestellt. Als rote Punkte sind die Messwerte und als blaue Rauten die berechneten Werte aus den Modellen zu sehen.

Für das Modell der Rußemission gilt ein eingeschränkter Gültigkeitsbereich. Das Modell für die Rußemission kann den homogenen Abfall der Rußemissionen aufgrund von Homogenisierungseffekten nicht abbilden. Deshalb ist das Modell nur bis zu ei-

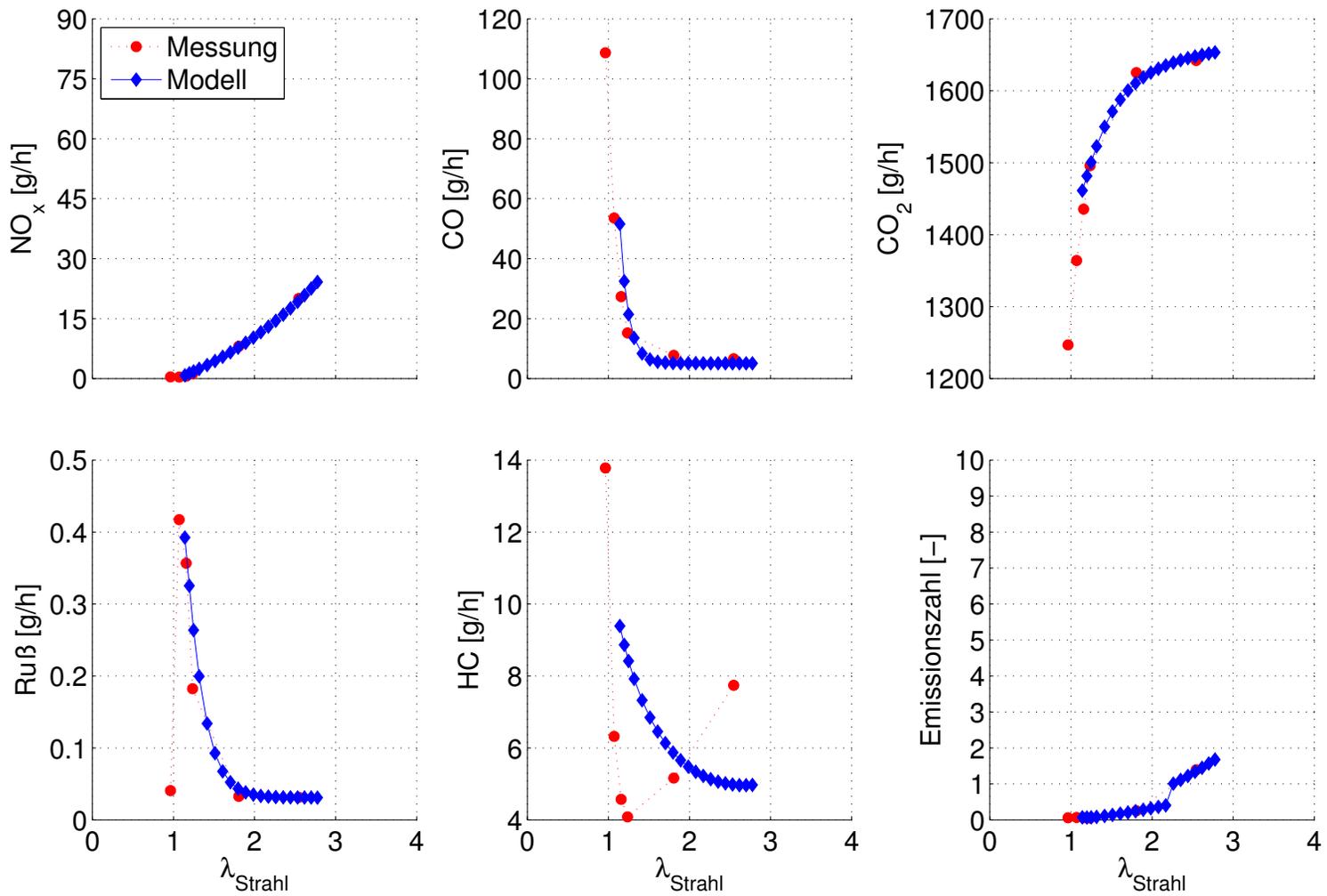


Abbildung 7.4: Verifikation der Emissionsmodelle anhand eines Verifikationspunktes mit:
 $p_{Ladeluft} = 1500 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 86 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{Einspritzung} = 600 \text{ bar}$; $m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

dem λ_{Strahl} gültig, das größer ist als der Grenzwert $\lambda_{Strahl,Grenz}$. Diese Homogenisierungsgrenze wird in diesem Betriebspunkt erreicht und ist in der Abbildung an dem plötzlichen Abfall der gemessenen Rußemissionen zu erkennen.

Da die Anzahl der Messwerte in dem teilhomogenen Bereich zu gering ist, konnte kein aussagekräftiges Rußmodell für den teilhomogenen Betriebsbereich $\lambda_{Strahl} < \lambda_{Strahl,Grenz}$ aufgestellt werden. Alle anderen Emissionsmodelle für NO_x , HC, CO, CO_2 behalten ihre Gültigkeit auch im teilhomogenen Betriebsbereich, da sich das Vorzeichen des Anstieges nicht wie bei den Rußemissionen ändert.

Wie schon mit der statistischen Verifikation gezeigt werden konnte, gibt es, wie in **Abbildung 7.4** zu sehen ist, für die Emissionsmodelle mit der Ausnahme der unverbrannten Kohlenwasserstoffe eine sehr gute Übereinstimmung mit den gemessenen Werten. Ebenfalls zu erkennen ist, dass mit der Vorgehensweise nur die Parameter α_1 und α_2 der Regressionsfunktionen als Polynommodelle zu berechnen das physikalische Verhalten der Schadstoffemissionen bei einer AGR-Variation sehr gut wiedergegeben werden kann. Im Unterschied dazu kann mit einem Polynommodell der steile Anstieg der Rußemission bei einer AGR-Variation nicht abgebildet werden.

In **Abbildung 7.5** sind die Modelle aus dem Einspritzpumpenprüfstand und die daraus berechneten Größen dargestellt. Wie auch schon für die **Abbildung 7.4** sind die Messwerte als rote Punkte und die berechneten Werte aus den Modellen als blaue Rauten dargestellt.

Dargestellt sind die Größen Eindringtiefe der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphase, das Einspritzstrahlvolumen, die eingespritzte Kraftstoffmasse, der Brennbeginn, der Einspritzbeginn, das Einspritzende und der Ansteuerbeginn. Alle berechneten Größen sind zum Zeitpunkt des Brennbeginns dargestellt. Für alle Größen gibt es, wie auch schon aus den statistischen Kennwerten zu vermuten, eine große Übereinstimmung von Messwerten und Modellwerten. In dem Diagramm in der linken unteren Ecke sind die Eindringtiefen der flüssigen und der gasförmigen Phase des Kraftstoffes dargestellt. Dabei unterscheiden sich die Messwerte und die berechneten Werte dadurch, dass für die Gemischbildungszeit und den Eindringtiefenverlauf jeweils die Messwerte bzw. die Rechenmodelle verwendet werden.

Wie in der **Abbildung 7.5** dargestellt nehmen die Eindringtiefen von hohen zu kleineren Luft-Kraftstoffverhältnissen langsam zu. Ab dem Luft-Kraftstoffverhältnis, bei dem der Brennbeginn zu einem späteren Zeitpunkt erfolgt als das Einspritzende liegt

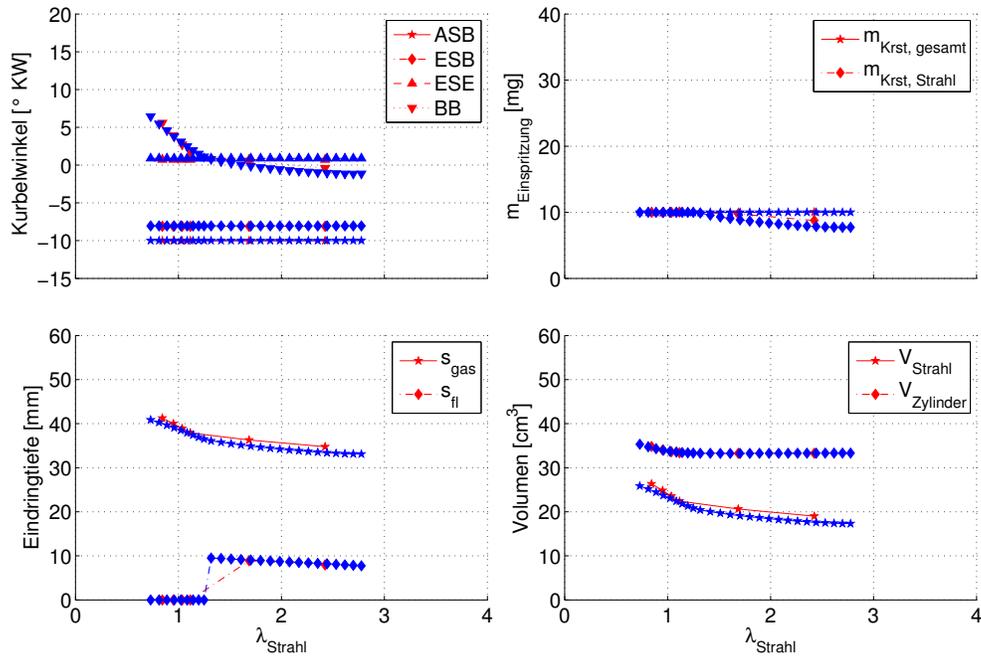


Abbildung 7.5: Verifikation der Modelle des Einspritzpumpenprüfstandes anhand eines Verifikationspunktes mit:
 $p_{Ladeluft} = 1500 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 86 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{Einspritzung} = 600 \text{ bar}$;
 $m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

und der restliche flüssige Kraftstoff verdampft ist, fällt die Eindringtiefe der flüssigen Phase auf Null ab. Zu diesem Zeitpunkt entspricht die eingespritzte Kraftstoffmasse der Kraftstoffmasse im Einspritzstrahl. Dieser Zusammenhang ist in dem Diagramm rechts oben zu sehen.

Die Eindringtiefe der gasförmigen Kraftstoffphase steigt mit zunehmend späterem Brennbeginn bei abnehmendem Luft-Kraftstoffverhältnis an. Dabei nimmt das Volumen des Einspritzstrahls deutlich stärker zu als das Volumen des Zylinders, da der Kolben nahe dem oberen Totpunkt eine sehr geringe Geschwindigkeit hat. Dieser Sachverhalt ist in dem rechten unteren Diagramm dargestellt.

Damit wird gezeigt, dass mit den verifizierten Modellen eine gute Korrelation zu den Messwerten hergestellt werden kann und die Modelle auf einen beliebigen Betriebspunkt im Versuchsraum angewendet werden können. Mit den aufgestellten Modellen können sowohl die Gemischbildung als auch die Emissionen berechnet werden.

Das Vorgehen, nur die Parameter der Regressionsfunktion α_1 und α_2 mit Polynommo-

dellen zu berechnen, bietet die Möglichkeit das physikalische Verhalten der Emissionen mit einer geeigneten Regressionsfunktion nachzubilden und somit die Möglichkeit zu haben die Berechnungsmodelle zu extrapolieren. Die Möglichkeit der Extrapolation wird in **Kapitel 7.3** diskutiert.

7.3 Extrapolation

In dem folgenden Abschnitt wird gezeigt, dass die Modelle extrapoliert werden können. Dies ist aufgrund der Vorgehensweise, die Ergebnisgrößen mit Regressionsfunktionen, die dem physikalischen Verhalten folgen, abzubilden, möglich. Diese Extrapolation wird für die aufgestellten Rechenmodelle anhand der Drehzahl durchgeführt.

In der **Abbildung 7.6** ist in einem Kennfeld über Einspritzmenge und Drehzahl der mit Messdaten untersuchte Messbereich grau dargestellt. Zusätzlich zu den blau dargestellten Messpunkten werden Punkte außerhalb des Messbereichs, hier als rote Dreiecke dargestellt, gemessen. Diese Extrapolationspunkte markieren den Bereich für den die Emissionsmodelle extrapoliert werden.

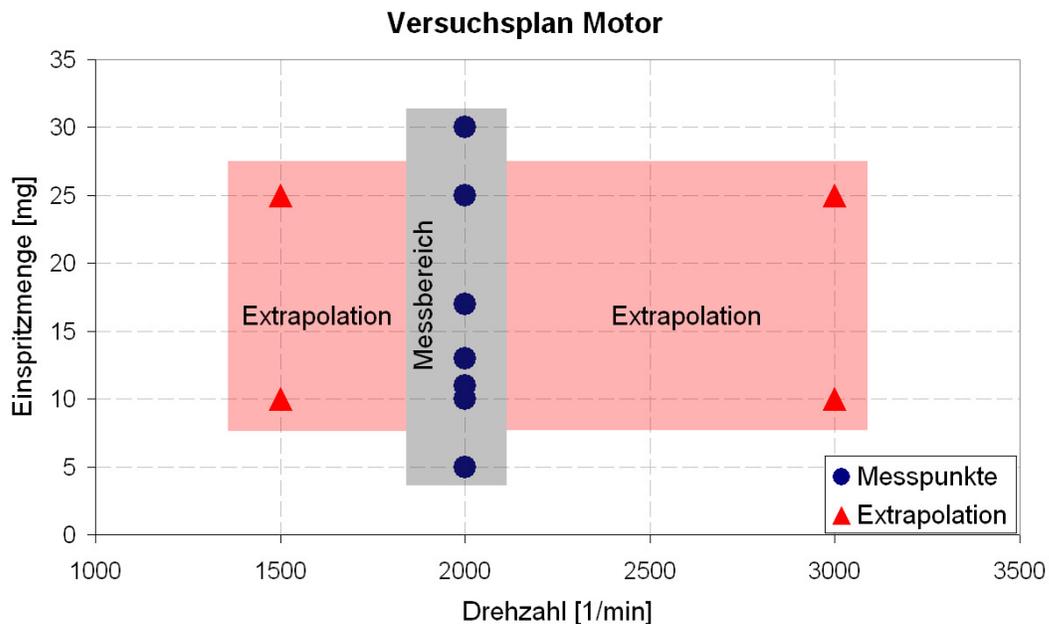


Abbildung 7.6: Kennfelddarstellung des Mess- und Extrapolationsbereiches für die Emissionsmodelle

Überprüft wird die Gültigkeit der Extrapolation anhand von vier Messpunkten. Je zwei

Messpunkte werden bei einer Drehzahl von $1500 \frac{1}{min}$ bzw. bei $3000 \frac{1}{min}$ ausgewählt. Diese beiden Messpunkte liegen mit einer Einspritzmenge von 10 mg und 25 mg an den Randbereichen des Gültigkeitsbereiches.

In der **Abbildung 7.7** sind die Emissionsmodelle für den Extrapolationspunkt bei $1500 \frac{1}{min}$ Umdrehungen und 10 mg Einspritzmenge dargestellt. Die Emissionsmodelle (blaue Rauten) und die gemessenen Abgasemissionen (rote Punkte) Ruß, Stickstoffoxide, Kohlenstoffmonoxid und Kohlenstoffdioxid stimmen überein. Für die Kohlenwasserstoffemissionen gibt es aufgrund der geringen Korrelation der Emissionsmodelle eine ungenügende Übereinstimmung.

Zur Überprüfung des $\lambda_{Strahl,Grenz}$ -Modells wird ein Betriebspunkt ausgewählt, der homogenisierbar ist. Das Rußmodell ist nur bis zu den maximal gemessenen Rußemissionen gültig. Der Wert λ_{Strahl} , der das Rußmodell begrenzt, ist gleich dem Wert von $\lambda_{Strahl,Grenz}$ an dem das Modell die maximalen Rußemissionen erreicht. Da die Maxima für die gleichen Werte von λ_{Strahl} erreicht werden, können die Modelle für die Gemischbildungsgrößen ebenfalls extrapoliert werden.

In **Abbildung 7.8** sind die Emissionsmodelle für eine Drehzahl von $3000 \frac{1}{min}$ Umdrehungen und einer Einspritzmenge von 10 mg dargestellt. Wie schon zuvor beschrieben sind die Emissionsmodelle für Ruß, NO_x , CO, CO_2 und das Modell für den Gemischbildungsparameter $\lambda_{Strahl,Grenz}$ ebenfalls anwendbar.

In den **Abbildungen 7.9** und **7.10** sind die Einspritz- und Gemischbildungsmodelle für die Drehzahlen $1500 \frac{1}{min}$ und $3000 \frac{1}{min}$ mit einer Einspritzmenge von 10 mg dargestellt. Die Übereinstimmung der Einspritz- und Gemischbildungsmodelle im Extrapolationsbereich ist, wie oben schon für die Emissionsmodelle beschrieben, sehr gut. Es gibt für diese Modelle nur für sehr geringe AGR-Raten eine Abweichung. Da die Modelle aber für den motorisch relevanten Bereich zwischen $\lambda = 1$ und $\lambda = 2$ übereinstimmen, sind sie auf den Extrapolationsbereich anwendbar.

Für die Extrapolationspunkte, die in den **Abbildungen A.19** und **A.20** im Anhang für eine Einspritzmenge von 25 mg dargestellt sind, gilt die gleiche Anwendbarkeit der Emissionsmodelle und des Gemischparameters $\lambda_{Strahl,Grenz}$ wie für die oben schon beschriebenen Modelle, da die Modellwerte die Messwerte sehr genau nachbilden.

Für diese Untersuchungen wird der Extrapolationsbereich nicht weiter ausgeweitet, da für diese Drehzahlvariation der Einfluss auf die Gemischbildungszeit gering ist.

