

Niedrigemissionskonzept für
mittelschnelllaufende Lokomotivmotoren ohne
Abgasnachbehandlung

Dissertation

Dipl. Ing. Bernhard Pemp

Ausgeführt zum Zweck der Erlangung des akademischen Grades
des Doktors der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz

März 2012

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde ein Konzept für ein Brennverfahren eines mittelschnell laufenden Lokomotivmotors entwickelt, welches das Potential hat die Emissionsgrenzwerte nach US EPA TIER 4 ohne Abgasnachbehandlung darzustellen. Da diese Entwicklung in erster Linie auf die Partikelemissionen des Motors abzielte wurde insbesondere auf die realitätsnahe Darstellung des Luftverhältnisses geachtet. Mit den festgelegten Randbedingungen wurden Variationen des Verdichtungsverhältnisses, der Ventilsteuerzeiten, des Einspritzdüsendurchflusses und der Lochanzahl der Einspritzdüse, im Volllast- und einem Teillastpunkt durchgeführt und so ein Brennraumkonzept erarbeitet. Mit diesem wurde im Anschluss die Auflade- und Einspritzstrategie mittels Design of Experiments entwickelt. Mit den gewonnenen Erkenntnissen wurde der gesamte Lokomotivzyklus vermessen und eine Betriebsstrategie für den Vollmotor abgeleitet. Als Abschluss wurden die ermittelten Zykluswerte mit einem Brennverfahren mit Stickoxidnachbehandlung verglichen.

Abstract

The scope of this work was to develop a combustion concept for a medium speed locomotive engine, with the potential to fulfill US EPA TIER 4 without any exhaust gas aftertreatment system. Because the experiments focused on particulate matter emissions, emphasis was placed on the realistic representation of the air – fuel – ratio. With the calculated boundary conditions, compression ratio, valve timing, nozzle flow and nozzle hole number were varied at full and partial load to determine a combustion chamber concept. This concept was then used to develop a strategy for turbocharging and injection with Design of Experiments. The whole duty cycle was measured based on the findings of these investigations to define a strategy for engine operation. Finally the cycle values of the developed combustion process were compared to a combustion process with SCR.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Zeit als Projektingenieur und Dissertant am Large Engines Competence Center der Technischen Universität Graz.

Mein Dank gilt Ao. Univ.-Prof. Dipl. Ing. Dr. Andreas Wimmer für die Möglichkeit zur Abfassung der Dissertation und der Betreuung dieser.

Besonders bedanken möchte ich mich bei Dr. Michael Engelmayer für die eingebrachten Impulse durch die fachlichen Diskussionen.

Weiters sei den Mitarbeitern des Teams FM250 für die ausgezeichnete Zusammenarbeit gedankt.

Bernhard Pemp

Weyregg am Attersee, im März 2012

INHALT

1.	Ausgangssituation und Zielsetzung	1
1.1	Emissionslimits nach US EPA für Lokomotiven	3
1.2	Technologiestand von mittelschnelllaufenden Lokomotivdieselmotoren	6
1.2.1	Aufladung	6
1.2.2	Einspritzung	7
1.2.3	Ventilsteuerzeiten	7
1.3	Entwicklungsziel	8
2.	Maßnahmen zur innermotorischen Reduktion von Stickoxid- und Partikelemissionen	9
2.1	Verbrennung	9
2.2	Schadstoffbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung	11
2.3	Innere motorische Maßnahmen zur Reduktion der Stickoxidemissionen	13
2.3.1	Abgasrückführung	16
2.3.2	Verdichtungsverhältnis	19
2.3.3	Arbeitsprozessführung nach Miller	20
2.3.4	Luftverhältnis	21
2.3.5	Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlauf für reduzierte Emissionen	21
2.4	Innere motorische Maßnahmen zur Reduktion der Partikelemission	23
2.4.1	Abgasrückführung	26
2.4.2	Verdichtungsverhältnis	26
2.4.3	Arbeitsprozessführung nach Miller	27
2.4.4	Luftverhältnis	27
2.4.5	Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlaufs für reduzierte Emissionen	28
2.5	Einfluss der innermotorischen Maßnahmen auf den Wirkungsgrad	30
2.5.1	Abgasrückführung	30
2.5.2	Verdichtungsverhältnis	31