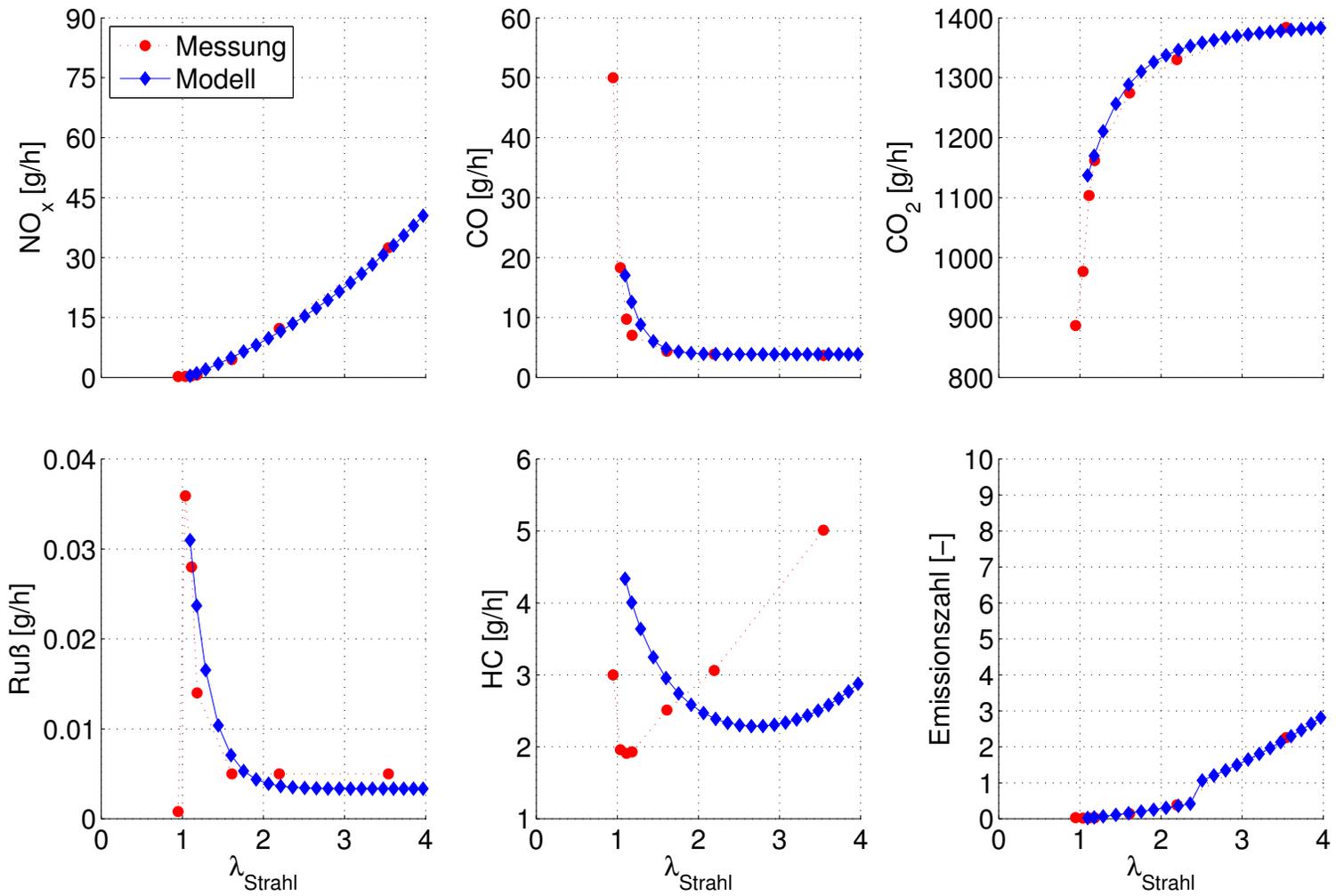


Abbildung 7.7: Extrapolation der Emissionsmodelle auf eine Drehzahl von $1500 \frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}; T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}; p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}; m_{\text{Einspritzung}} = 10 \text{ mg}$

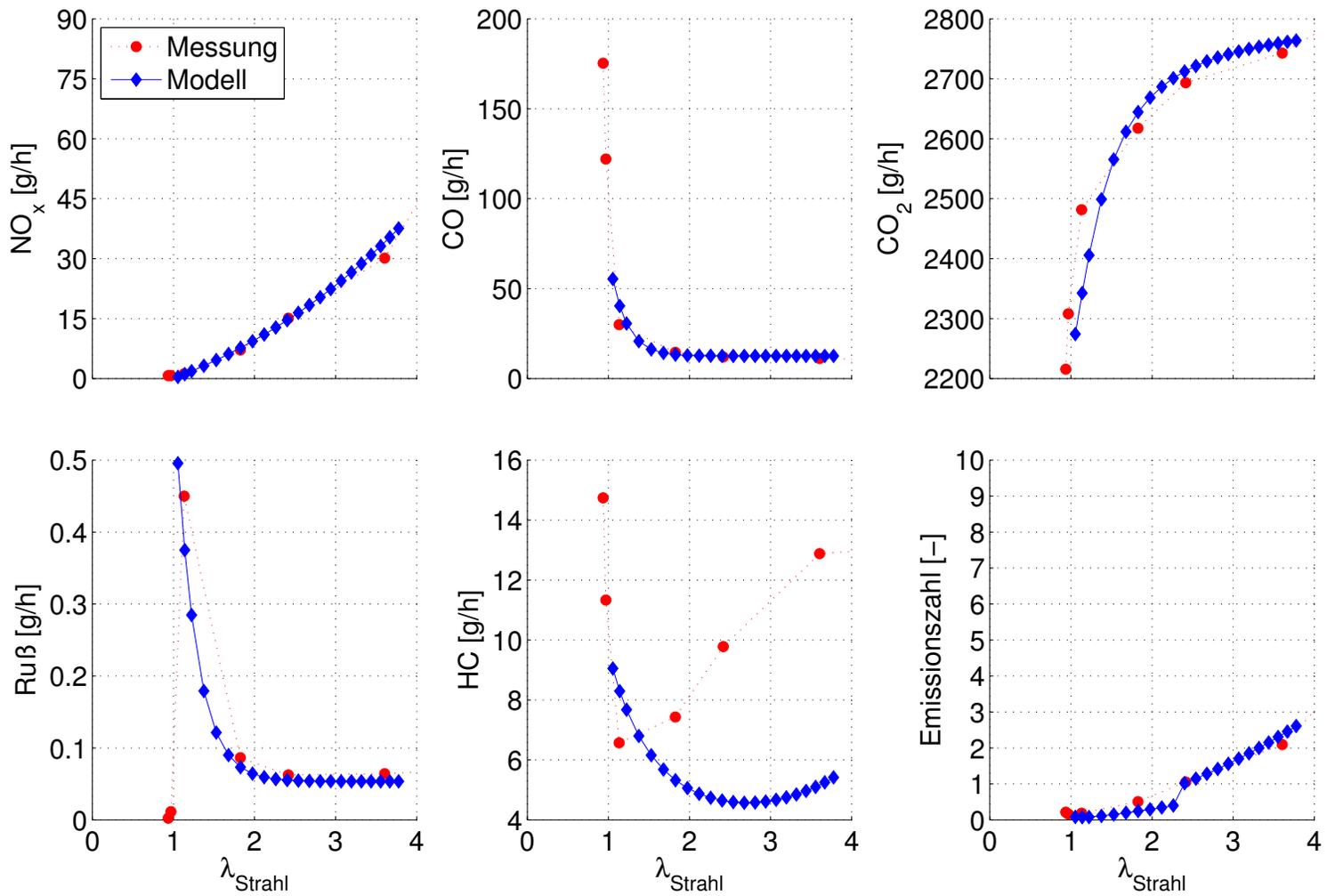


Abbildung 7.8: Extrapolation der Emissionsmodelle auf eine Drehzahl von $3000 \frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}$; $m_{\text{Einspritzung}} = 10 \text{ mg}$

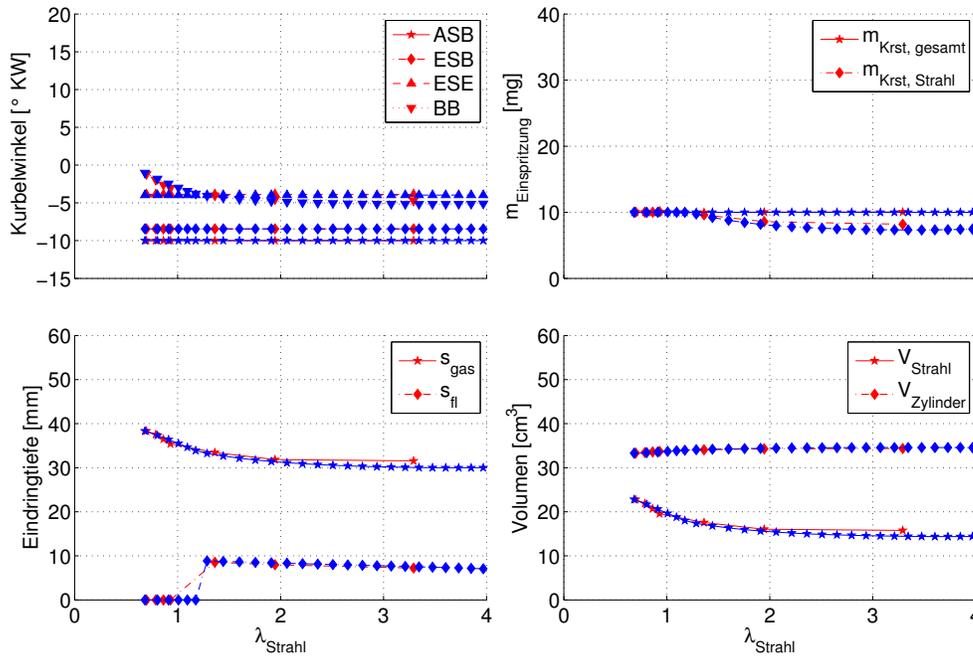


Abbildung 7.9: Extrapolation der Einspritzparameter für $1500 \frac{1}{min}$
 $p_{Ladeluft} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{Einspritzung} = 1000 \text{ bar}$;
 $m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

Wenn die Drehzahl in einem weiteren Bereich extrapoliert wird, ist anzunehmen, dass nicht betrachtete Einflüsse, wie z.B. die Luftbewegung bzw. die Turbulenz der Luftbewegung und Wandwärmeübergang zunehmen und somit die Gemischparameter und damit die Emissionsmodelle beeinflussen. Dadurch nimmt die quantitative Aussage der Modelle ab. Die Grenze der Gültigkeit für die Emissionsmodelle zeigt sich in der nachfolgenden Betrachtung.

Bei hohen Drehzahlen nimmt die Gemischbildungszeit bezogen auf den Kurbelwinkel beispielsweise aufgrund von höheren Zylinderwandtemperaturen wegen der höheren Zündfolge schneller ab, als für die Modelle bei $2000 \frac{1}{min}$ berechnet. Dieser Effekt wirkt teilweise auch schon in **Abbildung A.22** für das Modell des Brennbeginns und somit für die Gemischbildungszeit, da sich eine geringe Abweichung der Modellwerte von den Messwerten ergibt. Bei einer Drehzahl von $1500 \frac{1}{min}$ ist dieser Effekt nicht vorhanden (**Abbildung A.21**).

Da die Gemischbildung Grundlage für die Emissionsmodelle ist, ist die Gültigkeit der Emissionsmodelle dadurch ebenfalls eingeschränkt. Daraus ergibt sich ein neuer Gültigkeitsbereich der Modelle, der sich für ein Drehzahlband von $1500 \frac{1}{min}$ bis $3000 \frac{1}{min}$

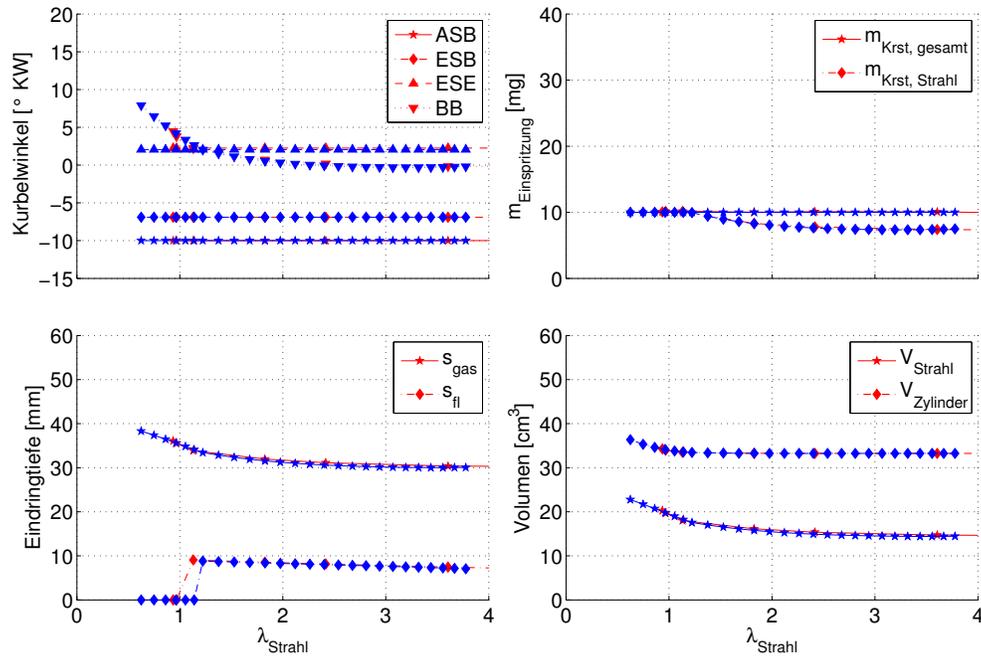


Abbildung 7.10: Extrapolation der Einspritzparameter für $3000 \frac{1}{min}$
 $p_{Ladeluft} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{Ladeluft} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{Einspritzung} = 1000 \text{ bar}$;
 $m_{Einspritzung} = 10 \text{ mg}$

erstreckt.

Die Emissions- und Gemischbildungsmodelle zeigen im gesamten betrachteten Extrapolationsbereich eine gute Übereinstimmung. Da bei der Modellbildung, im Gegensatz zur klassischen Methode der statistischen Versuchsauswertung, Regressionsfunktionen verwendet werden, deren Funktionsverlauf den physikalisch ermittelten Verlauf nachbilden, ist eine Extrapolation anwendbar. Sekundäreffekte, die in der Modellbildung nicht betrachtet werden, aber mit zunehmender Extrapolation zunehmen, beschränken, wie oben beschrieben, den Extrapolationsbereich. Da der abgebildete Betriebsbereich aber der relevante Messbereich für den NEFZ ist, sind die aufgestellten Modelle auch zur Unterstützung von Applikationen nutzbar.

7.4 Sensitivitätsanalyse

In dem folgenden Kapitel soll die Sensitivität der einzelnen Parameter auf die Emissionen untersucht werden. Dazu werden die Parameter ihrem jeweils gültigen Werte-

bereich, wie in der **Tabelle 4.7** (Seite 56) dargestellt, variiert. Um den Einfluss der Parameter auf die jeweilige Emission zu sehen, werden die Parameter stets von ihrem jeweiligen Minimal- bis zum Maximalwert skaliert. Da der hier genutzte variierte Wertebereich der Parameter für den Versuchsmotor die maximal mögliche Variation ist, kann anhand der variierten Werte eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden.

Der Einfluss der Parameter auf die Emissionen ist in der **Abbildung 7.11** dargestellt. Bei der Variation der Parameter wird, um Quereinflüsse auszuschließen, darauf geachtet, dass jeweils nur ein Parameter variiert wird und die anderen konstant gehalten werden. In den vier Diagrammen sind die Emissionen, für die die Modelle eine hohe Korrelation ergeben haben, dargestellt. Zur Untersuchung der Sensitivität werden die berechneten Emissionen ebenfalls mit ihren jeweiligen maximalen Werten skaliert.

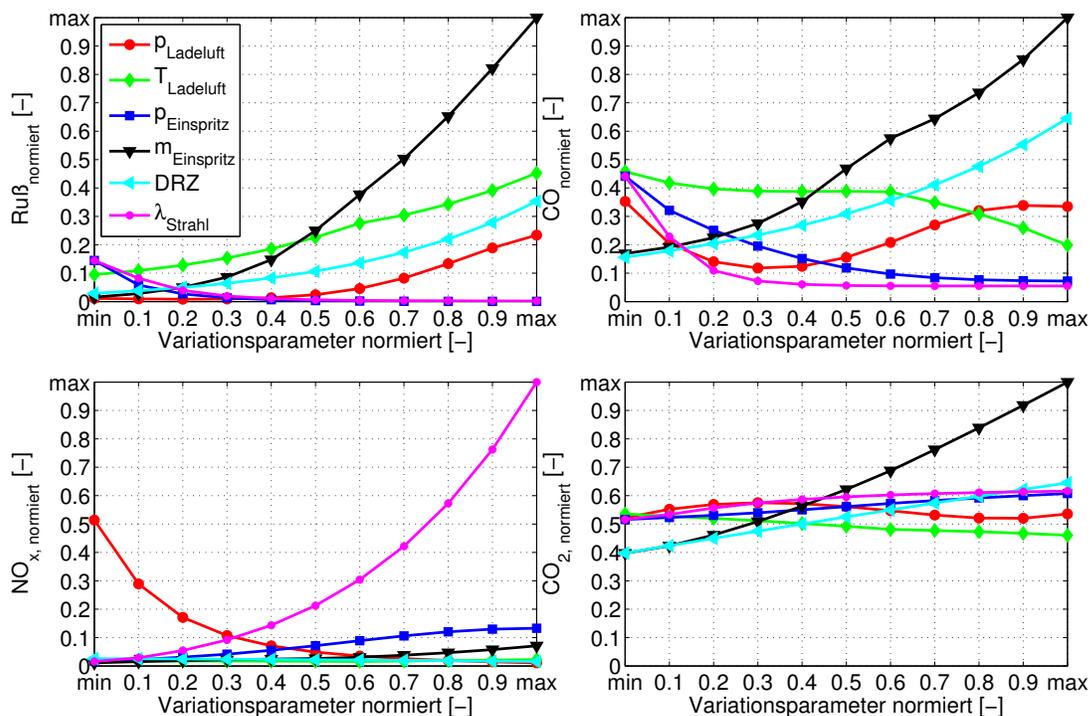


Abbildung 7.11: Sensitivitätsanalyse der Variationsparameter auf die Schadstoffemissionen

Untersucht werden die Sensitivität auf die Parameter Ladeluftdruck, Ladelufttemperatur, Einspritzdruck, Einspritzmenge, Drehzahl und λ_{Strahl} . Der Parameter λ_{Strahl} wird vom maximalen Luft-Kraftstoffverhältnis bis zum entsprechenden $\lambda_{\text{global}} = 1$ bzw. für die Rußmodelle bis zum entsprechenden $\lambda_{\text{Strahl, Grenz}}$ variiert.

Auf die Stickstoffoxidemission, wie unten links in der **Abbildung 7.11** dargestellt, hat das Luft-Kraftstoffverhältnis den größten Einfluss. Mit sinkendem Luft-Kraftstoffverhältnis können auch die Stickstoffoxidemissionen minimiert werden. Weiterhin großen Einfluss auf die Stickstoffoxidemissionen hat der Ladeluftdruck. Mit steigendem Ladeluftdruck können die Stickstoffoxidemissionen ebenfalls reduziert werden. Deshalb wird zurzeit in großem Maße an der Doppelaufladung für Motoren geforscht und diese in die Serie umgesetzt [173, 19].

Wie in dem Diagramm unten rechts dargestellt, hat natürlich die eingespritzte Kraftstoffmenge den größten Einfluss auf die CO_2 -Emission. Weiterhin hat die Drehzahl großen Einfluss auf den CO_2 -Ausstoß. Aufgrund der geringeren Gemischaufbereitungszeit mit zunehmender Drehzahl nimmt die Gemischqualität ab. Damit vergrößert sich zum einen die Brenndauer und der Wirkungsgrad der Verbrennung wird geringer und zum anderen nimmt aufgrund der schlechteren Gemischaufbereitung der Ausstoß an Kohlenstoffmonoxidemissionen zu. Die Sensitivität der anderen Parameter auf die CO_2 -Emissionen ist sehr gering, so dass deren Einfluss vernachlässigt werden kann.

Die Zusammenhänge zwischen dem Kohlenstoffmonoxidausstoß und der Drehzahl einerseits und der Einspritzmenge andererseits, sind vergleichbar mit denen, für die Kohlenstoffdioxidemissionen beschriebenen, und sind im rechten oberen Diagramm in der **Abbildung 7.11** dargestellt. Die Kohlenstoffmonoxidemissionen reagieren aber zusätzlich auf die Einflüsse Einspritzdruck und Luft-Kraftstoffverhältnis sensitiv. Mit abnehmendem Einspritzdruck und Luft-Kraftstoffverhältnis nehmen die Kohlenstoffmonoxidemissionen zu. Mit sinkendem Einspritzdruck wird die in die Gemischbildung eingebrachte Energie geringer und damit die Gemischaufbereitung schlechter. Mit sinkendem Luft-Kraftstoffverhältnis vergrößert sich zwar die Gemischaufbereitungszeit, gleichzeitig sinkt aber die Sauerstoffkonzentration, die ausschlaggebend für die Vollständigkeit der Verbrennung ist.

Im oberen linken Diagramm in der **Abbildung 7.11** ist die Sensitivität der Parameter auf die Rußemission dargestellt. Wie hier dargestellt ergeben sich eine Vielzahl von Einflüssen, auf die die Rußemission sensitiv reagiert. Größten Einfluss auf den Rußausstoß hat die eingespritzte Kraftstoffmenge. Mit steigender Einspritzmenge steigt auch die Rußemission an, da die Einspritzdauer zu und somit die Gemischqualität abnimmt. Den gleichen Einfluss auf die Rußemission haben die Parameter Drehzahl, Ladelufttemperatur und Ladeluftdruck. Die Steigerung aller drei Parameter führt zu

einer kürzeren Gemischaufbereitungszeit, wie es anhand der **Abbildung 5.13** schon diskutiert wurde, und deshalb zu einem Anstieg der Rußemissionen. Den entgegengesetzten Einfluss auf die Rußemissionen haben die Parameter Einspritzdruck und Luft-Kraftstoffverhältnis. Die Rußemissionen steigen mit sinkendem Einspritzdruck aufgrund der schlechteren Gemischaufbereitung an. Ebenfalls steigen die Rußemissionen mit sinkendem Luft-Kraftstoffverhältnis an, da durch das reduzierte λ_{Strahl} mehr fette Zonen im Brennraum entstehen.

Anhand dieser Sensitivitätsanalyse ist es nicht möglich einen Parameter oder eine Parameterkonfiguration zu empfehlen, mit der ein geringer Schadstoffemissionsausstoß realisiert werden kann. Auch bei der Beschränkung auf die beiden wichtigsten Schadstoffemissionen Ruß und Stickstoffoxide kann kein eindeutiger Trend festgelegt werden, da sich für die Parameter Einspritzdruck, Ladeluftdruck und Luft-Kraftstoffverhältnis gegenläufige Empfehlungen für die Ruß- und Stickstoffoxidemissionen ergeben würden.

Deshalb wird im nächsten Abschnitt eine Optimierung anhand der Emissionszahl für ein Anwendungsbeispiel durchgeführt, für das minimal mögliche Gesamtschadstoffemissionen realisiert werden können.

7.5 Optimierung

In diesem Abschnitt sollen zwei Anwendungsbeispiele für die aufgestellten Emissionsmodelle diskutiert werden. Zum einen kann mit den Emissionsmodellen der Einfluss der unterschiedlichen Parameter untersucht werden. Als Beispiel dient hier eine Parameterstudie der Ladelufttemperatur. Zum anderen können die Parameter der Einspritz- und Zylinderbedingungen mit Hilfe der Emissionszahl optimiert werden.

In den **Abbildungen 7.12** und **7.13** sind die Emissions- bzw. die Gemischbildungsmodelle für eine Ladeluftdruckvariation dargestellt. Der Ladeluftdruck wird für einen festen Betriebspunkt, der im NEFZ ungefähr den Bedingungen für ein Fahrzeug mit einer Schwungmassenklasse von 4000 lbs und einer Geschwindigkeit von 70 km/h entspricht, variiert.

Die magentafarbenen Punkte repräsentieren den Ladeluftdruck von 1050 mbar, wie er im Saugbetrieb eines Dieselmotors auftritt. Der Ladeluftdruck von 2800 mbar, darge-

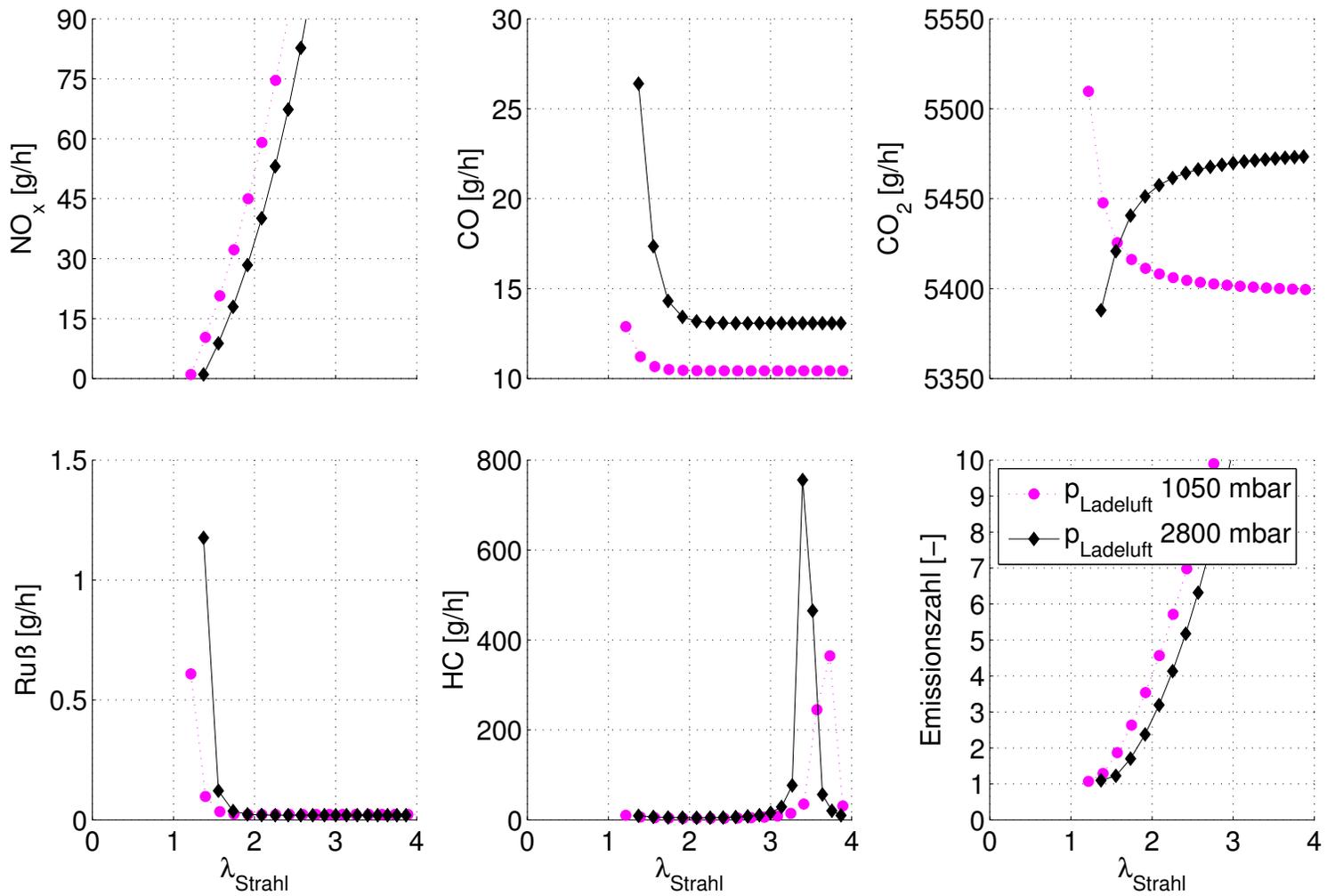


Abbildung 7.12: Einfluss des Ladeluftdrucks auf die Emissionsmodelle für den Betriebspunkt:

$T_{Ladeluft} = 25\text{ °C}$; $p_{Einspritzung} = 1000\text{ bar}$; $m_{Einspritzung} = 20\text{ mg}$

stellt als schwarze Rauten, kann nur mit einem hoch aufgeladenen Dieselmotor realisiert werden und stellt somit das Potential möglicher zweistufig aufgeladener Dieselmotoren dar.

Wie in der **Abbildung 7.12** dargestellt ist, hat der Ladeluftdruck auf alle Emissionen Einfluss. Durch einen erhöhten Ladeluftdruck können vor allem die Stickstoffoxidemissionen und die Kohlenstoffmonoxidemissionen gesenkt werden. Aufgrund des erhöhten Ladeluftdruckes ist mehr Gasmasse während der Verbrennung im Brennraum. Aufgrund der größeren thermischen Masse wird die Verbrennungstemperatur und damit auch der Stickstoffoxidausstoß reduziert [182]. Parallel dazu ist aber bei gleichem Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl die Rußemission erhöht. Begründet werden kann dieses Verhalten mit den Gemischbildungsmodellen, wie sie in **Abbildung 7.13** dargestellt sind.

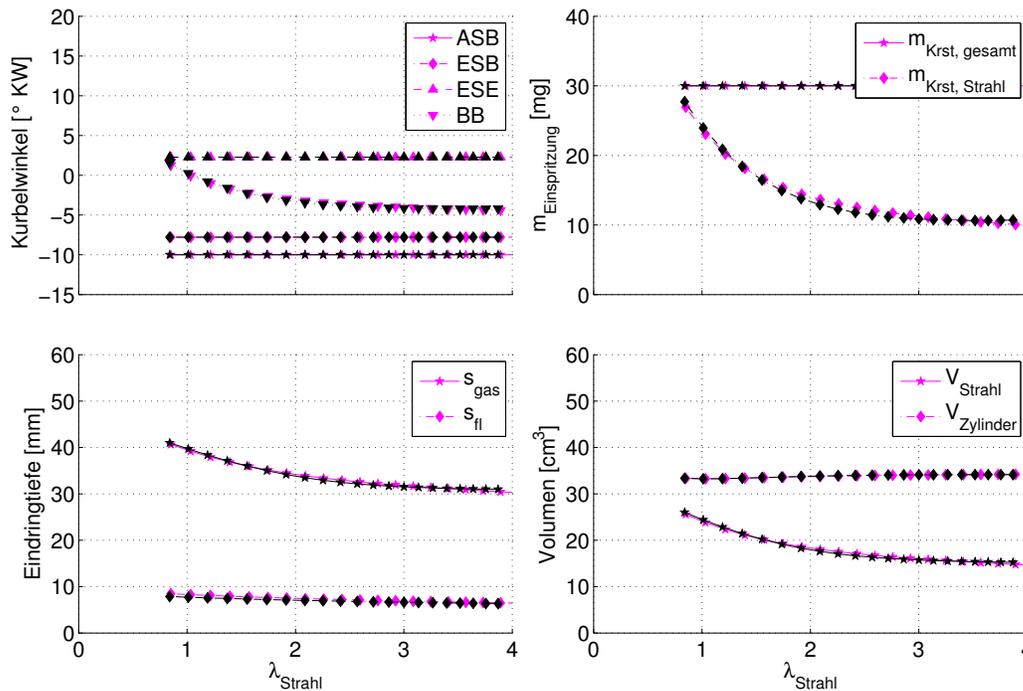


Abbildung 7.13: Einfluss des Ladeluftdrucks auf die Gemischbildung für den Punkt:

$$T_{\text{Ladeluft}} = 25 \text{ °C}; p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}; m_{\text{Einspritzung}} = 20 \text{ mg}$$

Wie in **Abbildung 5.6** diskutiert wird, resultieren aus einem erhöhten Gegendruck im Brennraum eine geringere Strahleindringtiefe und ein größerer Strahlkegelwinkel. Das führt dazu, dass die in den Brennraum eindringenden Kraftstofftropfen besser mit der umgebenen Luft gemischt werden und schneller ein zündfähiges Gemisch im Brenn-

raum vorliegt. Dies wird bestätigt, da, wie in der **Abbildung 7.13** gezeigt, im oberen linken Diagramm die Gemischaufbereitungszeit für den höheren Ladeluftdruck abnimmt. In Folge des hohen Ladedrucks und der kürzeren Gemischaufbereitungszeit sinken auch die Eindringtiefen der flüssigen und gasförmigen Kraftstoffphasen und das erfasste Volumen des Einspritzstrahls sinkt deutlich ab. Gleichzeitig wird, bedingt durch die kurze Gemischaufbereitungszeit, bei hohem Ladeluftdruck zu Brennbeginn immer noch Kraftstoff eingespritzt. Diese Effekte erklären die schlechtere Gemischaufbereitung und somit die höheren Rußemissionen.

Da bei gleichem Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl aber ein geringeres Brennraumvolumen und damit eine geringere Luftmasse erfasst wird, ist bei gleichem λ_{Strahl} das globale λ höher. Dadurch kann das entstandene Kohlenstoffmonoxid besser oxidiert werden und es resultiert ein geringerer Kohlenstoffmonoxiddurchsatz.

Auffällig ist, dass in **Abbildung 7.12** für den höheren Ladeluftdruck die Emissionszahl in einem großen Luft-Kraftstoffverhältnisbereich sehr gering ist. Daraus kann gefolgert werden, dass die AGR-Verträglichkeit mit zunehmendem Ladeluftdruck zunimmt. Das hat vor allem auf die Regelung der Einzelkomponenten im Fahrzeug positive Auswirkungen. Da im Beschleunigungsfall die Luftmassen und damit die AGR-Rate eine sehr träge Größe sind, kann es während des dynamischen Betriebes zu Abweichungen vom idealen Luft-Kraftstoffverhältnis kommen. Bei einem hohen Ladeluftdruck hat eine Abweichung geringere Auswirkungen als bei niedrigerem Ladeluftdruck.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass mit den Gemischbildungs- und Emissionsmodellen die physikalischen Effekte und die Schadstoffentstehung analysiert werden können. Zusätzlich kann anhand geeigneter Betrachtungen eine zielgerichtete Auslegung der Parameter für jeden Betriebspunkt getroffen werden.

Abschließend wird die Optimierung auf den untersuchten Kennfeldbereich angewendet. In **Abbildung 7.14** sind die Kennfelder dargestellt, mit deren Einstellungen die Emissionszahl minimal wird.

Dargestellt sind in der **Abbildung 7.14** die Parameter Ladeluftdruck und -temperatur sowie der Einspritzdruck über der Drehzahl und der Einspritzmenge innerhalb des verifizierten Versuchsraums, für die sich die minimale Emissionen ergeben.

Der optimale Ladeluftdruck ist über dem gesamten dargestellten Kennfeldbereich maximal. Da der Verdichter extern angetrieben wird, sind Ladedruck und Abgasgegen-

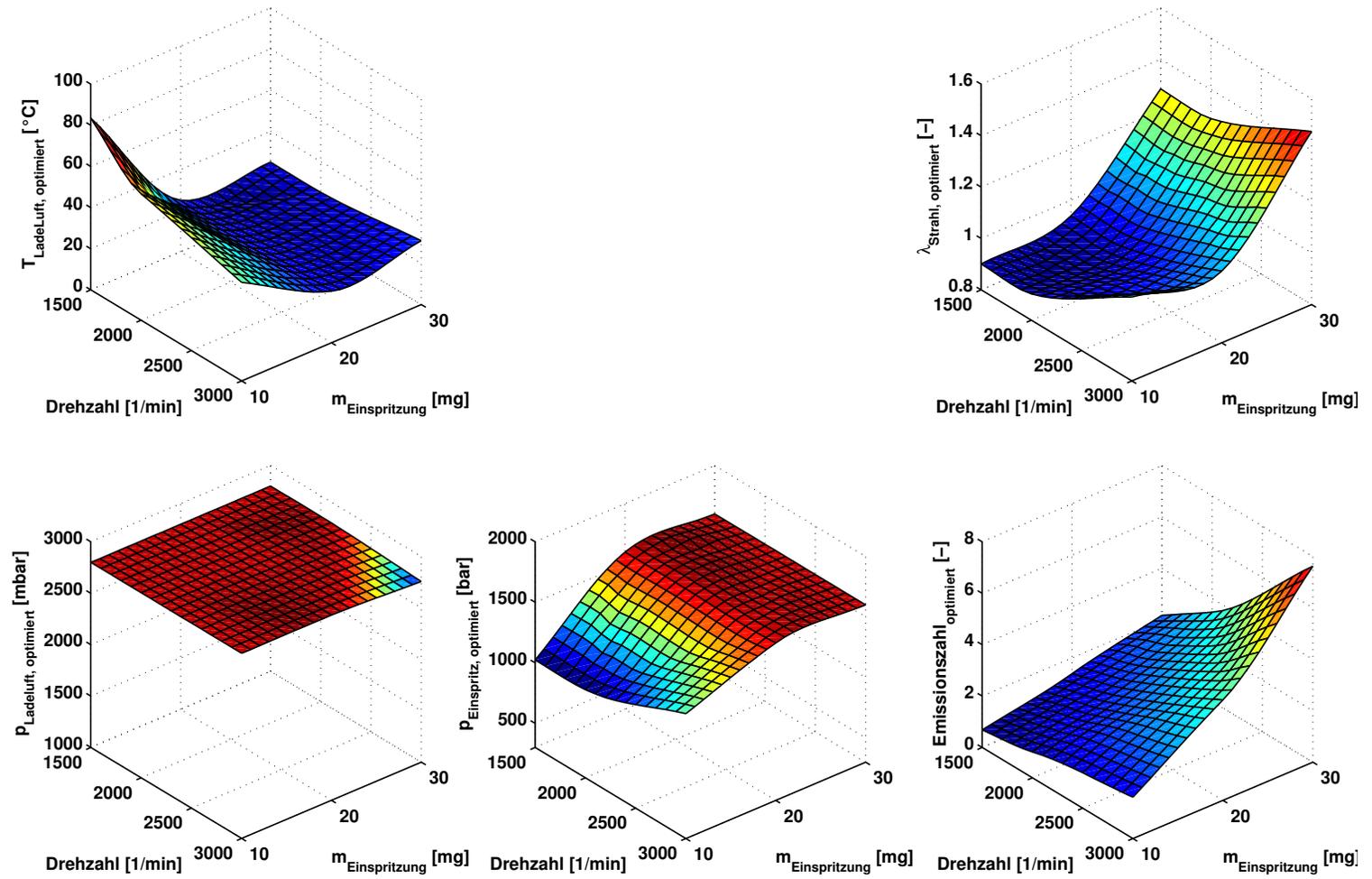


Abbildung 7.14: Optimierte Kennfelder – Minimierung der Emissionszahl

druck für diese Versuche immer gleich. Im realen Motor ist zu erwarten, dass es auch einen optimalen Ladeluftdruck für jeden Betriebspunkt gibt, in Abhängigkeit des verwendeten Turboladers und den damit verbundenen Wirkungsgraden sowie den daraus resultierenden Abgasgedrücken im Kennfeld.

Wie in der **Abbildung 7.14** im mittleren unteren Bild gezeigt, verändert sich der optimale Einspritzdruck vor allem über der Einspritzmenge und nicht über der Drehzahl. Ab einer Einspritzmenge von ca. 20 mg ist der maximal mögliche Einspritzdruck optimal. Wobei auch hier gilt, dass die Einspritzpumpe bei den Einzylinderuntersuchungen extern angetrieben wird und somit der erhöhte Leistungsbedarf der Kraftstoffpumpe in die Betrachtungen nicht mit eingegangen ist. Am realen Motor führt dies zu einer Reduktion der abgegebenen Leistung und zum Anstieg des spezifischen Verbrauchs und der spezifischen Kohlenstoffdioxidemissionen. Deshalb wird es an einem Vierzylindermotor einen optimalen Einspritzdruck geben. Die Tendenz in **Abbildung 7.14** zeigt aber eindeutig, dass für höhere Einspritzmengen ein hoher Einspritzdruck den Emissionsausstoß reduzieren kann. Deshalb ist auch weiterhin zu erwarten, dass das Einspritzdruckniveau steigen wird [51, 92, 187, 53].

In den Kurvenverläufen der Ladelufttemperatur, oben links in **Abbildung 7.14**, zeigen sich die gleichen Tendenzen wie für den Einspritzdruck. Ab einer Einspritzmenge von ca. 20 mg wird der geringste Emissionsausstoß für eine minimale Ladelufttemperatur berechnet. Da die Ladelufttemperatur nicht unter die Umgebungsbedingungen gekühlt wird, gibt es am realen Motor nur die Möglichkeit das rückgeführte Restgas stärker zu kühlen. Dies wird umgesetzt durch verbesserte Hochdruck-AGR-Kühler oder die Realisierung der Niederdruck-AGR-Strecke, die durch den Ladeluftkühler auf Saugrohrbedingungen gekühlt wird [33].