2.5.3	Arbeitsprozessführung nach Miller	32
2.5.4	Luftverhältnis	32
2.5.5	Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlaufs für reduzierte Emissionen.....	32
2.6	Schlussfolgerung und Ableitung eines Niedrigemissionsverbrennungskonzeptes..	33
3.	Eingesetzte Entwicklungsmethodik	36
3.1	Versuchsträger	39
3.1.1	Vollmotor.....	39
3.1.2	Einzylinderforschungsmotor	40
3.1.3	Prüfstand	44
3.2	Randbedingungen	49
3.2.1	Mitteldruck.....	49
3.2.2	Zustand Zylinderfüllung	50
3.3	Brennverfahrensentwicklung mittels statistischer und modellbasierter Methoden [37]	54
4.	AGR-Brennverfahren ohne Abgasnachbehandlung	56
4.1	Brennraumkonzept	56
4.1.1	Verdichtungsverhältnis	56
4.1.2	Steuerzeit	65
4.1.3	Düsenspezifikation	73
4.2	Entwicklung der Motorbetriebstrategien	82
4.2.1	AGR spezifische Aufladestrategie	83
4.2.2	AGR spezifische Einspritzstrategie	91
4.3	Zyklusstrategie.....	100
4.3.1	Volllastpunkt Notch 8	100
4.3.2	Teillastpunkte Notch 7 bis Notch 1	101
4.3.3	Niedrigstlastpunkte Idle, Low Idle, Dynamic Brake	101
4.3.4	Zykluswerte	103
4.4	Vergleich mit SCR – Brennverfahren	104

5.	Schlussbetrachtung und Ausblick.....	105
6.	Abbildungsverzeichnis.....	106
7.	Literaturverzeichnis	111

Nomenklatur

Griechische Buchstaben

ε	Verdichtungsverhältnis
κ	Isentropenexponent

Abkürzungen

kW	Kilowatt
AGR	Abgasrückführung
E_x	die alterungsbewertete bremspezifische Emissionsrate für jeweiligen Notch und Abgaskomponente
E_{LHx}	bremspezifischer Zykluswert für jeweilige Abgaskomponente
STD	Grenzwert Linienbetrieb oder zertifizierter Wert der Motorenfamilie
ppm	Parts per Million
FEL	Familienemissionslimit der Motorenfamilie
M_i	Emissionsmassenströme
W_i	Gewichtungsfaktor
PLD	Pumpe – Leitung – Düse
CR	Common Rail
SCE	Single Cylinder Engine
SCR	Selektive Katalytische Reduktion
p_e	effektiver Mitteldruck
P	Leistung
V_H	Hubvolumen
n	Drehzahl
DoE	Design of Experiments
CATO	Combustion Analysis Tool
FSN	Filter Smoke Number
g/kWh	Gramm pro Kilowattstunde
OT	oberer Totpunkt
KW	Kurbelwinkel
K	Kelvin
°C	Grad Celsius

Chemische Formelzeichen

CO ₂	Kohlendioxid
H ₂ O	Wasser, Wasserdampf
CO	Kohlenmonoxid
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
PM	Partikel
HC	Kohlenwasserstoffe

1. Ausgangssituation und Zielsetzung

Dem Dieselmotor kommt eine tragende Rolle beim Antrieb von Maschinen und Fahrzeugen verschiedenster Arten zu. Als Antrieb von Lokomotiven und Triebwagen hat der Dieselmotor aufgrund der hohen Energie- und Speicherdichte des Kraftstoffs und der Möglichkeit einer hohen Leistungsdichte des Motors selbst eine lange Tradition. Dieselgetriebene Lokomotiven werden auf Strecken eingesetzt, bei denen eine Elektrifizierung nicht wirtschaftlich ist, wie zum Beispiel Nebenbahnen, oder auf Routen, bei denen die Elektrifizierung technisch nicht möglich ist, wie bei der Durchquerung von Wüsten.