Im oberen rechten Bild sind die daraus resultierenden optimalen Luft-Kraftstoffverhältnisse im Einspritzstrahl berechnet und dargestellt. Wie in **Abbildung 7.11** diskutiert steigen die Rußemissionen sowohl mit der Drehzahl als auch mit der Einspritzmenge an. Um den steigenden Rußemissionen entgegen zu wirken steigt auch das optimale Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl an.

Durch diese Optimierung der Parameter ist es möglich den untersuchten Einzylindermotor mit minimalem Emissionsausstoß bei optimaler Parameterauswahl von Ladeluftdruck, Einspritzdruck, Ladelufttemperatur und AGR-Rate im Kennfeld zu betreiben.

8 Zusammenfassung

Durch die Verschärfung der Abgasnormen für Euro 5 und Euro 6, die in den Jahren 2009 und 2014 in Kraft traten bzw. treten, ist es nötig die komplexen Zusammenhänge von Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen zu verstehen, um geeignete innermotorische Maßnahmen zur Schadstoffreduktion zu finden und umzusetzen. Aufgrund der angekündigten Flottendurchschnittsverbrauchsbeschränkung auf 120 g/km CO₂-Ausstoß hat das Thema Verbrauchsreduzierung eine besondere Bedeutung bekommen.

Um eine Verbindung zwischen der Gemischbildung und den Schadstoffemissionen herzustellen, wurden Untersuchungen an den Komponentenprüfständen Druckkammer und Einspritzpumpenprüfstand durchgeführt. Durch die Untersuchungen an den Komponentenprüfständen ist es gelungen die Gemischbildung zu beschreiben und wichtige Parameter zu berechnen.

Mit dem kombinierten Mie-Schlieren-Verfahren wurden drei Kraftstoffe untersucht, die sich vor allem in der Eigenschaft des Siedeschwerpunktes unterscheiden. Es konnte das unterschiedliche Verdampfungsverhalten der Kraftstoffe quantifiziert werden.

Anhand der Druckkammeruntersuchungen konnte die Einspritzstrahlgeometrie in Abhängigkeit der Druckkammer- und Einspritzbedingungen charakterisiert werden. Um den Einfluß des Sieverhaltens zu untersuchen, wurden die drei Kraftstoffe Diesel, Kerosin und n-Heptan/iso-Oktan untersucht. Mit Hilfe der statistischen Versuchsauswertung wurden Regressionsfunktionen bestimmt, die zur Berechnung des Einspritzstrahlvolumens genutzt werden. Da das methodische Vorgehen zur Berechnung der Emissionen auf alle Kraftstoffe anwendbar ist, wurden die Untersuchungen am Einzylindermotor mit dem Kraftstoff Kerosin durchgeführt.

Bei den Untersuchungen am Einspritzpumpenprüfstand mit einem Einspritzdruckindikator wurden die Größen Einspritzbeginn, Einspritzende und eingespritzte Kraftstoff-

masse in Abhängigkeit von der Zeit und von den Einspritzparametern bestimmt. Sie lassen sich mit Hilfe von Funktionen aus der statistischen Versuchsauswertung berechnen.

Anhand einer Indizierdatenauswertung konnten die aufgestellten Modelle aus den Druckkammer und Einspritzpumpenprüfstandsuntersuchungen auf den Einzylinderprüfstand übertragen und angewendet werden.

An einem Einzylinderprüfstand wurde die Gemischaufbereitungszeit in Abhängigkeit der AGR-Rate bestimmt. Aus der Gemischaufbereitungszeit, der Einspritzstrahlgeometrie und der eingespritzten Kraftstoffmenge konnte die Gemischbildungsgröße λ_{Strahl} berechnet werden, die die Grundlage für die Emissionsmodelle bildet.

Zusätzlich konnte das Luft-Kraftstoffverhältnis im Einspritzstrahl dazu genutzt werden die teilhomogene von der diffusionsgesteuerten Verbrennung zu trennen. Dadurch ist es möglich eine Aussage über die Homogenisierbarkeit des jeweiligen Betriebspunktes zu treffen und Maßnahmen zu untersuchen, die eine Ausweitung des teilhomogenen Betriebsbereiches ermöglichen. Ansatzpunkte bieten dabei eine Verbesserung der Ladeluftkühlung, eine Erhöhung des Ladeluftdruckes oder aber auch die Reduktion des Verdichtungsverhältnisses.

Es wurden optische Untersuchungen an dem Einzylindermotor durchgeführt. Verwendet wurde eine Messtechnik nach der Messmethode der Zwei-Farben-Pyrometrie. Anhand der Untersuchungen konnte der Nachweis erbracht werden, dass mit steigender AGR-Rate der Anteil der vorgemischten Verbrennung zunimmt. Dadurch konnten die Berechnungsmodelle für die Gemischaufbereitungszeit und die Trennung zwischen vorgemischter und konventioneller Verbrennung plausibilisiert werden.

Mit Hilfe der berechneten Gemischbildungsparameter wurden Modelle zur Berechnung der Abgasemissionen Ruß, NO_x , HC, CO und CO_2 aufgestellt. Anhand dieser Parameter wurde ein Bewertungs- und Optimierungsparameter, die Emissionszahl, definiert.

Die aufgestellten Modelle wurden sowohl anhand von statistischen Kenngrößen als auch anhand von Verifikationspunkten verifiziert und auf ihre Gültigkeit überprüft. Mit Hilfe der verifizierten Emissionsmodelle kann der Schadstoffausstoß in Abhängigkeit der Parameter Ladeluftdruck, -temperatur, Einspritzdruck und Einspritzmenge als Verlauf über der AGR-Rate berechnet werden. Zusätzlich wurde nachgewiesen, dass die

aufgestellten Modelle über der Motordrehzahl extrapoliert werden können.

Anhand des Optimierungsparameters Emissionszahl wurden die optimalen Variationsparameter berechnet und können eingesetzt werden um die Applikation zu unterstützen. Da die Modelle aber an einem Einzylindermotor aufgestellt wurden, ist die Übertragbarkeit auf einen Vollmotor nicht vollständig gegeben. Es können aber für die Applikation und für weitergehende Betrachtungen Tendenzen aufgezeigt werden, in welche Richtung eine Weiterentwicklung der Fahrzeugkomponenten sinnvoll ist. Dabei wurde gezeigt, dass eine Ladeluftdruck- und eine Einspritzdrucksteigerung zukünftig auch weiterhin Potential zu Emissionsreduzierung bieten.

Zukünftig kann diese Vorgehensweise auf einen Vierzylindermotor übertragen werden. Dabei kann die Anzahl der Motorparameter, die in die Modellbildung einfließen, weiter steigen. Um die Modellbildung aus der statistischen Versuchsplanung für den Prüfstandsanwender transparenter als mit dem klassischen DoE- Ansatz zu gestalten, hat sich die Vorgehensweise als sinnvoll ergeben, die durch die statistische Versuchsplanung vorgegebenen Messpunkte mit Variationen zu verknüpfen. Diese Variationen gehen einerseits in die Modellbildung ein und können andererseits dazu verwendet werden das physikalische Verhalten des Motors zu testen und Messausreißer zu detektieren.

Anhand der Vorgehensweise konnte die zu Beginn aufgestellte These bestätigt werden. Es gibt einen direkten Zusammenhang der Gemischbildung und der Emissionen. Nur durch die Herstellung dieses Zusammenhangs war es möglich eine sinnvolle Extrapolation der Emissionsmodelle über der Drehzahl durchzuführen.

Literaturverzeichnis

- [1] *Bosch - Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Vieweg Verlag, 2003
 - [2] AKIHAMA, K. ; TAKATORI, Y. ; INAGAKI, K. ; SASAKI, S. ; DEAN, A. M.: Mechanism of the Smokeless Rich Diesel Combustion by Reducing Temperature. In: *SAE-Paper 2001-01-0655* (2001)
 - [3] AL., F. P.: Motorische Verbrennung. In: *Abschlußbericht Sonderforschungsbe- reich 224 - Motorische Verbrennung*. RWTH Aachen, 2001
 - [4] ANDERSON, M. K. ; ASSANIS, D. N. ; FILIPE, Z. S.: First and Second Law Analyses of a Naturally-Aspirated, Miller Cycle, SI Engine with Late Intake Valve Closure. In: *SAE-Paper* (1998), S. 1–16
 - [5] ARAI, M. ; TABATA, M. ; HIROYASU, H. ; SHIMIZU, M.: Desintegrating Pro- cess and Spray Characterization of Fuel Jet Injected by a Diesel Nozzle. In: *SAE-Paper 176* (1984), S. 973–990
 - [6] ATKINSON, J.: Patentschrift. In: *London*, 1886
 - [7] BAERT, R.: Autoignition of a Diesel Spray at High Pressures and Temperatures. In: *SAE-Paper 890417* (1989)
 - [8] BASSHUYSEN, R. van ; SCHÄFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotoren - Grundlagen Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Vieweg Verlag, 2002
 - [9] BAUDER, R. ; BRUCKER, D. ; HATZ, W. ; LÖRCH, H. ; MACHER, A. ; PAMIO, Z. ; REUSS, T. ; RIEGGER, R. ; SCHIFFGENS, H.: Der neue 3,0-l-V6-TDI-Motor von Audi. Teil 2: Thermodynamik, Applikation und Abgasnachbehandlung. In: *MTZ* (2004), S. 684–694
 - [10] BAUMGARTEN, C. ; MERKER, G.: Modellierung des Primärzerfalls bei der Hochdruck-Dieseldirekteinspritzung. In: *MTZ Vol. 4* (2004), S. 306–313
-

-
- [11] BAUMGARTEN, C. ; SHI, Y. ; BUSCH, R. ; MERKER, G.: Numerical and Experimental Investigations of Cavitating Flow in High Pressure Diesel Nozzles. In: *Proc 17th ILASS Europe Conf*, 2001, S. 593–599
- [12] BAUMGARTEN, C. ; STEGEMANN, J. ; MERKER, G.: A New Model for Cavitation Induced Primary Breakup of Diesel Sprays. In: *Proc 18th ILASS Europe Conf*, 2002, S. 15–20
- [13] BÄCKER, H. ; HOPP, M. ; PUNGS, A.: Rußoxydationsmodell. In: *FVV-Vorhaben Nr. 659, Abschlußbericht, Heft 671* (1999)
- [14] BECHMANN, O.: *Untersuchungen zur Ablagerung von Rußpartikeln aus dem Abgas von Dieselmotoren*, Universität Hannover, Diss., 2000
- [15] BERGWERK, W.: Flow Pattern in a Diesel Nozzle Spray Holes. In: *Proc. Inst. Mech. Engin.* Paper No. 21 (1959), S. 1969–70
- [16] BERNER, U.: Treibhausgas Kohlendioxid ein Rückblick in die Vergangenheit und ein Ausblick in die Zukunft. In: *27. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2006
- [17] BLECHSTEIN, A. ; BRAUER, M. ; BUCKWALD, R. ; SOMMER, A. ; KAHRSTEDT, J.: Einspritzstrategien zur Realisierung der homogenen Verbrennung am Pkw-Dieselmotor, 2003
- [18] BLESSING, M.: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahl- ausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*, Universität Stuttgart, Diss., 2003
- [19] BOCK, C.: Der neue BME 8-Zylinder-Ottomotor - EfficientDynamics durch Twin Turbo Aufladung. In: *1. Automobiltechnisches Kolloquium: Assistenzsysteme, Antriebsaggregate, Antriebsstrang*, 2009
- [20] BOCKHORN, H.: *Soot Formation in Combustion*. Springer-Verlag, 1994
- [21] BODE, J.: *Zum Kavitationseinfluß auf den Zerfall von Flüssigkeitsfreistrahlen*, Georg-August-Universität zu Göttingen, Diss., 1991
- [22] BONSE, B. ; DITTUS, B. ; GIERSCH, J. ; KERST, A. ; KÜGLER, T. ; SCHUMACHER, H. ; WINTRICH, T.: Innovationen Dieseleinspritzdüse-Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch. In: *Wiener Motorensymposium*, 1991
-

-
- [23] BORMAN, G.L. ; JOHNSON, J.H: Unsteady Vaporization Histories and Trajectories of Fuel Drops Injected into Swirl Air. In: *SAE Paper 598 C* (1962)
- [24] BOULOUCHOS, K. ; KELLENBERGER, M.: Charakteristische Ablaufzeiten für relevante Teilprozesse während des dieselmotorischen Zündverzugs. In: *FVV-Workshop: Die Zündung von Dieselkraftstoffen unter realen Bedingungen*. (1992)
- [25] CHARALAMPOPOULOS, T. T. ; CHANG, H.: In Situ Optical Properties of Soot Particles in the Wavelength Range from 340 nm to 600 nm. In: *Combust. Sci. and Tech.* 59 (1988), S. 401–421
- [26] CHMELA, F. ; ORTHABER, G.: Rate of Heat Release Prediction for Direct Injection Diesel Engines Based on Purely Mixing Controlled Combustion. In: *SAE-Paper 1990186* (1990)
- [27] CHMELA, F. ; W. SCHUSTER, G. O.: Die Vorausberechnung des Brennverlaufs von Dieselmotoren mit direkter Einspritzung auf der Basis des Einspritzverlaufs. In: *MTZ* (1998), S. 484–492
- [28] CHRISTENSEN, M. ; JOHANSSON, B.: Supercharged Homogenous Charge Compression Ignition (HCCI) with Exhaust Gas Recirculation and Pilot Fuel. In: *SAE-Paper 2000-01-1835* (2001)
- [29] CORONCY, J.: Piezoaktuator reduziert Emissionen. In: *Automotive electronics systems* 8 (2009), S. 42–43
- [30] DAT, Deutsche Automobil Treuhand G. ; INTERNATIONALEN KRAFTFAHZEUGHERSTELLER E.V., Verband der Automobilindustrie e.V. Verband d. (Hrsg.): *Leitfaden zu Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen aller neuen Personenkraftwagenmodelle, die in Deutschland zum Verkauf angeboten werden*. VDA, 2009
- [31] DEC, J. E. ; LOYE, A. O. ; SOOT, D. L. S.: Distribution in a D. I. Diesel Engine Using 2-D Laser Induced-Incandescence Imaging. In: *SAE Paper 910224* (1991)
- [32] DEC, J.E.: A Conceptual Model of D.I. Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging. In: *SAE-Paper* (1997)
- [33] DORENKAMP, R. ; DÜSTERDIEK, T.: Die saubere Zukunft der Dieselmotoren
-

- von Volkswagen. In: *MTZ* (2001)
- [34] EDWARDS, C. F. ; SIEBERS, D. ; HOSKIN, D. H.: A Study of the Autoignition Process of a Diesel Spray via High Speed Visualisation. In: *SAE Paper 920108* (1992)
- [35] EIFLER, W.: *Untersuchung zur Struktur des instationären Dieselöleinspritzstrahls im Düsennahbereich mit der Methode der Hochfrequenz-Kinematografie*, Universität Kaiserslautern, Diss., 1990
- [36] ELKOTB, M.M.: Fuel Atomization for Spray Modeling. In: *Prog. Energy Combustion Sci.* vol. 8 (1982), S. pp. 61–91
- [37] ELSAYED-AHMED, M. Y.: *Verdunstung, Tropfen- und Filmbildung in Vergaseranlagen*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 1972
- [38] FATH, A.: *Charakterisierung des Strahlaufbruch-Prozesses bei der instationären Druckzerstäubung*, Universität Erlangen-Nürnberg, Diss., 1997
- [39] FEATH, G.M.: Mixing, Transport and Combustion in Sprays. In: *Progress in Energy and Combustion Science 13* (1987), S. 293–345
- [40] FETTES, C. ; SCHULZE, T. ; LEIPERTZ, A. ; ZELLBECK, H. ; PATZ, D.: Einfluss der Muldenwand auf Verdampfung, Gemischbildung und Verbrennung bei kleinvolumigen DI-Dieselmotoren. Teil I: Grundlagenuntersuchungen an der Einspritzkammer. In: *MTZ* (2002)
- [41] FICARELLA, A. ; LAFORGIA, D. ; STARACE, G. ; DAMIANI, V.: Experimental Investigation of the Sprays of an Axisymmetric Nozzle of a Common Rail High Pressure Electro Injector. In: *SAE Paper 970054* (1997)
- [42] FRASER, R. A. ; L-SIEBERS, D. ; EDWARDS, C. F.: Autoignition of Methane and Natural Gas in a Simulated Diesel Environment. In: *SAE Paper 910227* (1991)
- [43] FRENKLACH, M. ; WANG, H.: Detailed modeling of soot particle nucleation and growth. In: *23th Symposium on Combustion* (1990)
- [44] GARO, A. ; PRADO, G. ; LAHAYE, J.: Chemical Aspects of Soot Particles Oxidation in a Laminar Methane-Air diffusion Flame. In: *Combustion and Flame* 79 (1984)
-

-
- [45] GATELLIER, B. ; GENOIST, B. ; RANINI, A.: Neue Technologien zur Erfüllung der Abgasnorm Euro 5. In: *MTZ* 66 (2005)
- [46] GIFFEN, E.: The Atomization of Liquid Fuels. In: *John Wiley and Sons*. New York, 1953
- [47] GONG, Y. ; YOU, L. ; LIANG, X.: An Investigation on Droplet Size Distribution and Evaporation of Diesel Fuel Sprays at High Injection Pressure by Using Laser Diagnostic Technique. In: *SAE Paper 920090* (1992)
- [48] GROENENDIJK, A.: *Gemischbildung und Verbrennung bei homogener und teilhomogener Dieselerbrennung*, Technische Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig, Diss., 2003
- [49] HAAS, S.-F.: *Experimentelle und theoretische Untersuchung homogener und teilhomogener Dieselerbrennverfahren*, Universität Stuttgart, Diss., 2007
- [50] HADER, J. ; RUDOLPH, F. ; DORENKAMP, R. ; STEHR, H. ; HILZENDEGER, J. ; KRANZUSCH, S.: Der neue 2.0-l-TDI-Motor von Volkswagen für niedrigste Abgasgrenzwerte - Teil 1. In: *MTZ* 5 (2008), S. 386–395
- [51] HAGEDORN, M. ; LECHTENFELD, U. ; ZAREMBA, A.: Präzisrohre für Hochdruck - Dieselerbrennspritzleitungen. In: *MTZ* 03 (2008), S. 200–205
- [52] HALSTEAD, M. P. ; KIRSCH, L. J. ; QUINN, C. P.: The Autoignition of Hydrocarbon Fuels at High Temperatures and Pressures - Fitting of a Mathematical Model. In: *Combustion and Flame* 30 (1977)
- [53] HAMMER, H.: 30Mercedes-Benz. In: *IN: Automob.-Ind.*, 2009
- [54] HARDENBERG, H.: Betrachtungen zur Geometrie von Lochdüsen für Direkteinspritz Dieselerbrennmotoren. In: *MTZ 05179* (1987)
- [55] HEIBEL, A. ; ZINK, U.: Grenzwerte für Nutzfahrzeugemissionen der nächsten Dekade basierend auf EPA 2007 und EU V. In: *MTZ* 07 (2008), S. 570–574
- [56] HEIDER, G.: *Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emissionen von Dieselerbrennmotoren*, TU-München, Diss., 1996
- [57] HENLE, A.: *Entkopplung von Gemischbildung und Verbrennung bei einem Dieselerbrennmotor*, Technische Universität München Lehrstuhl für Thermodynamik, Diss., 2006
-

-
- [58] HENTSCHEL, W. ; OHMSTEDDE, G. ; BLOCK, G. ; VANHAELST, R. ; SCHMERBECK, S. ; CZAJKA, J. ; WISLOCKI, K. ; KARST, D.: Multiple Swirl Flow Analysis in a direct- injection Diesel Engine. In: *12TH International Symposium on Flow Visualization, Göttingen* (2006), S. 1–15
- [59] HERMANN, H.-O. ; LANG, O. ; MIKULIC, I. ; SCHOLZ, V.: Partikelfiltersysteme für Diesel-Pkw. In: *MTZ 09* (2001)
- [60] HERRMANN, K.: *Strömung, Flammenstruktur und Stickoxid-Bildung in turbulenten Vormischflammen.*, ETH Zürich, Diss., 2002
- [61] HERRMANN, O. ; KEPPELER, S. ; FRIESS, W. ; BOTHA, J. ; SCHABERG, P.: Potenzial synthetischer Kraftstoffe zur Einhaltung zukünftiger Emissionsgrenzwerte. In: *27. Internationales Wiener Motorensymposium*, 2006
- [62] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. Mc-Graw-Hill Book Company, 1988
- [63] HIGGINS, B.S. ; MUELLER, C.J. ; SIEBERS, D.: Diesel Spray Ignition and Premixed Burn Behavior. In: *SAE Paper 1000940* (2000)
- [64] HIROYASU, H. ; ARAI, M.: Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines. In: *SAE Paper 900475* (1990)
- [65] HIROYASU, H. ; ARAI, M. ; TABATA, M.: Empirical Equations for the Sauter Mean Diameter of a Diesel Spray. In: *SAE Paper 890464* (1989)
- [66] HIROYASU, H. ; KADOTA, T. ; ARAI, M.: Fuel Droplet Size Distribution in Diesel Combustion Chamber. In: *SAE Paper 740725* (1974)
- [67] HIROYASU, H. ; KADOTA, T. ; ARAI, M.: Combustion Modelling in Reciprocating Engines. In: *Symp. at GM- Research- Laboratories, Plenum Press, New York, London* (1978), S. pp. 349–405
- [68] HIROYASU, H. ; KADOTA, T. ; ARAI, M.: Development and Use of a Spray Combustion Model to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions. In: *Combustion Modelling Bull JSME* vol. 26 (1983), Nr. no. 214, S. pp. 569–583
- [69] HIROYASU, H. ; T.KADOTA: Models for Combustion and Formation of Nitric Oxid and Soot in Direct Injection Diesel Engines. In: *SAE Paper 760129* (1976)
-

-
- [70] HOHLBAUM, B.: *Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsmotoren*, TH Karlsruhe, Diss., 1992
- [71] HOHMANN, S.: *Strahlausbreitung und Tropfenverdunstung bei der Dieselmotorischen Direkteinspritzung*, RWTH Aachen, Diss., 1999
- [72] HOPP, M.: *Untersuchung der Rußoxydation unter dieselmotorischen Randbedingungen*, RWTH Aachen, Diss., 2001
- [73] HOU, Z. ; ABRAHAM, J. ; SIEBERS, D.: Modelling of Diesel Sprays in a very High Pressure Chamber, Part II Effects of Combustion. In: *SAE Paper 950603* (1995)
- [74] HUBER, E. E. ; PISCHINGER, F.: Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor mit Hilfe der Schlierenmethode. In: *MTZ* (1971), S. 317–327
- [75] HUYNH, N.-H.: *Untersuchungen über die räumliche Flammenausbreitung bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung*, RWTH Aachen, Diss., 1987
- [76] IYAMA, A. ; MATSUMOTO, Y. ; KAWAMOTO, K. ; OHISHI, T.: Spray Formation Improvement of VCO Nozzle for DI Diesel Smoke Reduction. In: *IMEchE Seminar for Diesel Fuel Injection Systems*, 1992
- [77] IKEDA, T. ; OHMORI, Y. ; TAKAMURA, A.: Measurement of the Rate of Multiple Fuel Injection with Diesel Fuel and DME. In: *SAE Paper 2001-01-0527* (2001), S. 1–9
- [78] KAHRSTEDT, J. ; MANNS, J. ; SOMMER, A. ; WORBS, T.: Brennverfahrensseitige Ansatzpunkte für Pkw-Dieselmotoren zur Erfüllung künftiger EU- und US-Abgasstandards. In: *5. Int. Stuttgarter Motorensymposium*, 2003
- [79] KANO, H. ; KATO, M. ; KOJIMA, T. ; KATAGIRI, M.: Contribution of Optimum Design for Nozzle Configuration to Spray Formation. In: *SAE-Paper 900824* (1990)
- [80] KENNEDY, I. M.: Models of Soot formation and oxydation. In: *Prog. in Energy and Comb. Sci.* 23 (1997), S. 95–132
- [81] KENT, J. ; WAGNER, H.: Why do diffusion flames emit smoke? In: *Combust. Sci. Technol.* 41 (1984)
-

-
- [82] KLEINSCHMIDT, W.: *Untersuchung des Arbeitsprozesses und der NO-NO₂- und der CO-Bildung in Ottomotoren*, RWTH Aachen, Diss., 1974
- [83] KOUREMENOS, D.A. ; RAKOPOULOS, C.D. ; HOUNTALAS, D.T.: Multi- Zone Modeling for the Prediction of Pollutant Emissions and Performance of DI Diesel Engines. In: *SAE Paper 970635* (1997)
- [84] KOZUCH, P.: *Ein Phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid und Rußberechnung bei direkteinspritzenden*, ETH Zürich, Diss., 2004
- [85] KRACKE, A.: Untersuchung der Gemischbildung durch Hochdruckeinspritzung bei PKW-Dieselmotoren. In: *VDI Reihe 12, Nr. 175* (1992)
- [86] KRASSNIG, G.: Die Berechnung der Stickoxidbildung im Dieselmotor. In: *Habilitationsschrift*. Graz, 1976
- [87] KRAUS, S.: *Untersuchung zur Realisierung einer Kontinuierlichen Nockenwellenverstellung an einem VW 2,0 l 4-Zylinder-Common-Rail-Dieselmotor*, Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH), Diplomarbeit, 2008
- [88] KRÜGER, M.: Analyse von Dieselpartikeln nach Abgasfilter bzw. Oxidationskatalysator im Hinblick auf wirkungsrelevante Kenngrößen. In: *FVV-Vorhaben 595, Abschlußbericht 640* (1996)
- [89] KUNTE, S.: *Untersuchung zum Einfluss von Brennstoffstruktur und -sauerstoffgehalt auf die Rußbildung und -oxydation in laminaren Diffusionsflammen*, ETH Zürich, Diss., 2003
- [90] LAGUITTON, O. ; GOLD, M. ; KENNAIRD, D. ; CRUA, C. ; LADCOSTE, J. ; HEIKAL, M.: Spray development and combustion characteristics for common rail diesel injection systems. In: *IMEchE C610/012/2003* (2003), S. 55–71
- [91] LANGE, W.W. ; KRUMM, H. ; REDERS, K. ; AKTIENGESELLSCHAFT, Deutsche S.: *Dieselmotoren-Lexikon*. Shell Technischer Dienst, xxxx
- [92] LEONHARD, R. ; WARGA, J.: Common-Rail-System von Bosch mit 2000 bar Einspritzdruck für Pkw. In: *MTZ 10* (2008), S. 834–840
- [93] LIN, S.P. ; KANG, D.J.: Atomisation of Liquid Jets. In: *Phys Fluids* Vol. 30 (7) (1987)
- [94] LUSTGARTEN, G.: Modelluntersuchungen zur Gemischbildung und Verbren-
-

- nung im Dieselmotor. In: *MTZ* (1974), S. 273–282
- [95] MACOUDIÈRE, P. ; ROCHER, L. ; NASCHKE, W.: Dieselpartikelfilter in Kombination mit kraftstoffgelöstem Katalysator. In: *MTZ* 04 (2004)
- [96] MAROHN, R. ; MAASS, J. ; RAKOWSKI, S. ; SEEBODE, J.: Einfluss der Düsenlochgeometrie auf die Gemischbildung. In: *8. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik, 2008*
- [97] MAROHN, R. ; RAKOWSKI, S. ; BRAUER, M. ; SEEBODE, J.: Einspritzdruckbedarf für zukünftige dieselmotorische PKW und NKW Brennverfahren. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung V, 2008*
- [98] MATTES, P. ; REMMELS, W. ; SUDMANN, H.: Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor. In: *MTZ* 4 (1999)
- [99] MAUSS, F. ; SCHÄFER, T. ; BOCKHORN, H.: Inception and Growth of Soot Particles in Dependence on the Surrounding Gas Phase. In: *Combustion and Flame* 99 (1994)
- [100] MERKER, G.P. ; STIESCH, G.: *Technische Verbrennung - Motorische Verbrennung*. Teubner-Verlag, 1999
- [101] METZ, N. ; RESCH, G. ; SCHÖNBERGER, K. ; STEINPARZER, F.: Größenverteilung und Charakterisierung der Rußpartikel moderner Dieselmotoren. In: *MTZ* (2000)
- [102] MEURER, S.: Der Wandel in der Vorstellung vom Ablauf der Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor. In: *MTZ* (1966), S. 131–139
- [103] In: MIE, G.: *Annalen der Physik*. Deutsche Physikalische Gesellschaft 25, 1908, S. 377–445
- [104] MILES, P.: Sources and mitigation of CO and UHC emissions in low-temperature diesel combustion regimes: Insights obtained via homogeneous reactor modeling. In: *13th Diesel Engine Efficiency and Emissions Research Conference*. Detroit, Michigan, 08 2007
- [105] MILLER, R. H.: Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output. In: *A.S.M.E. Bericht, Milwaukee, Wisconsin, USA* (1946)
- [106] MÜLLER, E. ; GRÖNENDIJK, A. ; RAATZ, T.: Homogene Dieselerverbrennung
-

- bei NKW-Motoren. In: 5. *Dresdner Motorenkolloquium* (2003)
- [107] MÜLLER, E. ; GROENENDIJK, A. ; RAATZ, T.: Homogene Dieselerbrennung - Die Lösung des NOX-Partikel- Problems? In: 4. *Dresdner Motorenkolloquium* (2001)
- [108] MÜNCH, K.-U.: Anwendung der zweidimensionalen Mie-Streulichttechnik zur Diagnose des Einspritzprozesses im Brennraum eines direkteinspritzenden PKW Dieselmotors. In: *Berichte zur Energie- und Verfahrenstechnik*, Heft 93.1 (1993)
- [109] MÜNZ, S. ; RÖMUSS, C. ; SCHMIDT, P. ; BRUNE, K.-H. ; SCHIFFER, H.-P.: Dieselmotoren mit Niederdruckabgasrückführung. In: *MTZ* 2 (2008), S. 124–130
- [110] MOHR, M. ; K. BOULOUCHOS, L. J.: Einfluss von Motorparametern auf die Partikelemissionen. In: *MTZ* 9 (2001)
- [111] MOLLENHAUER, K.: *Handbuch Dieselmotoren*. Springer Verlag Berlin, 2002
- [112] MORGAN, R.: *Untersuchung des Selbstzündungsverhaltens von Kraftstoffen in einer Verbrennungsbombe und Vergleich mit kinetischen Rechnungen*, Universität Kaiserslautern, Diss., 1990
- [113] MORTIMER, C.: *Das Basiswissen der Chemie*. Stuttgart: Thieme Verlag, 1987
- [114] NABER, J. ; SIEBERS, L.: Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays. In: *SAE-Paper 960034* (1996)
- [115] OFNER, B.: *Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen*, Technische Universität München, Diss., 2001
- [116] OHMSTEDTE, G. ; ALBERTI, P. ; KAPITZA, L. ; LANGE, F. ; SCHMERBECK, S.: Untersuchung von Eigenschaften alternativer Kraftstoffe für die dieselmotorische Verbrennung. In: 8. *Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik; Baden Baden* (2008), S. 284–296
- [117] OHMSTEDTE, G. ; ALBERTI, P. ; MORK, A. ; SCHMERBECK, S.: Optische Untersuchungen alternativer Kraftstoffe für die dieselmotorische Verbrennung. In: *Motorische Verbrennung; München*, 2009
- [118] OTTO, F. ; DITTRICH, P. ; WIRBELEIT, F.: Stand der 3D-Simulation der diesel-
-

- motorischen Verbrennung. In: 3. *Internationales Indiziersymposium* (1998)
- [119] PARLAMENT, Das europäische: *RICHTLINIE 2004/3/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 11. Februar 2004 zur Änderung der Richtlinien 70/156/EWG und 80/1268/EWG des Rates im Hinblick auf die Messung der Kohlendioxidemissionen und des Kraftstoffverbrauchs von Fahrzeugen der Klasse N1*. 03 2004. – 2004/3/EG
- [120] PARLAMENT, Das europäische: *RICHTLINIE 2005/55/EG DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 28. September 2005 zur Angleichung der Rechtsvorschriften der Mitgliedstaaten über Maßnahmen gegen die Emission gasförmiger Schadstoffe und luftverunreinigender Partikel aus Selbstzündungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen und die Emission gasförmiger Schadstoffe aus mit Flüssiggas oder Erdgas betriebenen Fremdzündungsmotoren zum Antrieb von Fahrzeugen*. 09 2005. – RICHTLINIE 2005/55/EG
- [121] PARLAMENT, Das europäische: *DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 20. Juni 2007 über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge*. 06 2007. – VERORDNUNG (EG) Nr. 715/2007
- [122] PARLAMENT, Das europäische: *Regelung Nr. 101 der Wirtschaftskommission der Vereinten Nationen für Europa (UN/ECE) - Einheitliche Bedingungen für die Genehmigung der Personenkraftwagen, die nur mit einem Verbrennungsmotor oder mit Hybrid-Elektro-Antrieb betrieben werden, hinsichtlich der Messung der Kohlendioxidemission und des Kraftstoffverbrauchs und/oder der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite sowie der nur mit Elektroantrieb betriebenen Fahrzeuge der Klassen M1 und N1 hinsichtlich der Messung des Stromverbrauchs und der elektrischen Reichweite*. 06 2007. – Addendum 100 Regelung Nr. 101
- [123] PARLAMENT, Das europäische: *REGULATION OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL Setting emission performance standards for new passenger cars as part of the Community's integrated approach to reduce CO2 emissions from light-duty vehicles*. 12 2007
- [124] PAUER, T. ; WIRTH, R. ; 2008, D. B.: Symposium für Verbrennungsdiagnostik.
-

- In: *Zeitaufgelöste Analyse der Gemischbildung und Entflammung durch Kombination optischer Messtechniken an DI Deseleinspritzdüsen in einer Hochtemperatur Hochdruckkammer*, 2000
- [125] PFAHL, U.: *Selbstzündung dieselrelevanter Modellkraftstoffe*, RWTH Aachen, Diss., 1996
- [126] PICKETT, L. M. ; SIEBERS, D.: Fuel Effects on Soot Processes of Fuel Jets at DI Diesel Conditions. In: *SAE Paper 1033080* (2003)
- [127] PISCHINGER, A. ; PISCHINGER, F.: *Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor*. Springer-Verlag, 1957
- [128] PISCHINGER, F.: Bombenversuche über den Zündverzug bei Dieselverbrennung. In: *MTZ* (1989)
- [129] PISCHINGER, F. ; REUTER, W.: *Gemischbildung und Verbrennung im Dieselmotor aus neuerer Sicht. Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors*. TU Graz, 1989
- [130] PISCHINGER, F. ; SCHULTE, H. ; JANSEN, J.: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren. In: *VDI 714* (1988), S. 61–93
- [131] PISCHINGER, R.: Umweltrelevanz des Dieselmotors. In: *Tu Graz* (2002)
- [132] PISCHINGER, S. ; BÄCKER, H. ; HOPP, M. ; PUNGS, A. ; PFEIFER, U. ; KOLLMANN, K.: Rußoxydationsmodell - Entwicklung eines Rechenprogramms zur Simulation der dieselmotorischen Rußoxydation. In: *FVV-Vorhaben 659, Abschlußbericht* (1998)
- [133] PITCHER G., Wigley G.: Sensitivity of Dropsizes Measurements by Phase Doppler Anemometry to Refractive Index Changes in Combusting Fuel Sprays. In: *5th Int. Symp. on Appl. of Laser Techniques to Fluid Mechanics, Lisbon, Portugal*, Springer-Verlag, 9-12 Juli 1990, S. S. 227–247
- [134] RANZ, W.E.: On Sprays and Spraying. In: *Pennsylvania State University Bulletin 65, Dept. Eng. Res.* (1956)
- [135] REITZ, R.D.: *Atomization and Other Breakup Regimes of a Liquid Jet*, Princeton University, Diss., 1978
- [136] REITZ, R.D. ; BRACCO, F.V.: Mechanism of atomisation of liquid jet. In: *Phys. Fluids 25* (1982), S. 1730–1742
-

- [137] REUTER, U.: *Kammerversuche zur dieselmotorischen Einspritzung*, RWTH Aachen, Diss., 1989
- [138] ROSSBERG, M.: *Untersuchung der Stickoxid- und Rußemissionen eines Dieselmotors bei Variation von Parametern der Abgasrückführung*, FH Braunschweig/Wolfenbüttel, Diplomarbeit, 2003
- [139] ROOSEN, P. ; UNRUH, O. ; BEHMANN, M.: Investigation of Cavitation Phenomena Inside Fuel Injector Nozzles. In: *Proc. 30. ISATA* (1997)
- [140] RÖPER, F. ; HEGERATH, M.: Auswertung von Ladungswechselberechnungen mit statistischer Versuchsplanung. In: *Haus der Technik Berlin*, 2001
- [141] RÖPKE, K. ; WASCHATZ, U.: Steigerung der Effizienz in der Motorapplikation durch statistische Versuchsplanung. In: *Berlin*, 1999
- [142] RÖPKE, S. ; SCHWEIMER, G. ; STRAUSS, T.: NO_x Formation in Diesel Engines for Various Fuels and Intake Gases. In: *SAE-Paper 950213* (1995)
- [143] RUDOLPH, F.: Die Suche nach dem Optimum. In: *MTZ Sonderausgabe 150 Jahre Rudolf Diesel* 03 (2008), S. 44–48
- [144] RUIZ, F. ; CHIGIER, N.: The Mechanics of High Speed Atomization. In: *Proc. ICLASS-1985* Vol. 1 (1985), S. S. 6B/3/1
- [145] SAVAT, O. ; MAREZ, P. ; BELOT, G.: Particulate Filter Systems on a Common Rail Direct Injection Diesel Engine. In: *SAE-Paper 2000-01-0473* (2000)
- [146] SCHEUERMEYER, M. ; STEIGERWALD, H.: Die Messung des Zündverzuges verdichteter Kraftstoff-Luft-Gemische zur Untersuchung der Klopfneigung. In: *MTZ* 5 (1939), S. 229–235
- [147] SCHMALZING, C. O.: *Theoretische und experimentelle Untersuchung zum Strahlausbreitungs- und Verdampfungsverhalten aktueller Diesel-Einspritzsysteme*, Universität Stuttgart Fakultät für Energietechnik, Diss., 2001
- [148] SCHMERBECK, S.: *Phänomene dieselbasierter hybrider Brennverfahren*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2008
- [149] SCHOLZ, E.: *Untersuchungen zur homogenen Dieselverbrennung bei innerer Gemischbildung*, Universität Karlsruhe, Diss., 2003
-