In den Vereinigten Staaten von Amerika ist beinahe das gesamte Streckennetz, ausgenommen der Nord-Ost-Korridor, nicht elektrifiziert, wodurch der dieselektrischen Traktion eine bedeutende Rolle zukommt. Der Schwerpunkt liegt auf dem Güterverkehr, da der Personenverkehr eine untergeordnete Rolle spielt. Nach [1] trug 2007 der Schienenverkehr 41.7 % zur Gesamttransportleistung in den USA bei. Hauptsächlich kommen Sechssachslokomotiven im Leistungsbereich von 3000 bis 3500 kW zum Einsatz. Aufgrund der geforderten Leistung werden zum Antrieb dieser Lokomotiven mittelschnelllaufende Motoren eingesetzt. Ein typischer Vertreter dieser Lokomotiven ist die General Electric Evolution Serie. Als Antrieb dieser Lokomotive dient der Viertakt-dieselmotor GEVO V12, welcher eine Bohrung von 250 mm und einen Hub von 320 mm aufweist. Insgesamt beträgt der Hubraum 188.52 Liter und der Motor erreicht eine Leistung von 3300 Kilowatt. Dieser Motor dient als Basis dieser Arbeit.

Aufgrund der langen Einsatzdauer von Lokomotiven tragen die Betriebsmittelkosten einen Großteil zu den Lebenszykluskosten bei. Dadurch ist der Wirkungsgrad, und somit der Verbrauch, ein wesentliches Ziel der Entwicklung. Neben der Wirkungsgradoptimierung weisen die bei der Verbrennung von Dieselmotorkraftstoff entstehenden Schadstoffe, durch immer strenger werdende Abgasvorschriften, enormen Optimierungsbedarf auf. Direkt proportional an den Verbrauch gekoppelt sind die Produkte der vollständigen Verbrennung, Kohlendioxid (CO_2) und Wasserdampf (H_2O). Neben den Produkten der vollständigen Verbrennung fallen auch Produkte der unvollständigen Verbrennung an. Diese reglementierten Schadstoffe sind Stickoxide (NO_x), Partikel (PM), Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO). Je nach verwendetem Kraftstoff kommen noch Schwefeloxide (SO_x) hinzu. SO_x ist nicht direkt, sondern über den maximal erlaubten Schwefelgehalt im verwendeten Kraftstoff reglementiert.

Diese Arbeit bezieht sich auf die US-amerikanische Gesetzgebung nach US EPA TIER 4, da diese mit dem Inkrafttreten am 1.1.2015 die weltweit strengste Vorschrift für Lokomotiven und Triebwagen darstellt.

Prinzipiell gibt es zwei Möglichkeiten, die geforderten Grenzwerte von US EPA TIER 4 zu erreichen. Eine Möglichkeit ist die Nachbehandlung der NO_x -Emissionen. Eine sehr verbreitete Methode dazu, weil bei Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen bereits in Serie angewandt, ist die Selektive Katalytische Reduktion (SCR) der Stickoxide in einem Katalysator. Die realen Betriebsbedingungen einer Lokomotive weisen einen sehr hohen Leerlaufanteil auf, in dem die zur Nachbehandlung notwendigen Temperaturen nicht erreicht werden. Ein weiterer Nachteil ist, dass der erreichbare Wirkungsgrad des Brennverfahrens direkt an den Umsetzungswirkungsgrad des Katalysators gekoppelt ist. Dieser bestimmt, neben dem Spitzendrucklimit, die maximal möglichen Rohemissionen des Motors, und somit den frühest möglichen Einspritzzeitpunkt und damit den minimal möglichen Verbrauch. Wird der Motor mit einer NO_x -Regelung betrieben, ist somit der Wirkungsgrad direkt vom Zustand bzw. der Alterung des Abgasnachbehandlungssystems abhängig. Die Unterbringung der zur Nachbehandlung notwendigen Bauteile stellt bei Lokomotiven ein weiteres Problem dar, da der Bauraum stark beschränkt ist.