-
- [150] SCHÖPPE, D. ; ZÜLCH, S. ; GEURTS, D. ; GRIS, C. ; JORACH, R. W.: Das neue Direct Acting Common Rail System von Delphi. In: *Internationales Wiener Motorensymposium* (2009), S. 277–299
- [151] SCHUBIGER, R.: *Untersuchungen zur Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung: Thermodynamische Kenngrößen, Verbrennungsanalyse und Mehrfarbenendoskopie*, ETH Zürich, Diss., 2001
- [152] SCHUBIGER, R. ; BOULOUCHOUS, K. ; EBERLE, M. K.: Rußbildung und Oxydation bei der dieselmotorischen Verbrennung. In: *MTZ* (2005)
- [153] SCHULTE, H.: Brennverfahrenentwicklung für direkteinspritzende Dieselmotoren. In: *Techn. Akademie Wuppertal Sem.* 811150050
- [154] SCHUTTING, E. ; NEUREITER, A. ; FUCHS, Chr. ; SCHATZBERGER, T. ; KLELL, M. ; EICHLSEDER, H. ; KAMMERDIENER, T.: Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor. In: *MTZ* 06 (2007), S. 480–485
- [155] SIEBERS, D.: Liquid Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays. In: *SAE Paper 980809* (1998)
- [156] SIEBERS, D.: Scaling Liquid Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing Limited Vaporization. In: *SAE Paper 1990528* (1999)
- [157] SIEBERS, D. L. ; EDWARDS, C. F.: Autoignition of Methanol and Ethanol Sprays under Diesel Engine Conditions. In: *SAE Paper 870588* (1987)
- [158] SIEBERS, D.L.: Ignition Delay Characteristics of Alternative Diesel Fuels: Implication on Cetane Number. In: *SAE-Paper 852102* (1985), S. 1–14
- [159] SITKEI, G.: Über den Dieselmotorischen Zündverzug. In: *MTZ* 6 (1963), S. 190–193
- [160] SITKEI, G.: *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*. Springer Verlag, 1964
- [161] SMITH, O.: Fundamentals of Soot Formation in Flames with Applikation to Diesel Engine Particulate Emissions. In: *Prog. Energy Combustion Sci.* 7 (1981), S. 275–291
- [162] STEBLER, H.: *Lust- und brennstoffseitige Maßnahmen zur internen NO_x- Reduktion von schnell laufenden direkt eingespritzten Dieselmotoren.*, ETH Zü-
-

- rich, Diss., 1998
- [163] STEIGER, W. ; JELITTO, Chr. ; SCHMERBECK, S.: GCI und CCS - Zwei neue Brennverfahren von Volkswagen. In: 29. *Internationales Wiener Motorensymposium* (2008)
- [164] STEIGER, W. ; KOHNEN, C.: Neue Brennverfahren auf Basis einer neuen Kraftstoffspezifikation. In: 26. *Internationales Wiener Motorensymposium*, 2005
- [165] STEIGER, W. ; STOLTE, U. ; SCHOLZ, I. ; SCHMERBECK, S.: Das CCS- Brennverfahren von Volkswagen. In: *MTZ* 03 (2008), S. 184–193
- [166] STIESCH, G.: *Modeling Engine Spray and Combustion Processes*. Springer Verlag, 2003
- [167] STIESCH, G. ; EIGLMEIER, Ch. ; MERKER, G. ; WIRBELEIT, F.: Möglichkeiten und Anwendung der Phänomenologischen Modellbildung im Dieselmotor. In: *MTZ* 04274 (1999)
- [168] STIESCH, G. ; MERKER, G. P.: Simulation der dieselmotorischen Verbrennung - Möglichkeiten und Grenzen. In: 5. *Dresdner Motorenkolloquium ; zukünftige Brennverfahren für Dieselmotoren ; 5. und 6. Juni 2003*, 2003
- [169] STIESCH, G. ; MERKER, G.P.: A Phenomenological Model for Accurate and Time Efficient Prediction of Heat Release and Exhaust Emissions in Direct- Injection Diesel Engines. In: *SAE Paper 1999-01-1535* (1999)
- [170] STRAUSS, T.: *Simulation der Verbrennung und NO_x-Bildung in einem direkteinspritzenden Dieselmotor mit externer Abgasrückführung*, RWTH Aachen, Diss., 1999
- [171] TAKAMURA, A. ; FUKUSHIMA, S. ; OMORI, Y.: Development of a New Measurement Tool for Fuel Injection Rate in Diesel Engines. In: *SAE*[193], S. 1–6
- [172] TAKAMURA, A. ; OHTA, T ; FUKUSHIMA, S.: A Study on Precise Measurement of Diesel Fuel Injection Rate. In: *SAE Paper 920630*[193], S. 1–11
- [173] TINSCHMANN, G. ; HOLLAND, P. ; BENETSCHIK, H. ; EILTS, P.: Potenziale der zweistufigen Aufladung am Großdieselmotor 6L 32/44 CR von MAN. In: *MTZ* 10 (2008), S. 818–827
- [174] TIPPELMANN, G.: A new Method of Investigation of Swirl Ports. In: *SAE-*
-

- Paper* (1977), S. 1–8
- [175] UNGER, H. M. ; DÜRNHOLZ, M. ; KRÜGER, M.: Diesel Engine Technologies to Meet Future Emission Regulations. In: *Diesel- und Benzindirekteinspritzung, IV*, 2006
- [176] VANHAELST, R.: *Optische und thermodynamische Methoden zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselverbrennung*, Universität Magdeburg, Diss., 2002
- [177] VARDE, K.S. ; POPA, D.M. ; VARDE, L.K.: Spray Angle and Atomization in Diesel Sprays. In: *SAE Paper 841055* (1984)
- [178] VELJI, A. ; HOFMANN, U. ; BACH, E.: On Board Beeinflussung der Verbrennungsluft zur Schadstoffreduktion bei Dieselmotoren. In: *5. Tagung Motorische Verbrennung, Haus der Technik Essen* (2001)
- [179] WAKURI, Y. ; FUJII, M. ; AMITANI, T. ; TSUNEYA, R.: Studies on the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine. In: *Bulletin of JSME* 3 (1960), S. 123
- [180] WARNATZ, J. ; MAAS, U. ; R.W.DIBBLE: *Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung*. Springer Verlag Berlin, 2001
- [181] WASCHATZ, U. ; RÖPER, F. ; IHME, H.: Kennfeldbedatung und Bauteiloptimierung durch Statistische Versuchsplanung in der Motorenentwicklung. In: *AVL*, 2003
- [182] WENZEL, S.: *Modellierung der Ruß- und NOx-Emissionen des Dieselmotors*, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Diss., 2006
- [183] WIARTALLA, A.: *Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer*, RWTH Aachen, Diss., 1996
- [184] WILLMANN, M.: *Methoden und Einsatz der erweiterten thermodynamischen Analyse bei der Optimierung des TDI-Brennverfahrens.*, TU-Poznan, Diplomarbeit, 2004
- [185] WITTMANN, H. ; UHRICH, J.: Design of Experiment zur Unterstützung von Ladungswechsel- Berechnungen. In: *10. Int. Kongress - Berechnung im Fahrzeugbau; Würzburg*, 2000
-

- [186] WÖLFLE, M.: *Untersuchung der Schadstoffbildung im Zylinder eines direkt einspritzenden PKW-Motors*, RWTH Aachen, Diss., 1994
- [187] WLOKA, J. ; PFLAUM, S. ; WACHTMEISTER, G.: 3000 bar Common-Rail Einspritzung als Beitrag zur innermotorischen Emissionsreduzierung. In: *1. Automobiltechnisches Kolloquium : Assistenzsysteme, Antriebsaggregate, Antriebstrang*, 2009
- [188] WOLFER, H.H.: Der Zündverzug im Dieselmotor. In: *VDI Verlag* (1993)
- [189] WOLFRUN, J.: Bildung von Stickoxiden bei der Verbrennung. In: *Chem. Ing. Techn.* 44 10 (1972)
- [190] WU, K.J. ; SU, C.C. ; BRACCO, F.V.: Measurements of the Spray Angle of Atomizing Jets. In: *Transactions of the ASME* Vol. 105 (1993)
- [191] ZALLEN, D. M. ; WITTIG, S. L. K.: Effects of Nitrogen on the Shock Induced Ignition of Methane. In: *Tenth International Symposium on Shock Tubes and Waves*, 1975, S. 640
- [192] ZELDOVICH, Y. A.: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions. In: *Acta Physicochimica, USSR* 21 4 (1946), S. 577–628
- [193] ZEUCH, Werner: Neue Verfahren zur Messung des Einspritzgesetzes und der Einspritzregelmäßigkeit von Diesel-Einspritzpumpen. In: *MTZ* Heft 9 (1961), S. 344–349
- [194] ZHAO, H. ; LADOMMATOS, N.: *Engine Combustion Instrumentation and Diagnostics*. SAE, 2001 (ISBN 0-7680-0665-1)
- [195] ZILLMER, M.: *Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung*, TU- Braunschweig, Diss., 1998
-

Symbolverzeichnis und Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
BP	Betriebspunkt
CFD	Computational Fluid Dynamic
CRT	Continuously-Regenerating-Trap
DMS	Dehnmessstreifen
DRZ	Drehzahl
E	Einflußgrößen
ESB	Einspritzbeginn
ESE	Einspritzende
EZ	Emissionszahl
HCCI	homogenous charge compression ignition
HD-AGR	Hochdruckabgasrückführung
HFM	Heißfilmmassenmesser
LOT	oberen Totpunkt während der Ladungswechselschleife
n. OT	nach dem oberen Totpunkt
NADI	narrow angle direct injection
ND-AGR	Niederdruckabgasrückführung
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt
PCCI	premixed charge compression ignition
RMS	Root mean square
SCR	selective catalytic reduction

SMD	Sauter mean diameter
v. OT	vor dem oberen Totpunkt
Z	Zielgröße
ZOT	oberer Totpunkt im Arbeitstakt
°KW	Grad Kurbelwellenstellung

Chemische Formelzeichen

C_2H_2	Acetylen
$C_xH_yO_z$	Summenformel von Kohlenwasserstoffen z.B. Kraftstoff
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoff-Radikal
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser bzw. Wasserdampf
HC	Kohlenwasserstoffe
HCN	Blausäure
N	atomarer Stickstoff
N ₂	Stickstoff
NO	Stickstoffmonoxid
NO _x	Stickstoffoxide
O	Sauerstoff-Radikal
OH	Hydroxyl-Radikal

Griechische Symbole

ϵ	Verdichtungsverhältnis [-]
κ	Isentropenexponent [-]
λ	Luft- Kraftstoffverhältnis aus der Zylinderluftmasse und der eingespritzten Kraftstoffmasse normiert mit dem Luftbedarf des Kraftstoffes [-]
ρ	Dichte $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
τ	Zeit [s]

Indizes

Einspritzung ...	Einspritzbedingungen (Einspritzdruck und -menge)
global	bezogen auf den gesamten Brennraum
i	Index für die Schadstoffe Ruß, NO _x , CO, CO ₂ und HC steht
Kammer	Druckkammerbedingungen (Kammerdruck und -temperatur)
Kraftstoff	bezogen auf Kraftstoffeigenschaften
Ladeluft	bezogen auf die Saugrohrbedingungen am Einzylindermotor
lokal	bezogen auf lokale Brennraumbedingungen
Luft	Ansaugluft
Strahl	bezogen auf Bedingungen im Einspritzstrahl
Zylinder	Bedingungen im Brennraum
Zündverzug	Zündverzug

Lateinische Symbole

\dot{m}	Massenstrom $\left[\frac{kg}{s}\right]$
a	Steigung für den fahrzeugmassenabhängigen CO ₂ -Grenzwert $\left[\frac{g}{kmkg}\right]$
c	Messwerte der Schadstoffdurchsätze $\left[\frac{g}{h}\right]$
C_1	Konstante [-]
c_p	spezifische isobare Wärmekapazität $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
c_v	spezifische isochore Wärmekapazität $\left[\frac{J}{kg K}\right]$
E_a	Aktivierungsenergie $\left[\frac{kJ}{mol}\right]$
g	Schadstoffgrenzwert $\left[\frac{g}{h}\right]$
K	Kompressibilität [-]
k	Faktor
$L_{H, min}$	Mindestluftbedarf [-]
M	Fahrzeugmasse [kg]
M_0	bezogene Fahrzeugmasse [kg]
n	Polytropenexponent [-]
p	Druck [bar]
R	Gaskonstante $\left[\frac{J}{kgK}\right]$
T	Temperatur [K]
t	Zeit [s]

T_A	Aktivierungstemperatur [K]
V_{Hub}	Hubvolumen [m^3]
$V_{Kompression}$	Kompressionsvolumen [m^3]
w	Wichtungsfaktoren [-]

A Anhang

Emissionsmodellerstellung

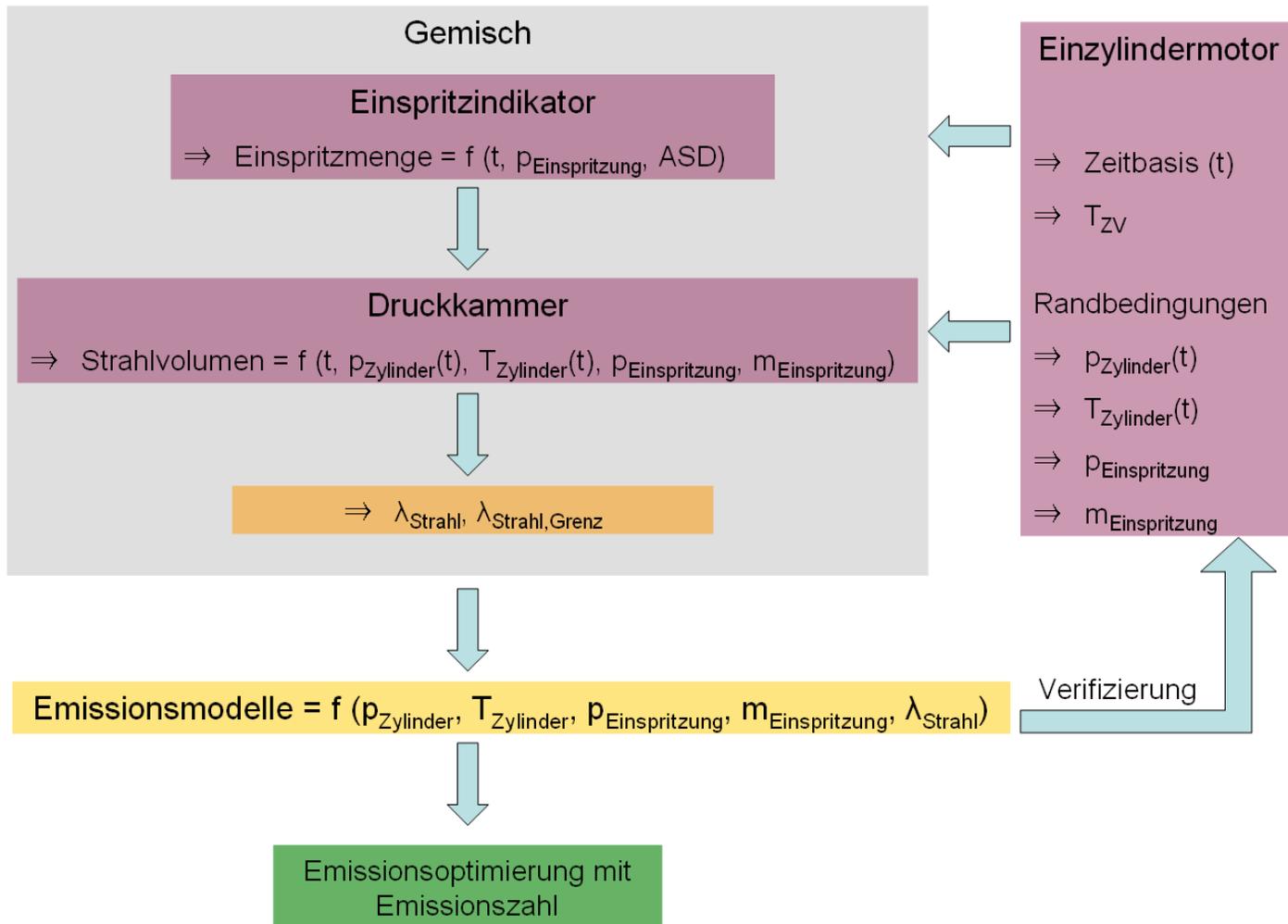


Abbildung A.1: Vorgehen bei der Modellierung der Emissionen

Prüfstands Aufbau

Aufbau Einzylinder-CCS, PST 41

2006

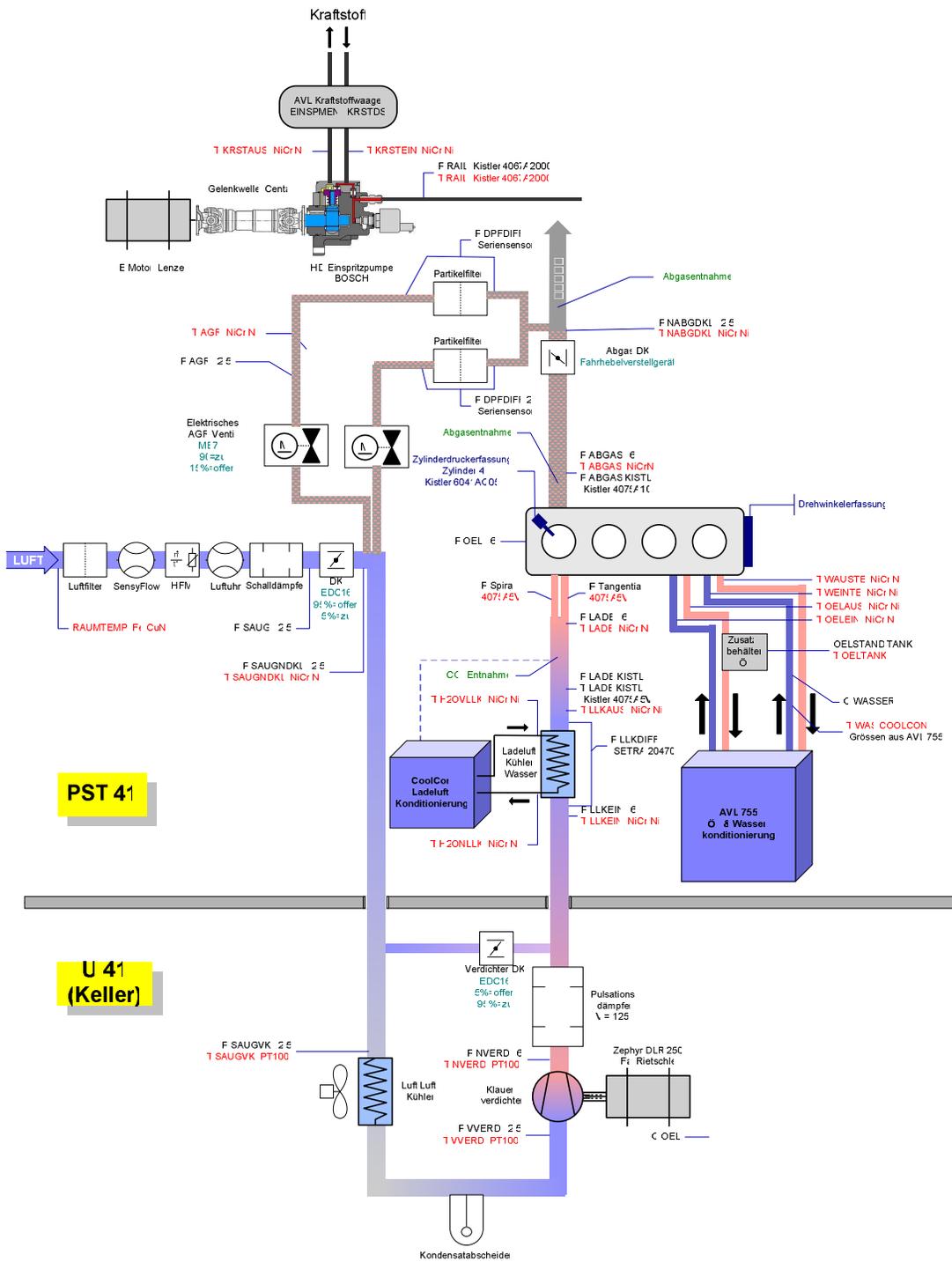


Abbildung A.2: Schematisch Darstellung des Einzylindermotorprüfstandes

Temperaturverteilung im Brennraum

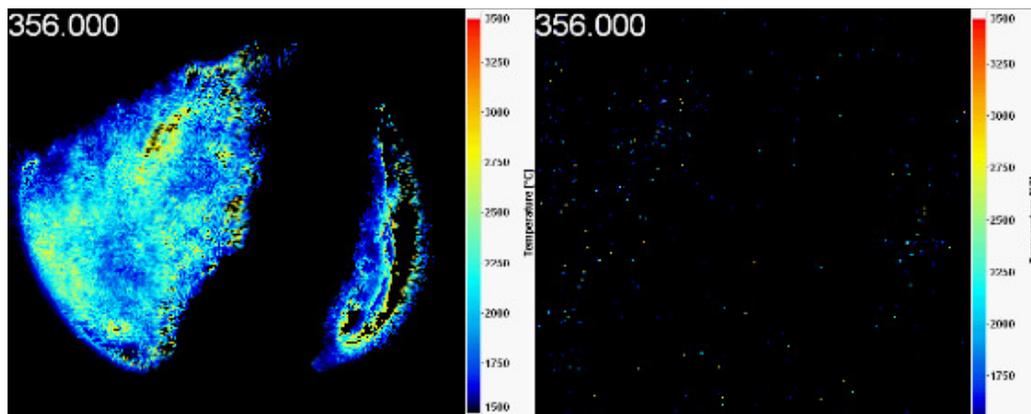


Abbildung A.3: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

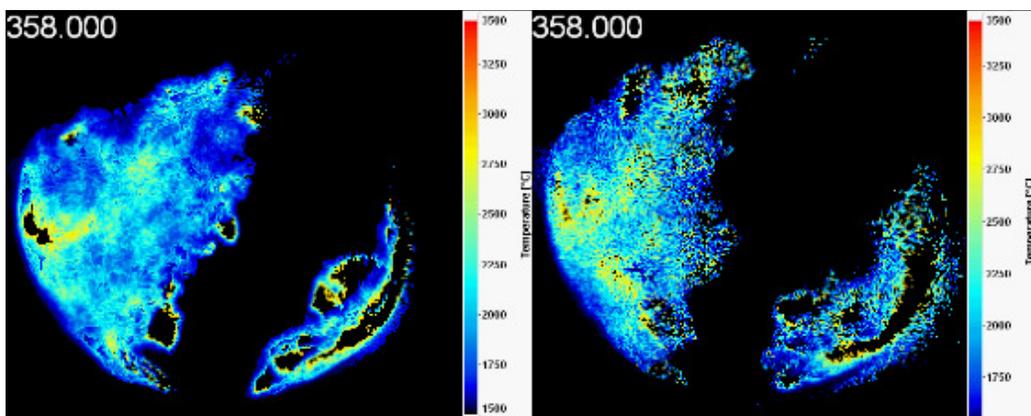


Abbildung A.4: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

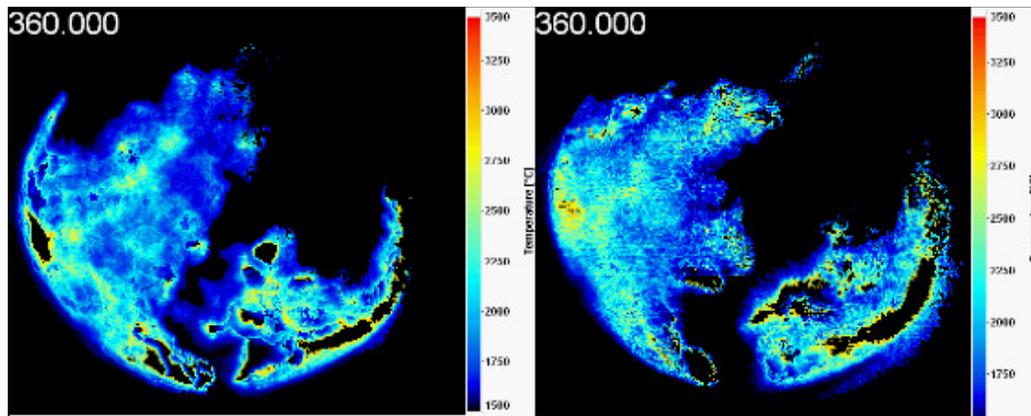


Abbildung A.5: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

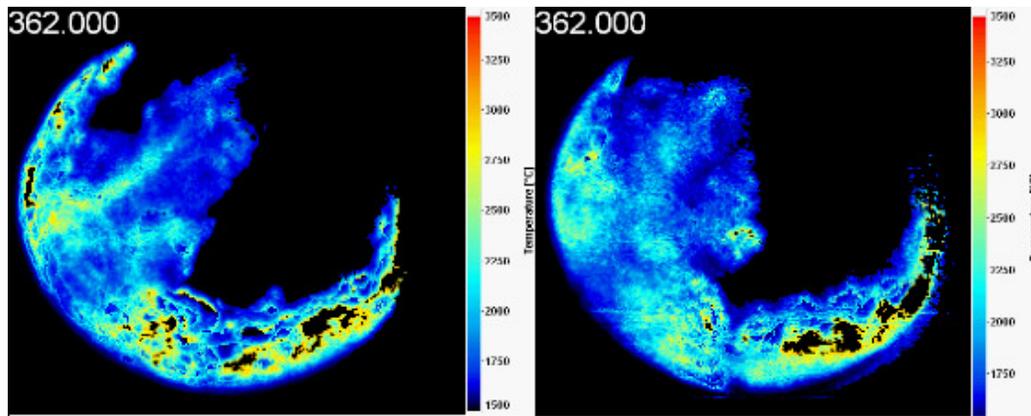


Abbildung A.6: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

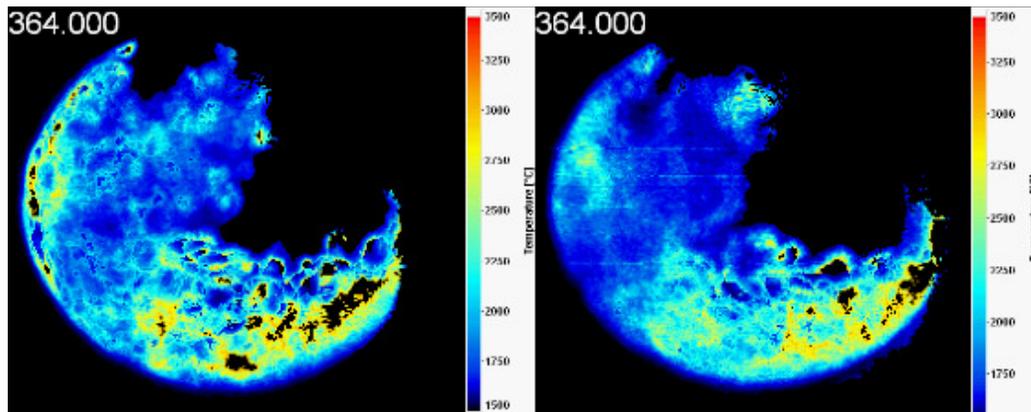


Abbildung A.7: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

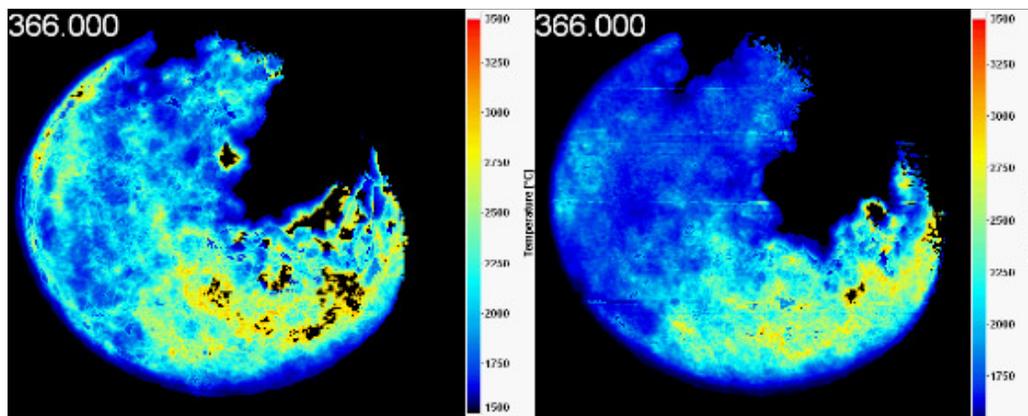


Abbildung A.8: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

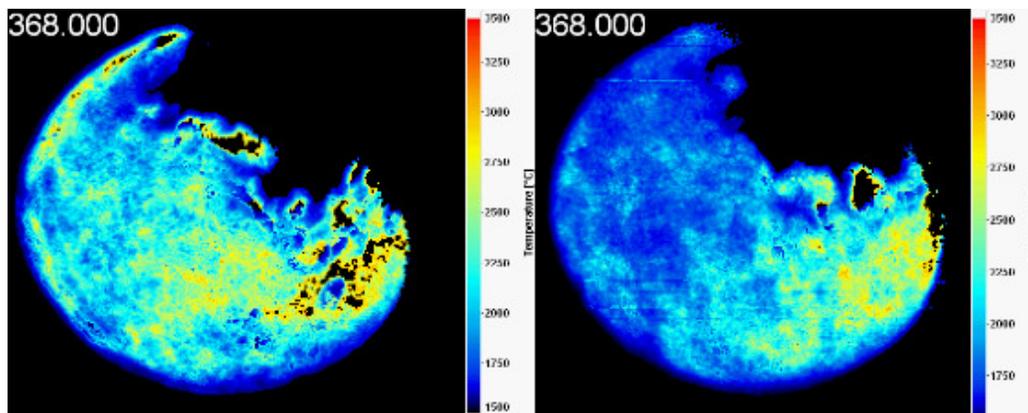


Abbildung A.9: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

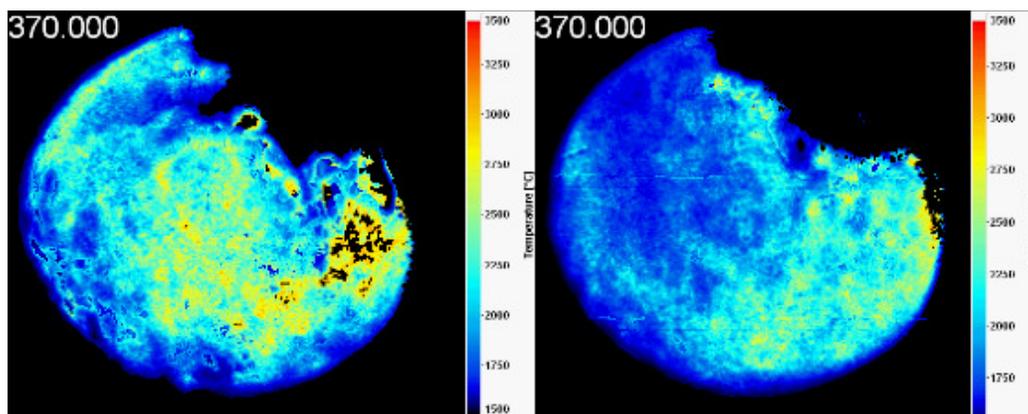


Abbildung A.10: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

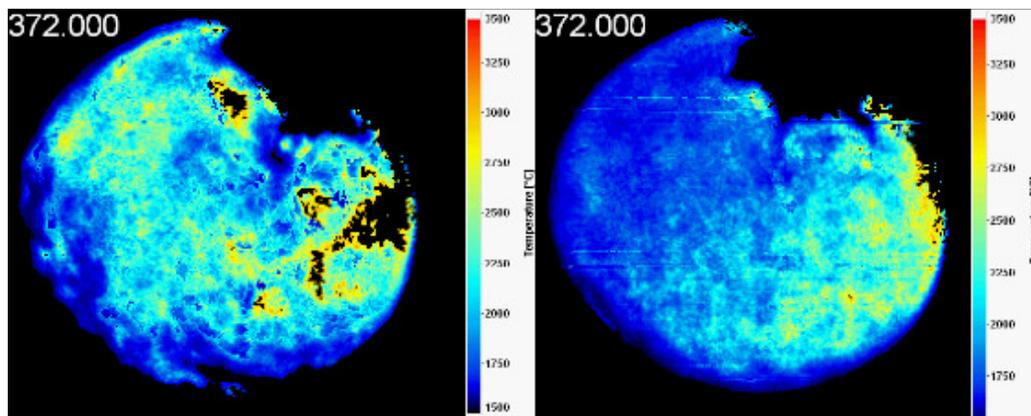


Abbildung A.11: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

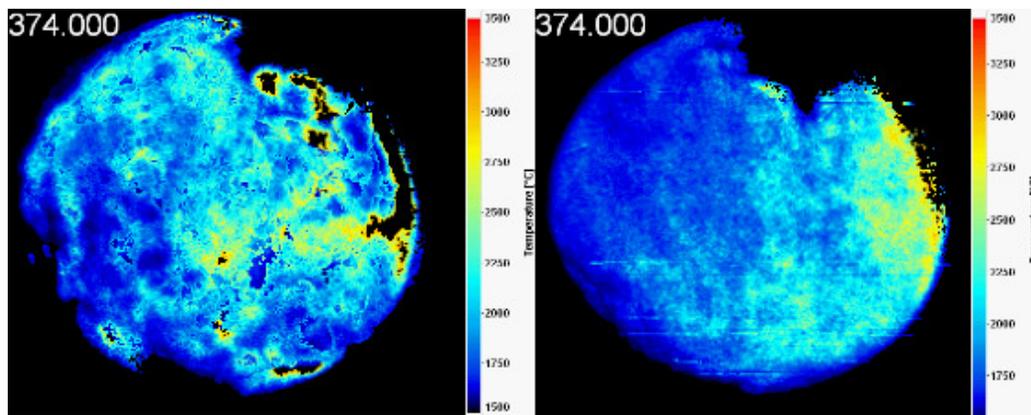


Abbildung A.12: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

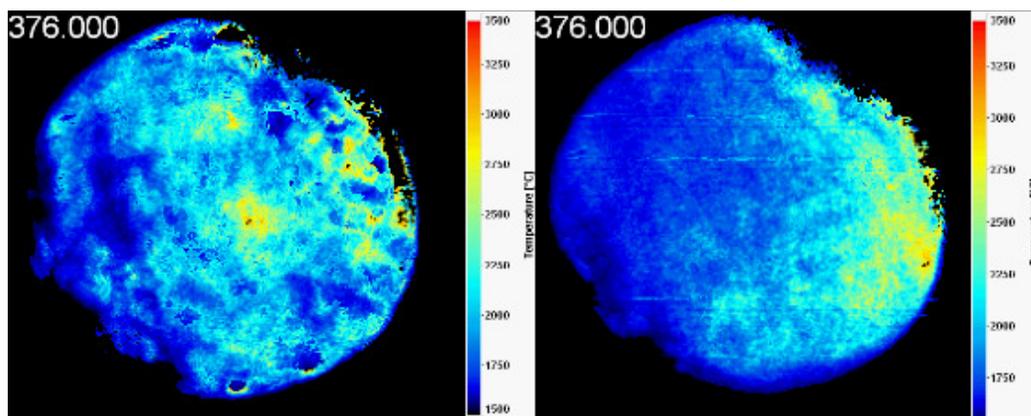


Abbildung A.13: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

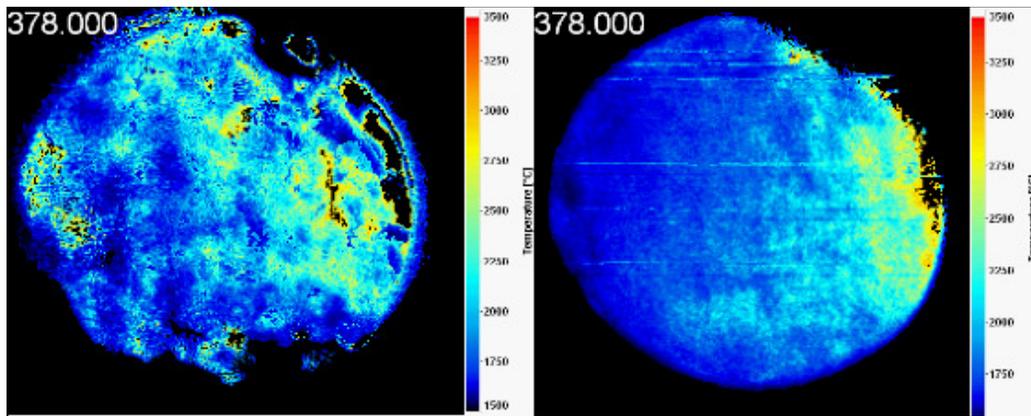


Abbildung A.14: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

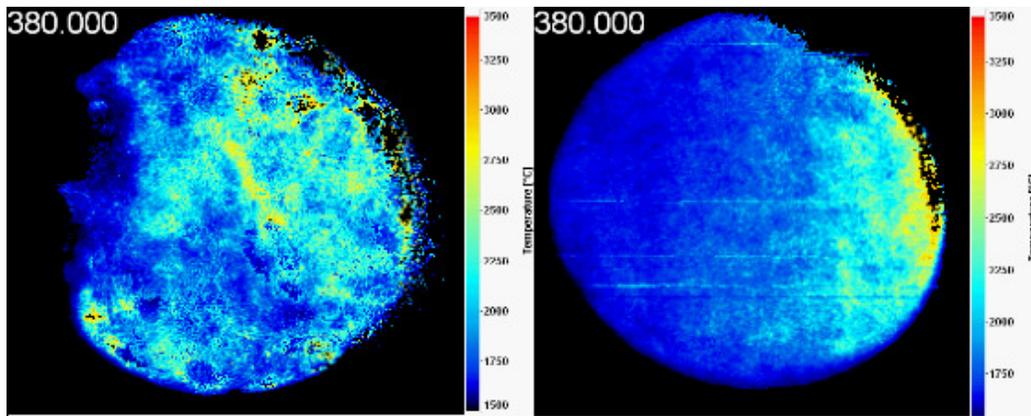


Abbildung A.15: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

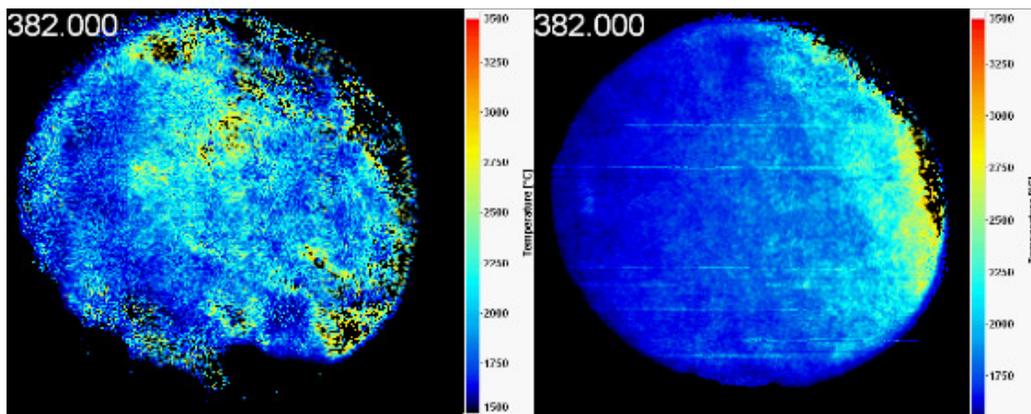


Abbildung A.16: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

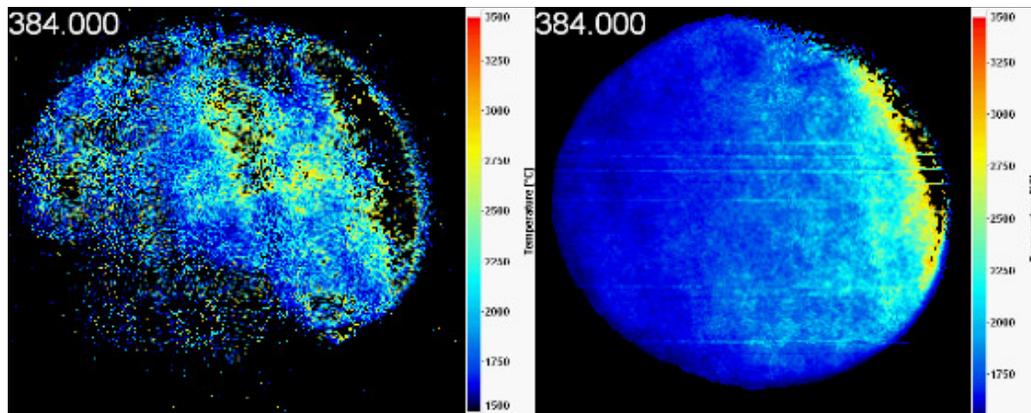


Abbildung A.17: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

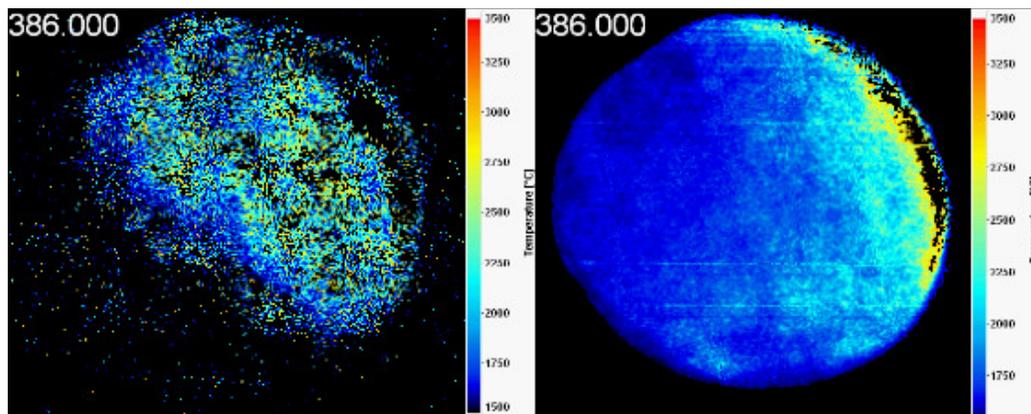


Abbildung A.18: $\lambda = 3$ (links) und $\lambda = 1.8$ (rechts)