Die zweite Möglichkeit zur Erreichung der TIER 4 Grenzwerte ist die Reduzierung der Stickoxidemissionen durch Rückführung von Abgas. Das rückgeführte Abgas senkt die lokale Flammentemperatur, wodurch die Bildung der Stickoxidemissionen vermindert wird. Neben dem positiven Effekt auf die NO_x -Emissionen, werden die Russ- bzw. Partikelemissionen negativ beeinflusst. Die Reduktion der lokalen Flammentemperatur rührt größtenteils von der Senkung der Sauerstoffkonzentration der Ladungsmasse her. Durch den gesenkten Sauerstoffpartialdruck wird die Russbildung begünstigt und durch die Absenkung der Brennraumtemperatur wird der Abbrand der Russpartikel verschlechtert. Dies bedeutet, dass die Senkung der NO_x -Emissionen eine Steigerung der Partikelemissionen nach sich zieht. Mit dem heutigen Stand der Technik im Großmotorenbereich, bedingt die Verwendung eines AGR-Brennverfahrens zur Einhaltung der NO_x -Grenzwerte den Einsatz einer Abgasnachbehandlungskomponente zur Partikelreduktion. Am häufigsten sind Dieselpartikelfilter oder offene Filter in Verwendung. Die schon erwähnten niederlastigen Betriebsbedingungen, welche nur geringe Abgas Temperaturen erreichen, erschweren eine regelmäßige Regeneration der Filter. Diese ist notwendig, da mit Beladung beim geschlossenen Filter der Abgasgegendruck ansteigt, welcher zum Ausfall des Motors führen kann. Beim offenen Filter kann der Gegendruck bei Beladung systembedingt einen definierten Wert nicht überschreiten. Wenn der Filter voll beladen ist, werden keine Partikel abgeschieden.

Da beide Konzepte erhebliche Nachteile aufweisen, soll im Rahmen dieser Arbeit versucht werden, US EPA TIER 4 rein innermotorisch zu erfüllen.

1.1 Emissionslimits nach US EPA für Lokomotiven

Die aktuell gültige Vorschrift, US EPA TIER 3, ist in Tabelle 1 dargestellt, trat am 1.1.2012 in Kraft und ist bis 31.12.2014 gültig. Die Gesetzgebung kennt zwei unterschiedliche Betriebsarten. Mit der Betriebsart Linehaul wird der Überlandbetrieb abgedeckt, mit Switch der Verschiebemodus. Reglementiert sind die Schadstoffkomponenten Stickoxide (NO_x), Kohlenwasserstoffe (HC), Kohlenmonoxid (CO) und die Partikelmasse (PM).

	Betriebsart	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]
2012	Linehaul	7.4	0.13	2.0	0.4
2012	Switch	6.8	0.13	3.2	0.81

Tabelle 1: Übersicht Grenzwert TIER 3 [2]

Die Vorschrift TIER 4 tritt 2015 in Kraft. Wie in Tabelle 2 ersichtlich, kommt es dabei zu einer Annäherung der zwei Betriebsmodi Verschub- und Überlandbetrieb. Lediglich der Grenzwert für CO weist unterschiedliche Beträge auf.