Berechnungsbeispiel für die Emissionszahl

Grenzwerte und Wichtungsfaktoren

$$n^1 = 5 \quad (A.1)$$

$$v_{Mittel} = 33 \quad \left[\frac{km}{h} \right] \quad (A.2)$$

$$g_{Russ}^2 = 0.018 \cdot v_{Mittel} \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.3)$$

$$g_{NO_x} = 0.08 \cdot v_{Mittel} \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.4)$$

$$g_{CO} = 0.5 \cdot v_{Mittel} \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.5)$$

$$g_{CO_2} = 120 \cdot v_{Mittel} \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.6)$$

$$g_{HC+NO_x} = 0.17 \cdot v_{Mittel} \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.7)$$

$$g_{gesamt} = 1015.3 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.8)$$

$$w_i^3 = \frac{g_{gesamt} - g_i}{(n - 1)g_{gesamt}} \quad (A.9)$$

$$w_{Russ} = 0.25 \quad [-] \quad (A.10)$$

$$w_{NO_x} = 0.2498 \quad [-] \quad (A.11)$$

$$w_{CO} = 0.249 \quad [-] \quad (A.12)$$

$$w_{CO_2} = 0.0016 \quad [-] \quad (A.13)$$

$$w_{HC+NO_x} = 0.2496 \quad [-] \quad (A.14)$$

¹ Anzahl der einbezogenen Abgaskomponenten

² Grenzwert der Rohemissionen vor Partikelfilter, so dass eine Regeneration ca. alle 700 km erfolgt.

³ „i“ steht für die Abgaskomponenten Russ, NO_x, HC+NO_x, CO und CO₂.

Messwert- und Emissionszahlberechnung - Beispiel 1:

$$[t]c_{Russ} = 0.6 \quad \left[\frac{g}{h}\right] \quad (A.15)$$

$$c_{NO_x} = 2.8 \quad \left[\frac{g}{h}\right] \quad (A.16)$$

$$c_{CO} = 17 \quad \left[\frac{g}{h}\right] \quad (A.17)$$

$$c_{CO_2} = 4100 \quad \left[\frac{g}{h}\right] \quad (A.18)$$

$$c_{HC+NO_x} = 5.7 \quad \left[\frac{g}{h}\right] \quad (A.19)$$

$$f_i = w_i \left(\frac{c_i}{g_i}\right)^2 \quad (A.20)$$

$$f_{Russ} = 0.255 \quad (A.21)$$

$$f_{NO_x} = 0.28 \quad (A.22)$$

$$f_{CO} = 0.26 \quad (A.23)$$

$$f_{CO_2} = 0.002 \quad (A.24)$$

$$f_{HC+NO_x} = 0.30 \quad (A.25)$$

$$B = 1 \quad (A.26)$$

$$EZ = \frac{\sqrt[2]{\sum_i f_i}}{B} = \underline{\underline{1.11}} \quad (A.27)$$

Messwert- und Emissionszahlberechnung - Beispiel 2:

$$c_{Russ} = 0.4 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.28)$$

$$c_{NO_x} = 2.3 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.29)$$

$$c_{CO} = 13 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.30)$$

$$c_{CO_2} = 3500 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.31)$$

$$c_{HC+NO_x} = 4.4 \quad \left[\frac{g}{h} \right] \quad (A.32)$$

$$f_i = w_i \left(\frac{c_i}{g_i} \right)^2 \quad (A.33)$$

$$f_{Russ} = 0.11 \quad (A.34)$$

$$f_{NO_x} = 0.19 \quad (A.35)$$

$$f_{CO} = 0.15 \quad (A.36)$$

$$f_{CO_2} = 0.001 \quad (A.37)$$

$$f_{HC} = 0.15 \quad (A.38)$$

$$B = 5 \quad (A.39)$$

$$EZ = \frac{\sqrt[2]{\sum_i f_i}}{B} = \underline{\underline{0.153}} \quad (A.40)$$

Emissions- und Gemischbildungsmodelle

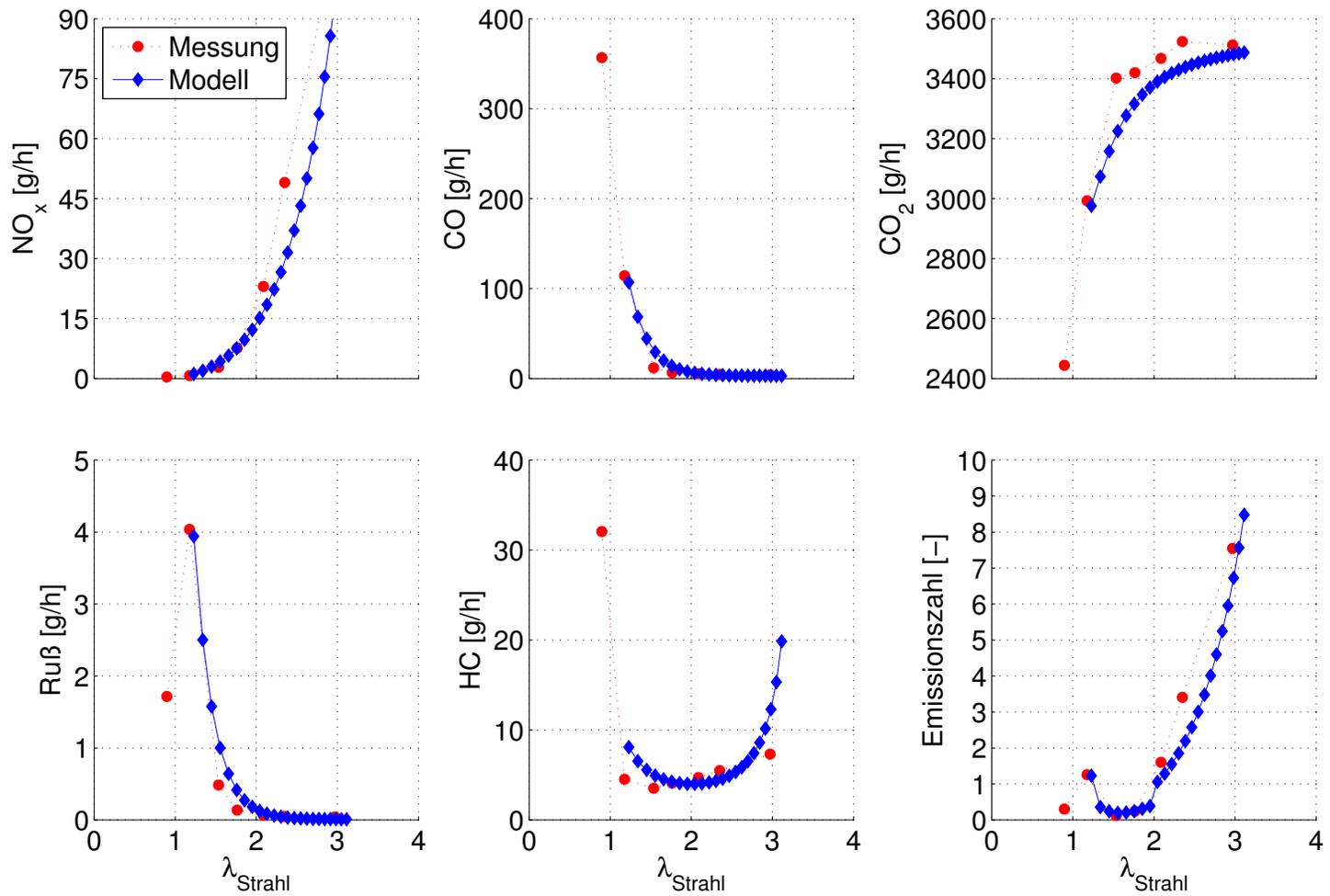


Abbildung A.19: Extrapolation der Emissionmodelle auf die Drehzahl von $1500 \frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}$; $m_{\text{Einspritzung}} = 25 \text{ mg}$

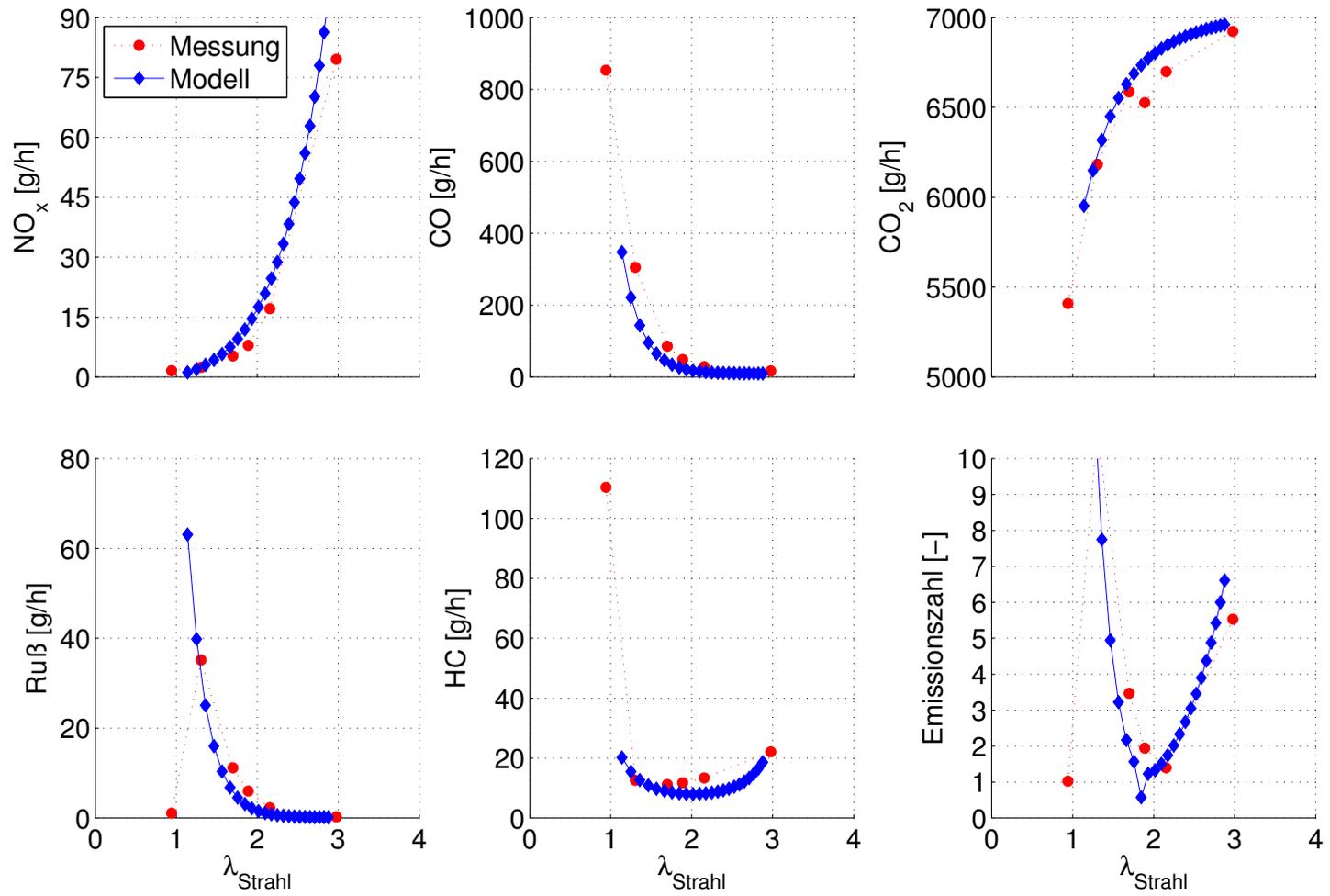


Abbildung A.20: Extrapolation der Emissionsmodelle auf die Drehzahl von $3000 \frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}$; $m_{\text{Einspritzung}} = 25 \text{ mg}$

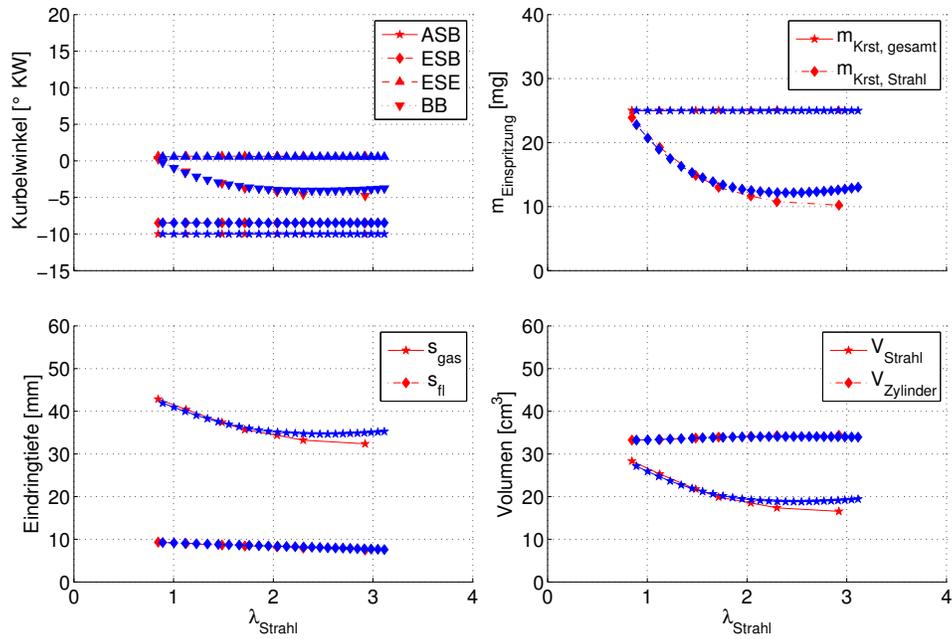


Abbildung A.21: Extrapolation der Gemischparameter auf die Drehzahl von 1500 $\frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}$;
 $m_{\text{Einspritzung}} = 25 \text{ mg}$

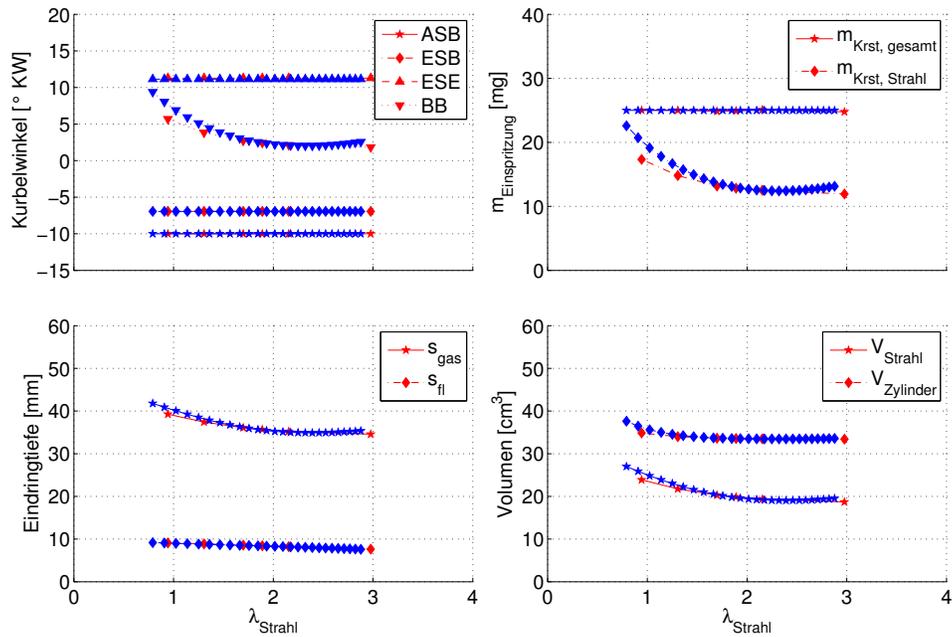


Abbildung A.22: Extrapolation der Gemischparameter auf die Drehzahl von 3000 $\frac{1}{\text{min}}$
 $p_{\text{Ladeluft}} = 2200 \text{ mbar}$; $T_{\text{Ladeluft}} = 61 \text{ }^\circ\text{C}$; $p_{\text{Einspritzung}} = 1000 \text{ bar}$;
 $m_{\text{Einspritzung}} = 25 \text{ mg}$

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Name: Peter Alberti geb.: Lemke
Geburtsdatum: 9.9.1978
Geburtsort: Altdöbern
Nationalität: deutsch
Familienstand: verheiratet - 2 Kinder

Studium

9/1999 - 5/2005 Studium der physikalischen Ingenieurwissenschaft
an der TU- Berlin

Berufstätigkeit

5/2005 - 5/2008 Doktorand in der Konzernforschung
Antriebe der Volkswagen AG
5/2008 - jetzt Projektleiter in der
Dieselmotorenentwicklung der Volkswagen AG

Erreichte Abschlüsse

Abitur Max Steenbeck Gymnasium Cottbus
Dipl. Ing. TU- Berlin