	Betriebsart	NO _x [g/kWh]	PM [g/kWh]	CO [g/kWh]	HC [g/kWh]
2015	Linehaul	1.74	0.04	2.0	0.19
2015	Switch	1.74	0.04	3.2	0.19

Tabelle 2: Übersicht Grenzwert TIER 4 [3]

Prüfzyklus [9]

Der verwendete Prüfzyklus unterteilt das Kennfeld des zu prüfenden Motors in acht Lastpunkte und einen bzw. zwei Leerlaufpunkte. Für den Überlandbetrieb kommt der Dynamic Brake Point hinzu. Bei diesem entspricht die Leistung jener Leistung, die notwendig ist, um sämtliche Nebenaggregate anzutreiben. Dies soll den Schubbetrieb erfassen. Die Betriebspunkte werden auch als Notches bezeichnet und werden am Fahrhebelsteller diskret eingestellt. Daher auch die englische Bezeichnung Notches, die für die Kerben bzw. Stufen am Fahrhebelsteller steht. Die Leistung der einzelnen Betriebspunkte ist gesetzlich geregelt und bezogen auf die Maximalleistung, wie in Tabelle 3 dargestellt.

Notch	8	7	6	5	4	3	2	1	DB	Idle
Leistung [%]	100	85	64	45.5	35	23.5	11.5	4.5	0	0

Tabelle 3: Leistung der Betriebspunkte [4]

Den zwei unterschiedlichen Betriebsarten Linehaul und Switch wird durch eine unterschiedliche Gewichtung der einzelnen Punkte Rechnung getragen. In Tabelle 4 sind die Gewichtungsfaktoren für die einzelnen Betriebspunkte dargestellt.

Betriebspunkt	Linienbetrieb		Verschubbetrieb	
	Mit Mehrfachleerlauf	Ohne Mehrfachleerlauf	Mit Mehrfachleerlauf	Ohne Mehrfachleerlauf
Low Idle	0.190	-	0.299	-
Idle	0.190	0.380	0.299	0.598
Dynamic Brake	0.125	0.125	-	-
Notch 1	0.065	0.065	0.124	0.124
Notch 2	0.065	0.065	0.123	0.123
Notch 3	0.052	0.052	0.058	0.058
Notch 4	0.044	0.044	0.036	0.036
Notch 5	0.038	0.038	0.036	0.036
Notch 6	0.039	0.039	0.015	0.015
Notch 7	0.030	0.030	0.002	0.002
Notch 8	0.162	0.162	0.008	0.008

Tabelle 4: Gewichtungsfaktoren Betriebspunkte US EPA

Zur Berechnung des Zykluswertes werden die Emissionsmassenströme M_i in den einzelnen Betriebspunkten mit dem Gewichtungsfaktor bewertet und aufsummiert. Die Leistungen der einzelnen Betriebspunkte werden ebenfalls gewichtet und summiert. Aus den beiden Werten wird durch Division der Zykluswert gebildet, wie in Formel (1) dargestellt.

$$\text{Zykluswert} = \frac{\sum_{i=N1}^{N8} M_i \times W_i}{\sum_{i=N1}^{N8} \text{Leistung}_i \times W_i} \quad (1)$$

Averaging, Banking and Trading

Die Vorschrift erlaubt das Ansammeln, Handeln und Ausgleichen von Emissionsguthaben von NO_x und Partikelemissionen, um die Motorenfamilie zu zertifizieren. Die genauen Vorgänge sind in US EPA CFR 40 Part 1033 Subpart H §701 bis §750 geregelt.

Notchstandard [3]

Da Lokomotivmotoren in definierten Betriebspunkten betrieben werden, sind in diesem Fall Not-to-exceed Limits wirkungslos. Anstatt dessen müssen Lokomotiven nach US EPA TIER 4 Notchstandards erfüllen.

Zur Erreichung des Zykluswertes ist es nicht notwendig, dass alle Betriebspunkte den Grenzwert erfüllen, sondern die Summe der Betriebspunkte muss den Zyklus erfüllen. Folglich können manche Betriebspunkte auf einen Stickoxidwert über dem Grenzwert eingestellt werden, solange der Zyklusgrenzwert erfüllt wird. Der Notchstandard gibt an wie weit von dem eingestelltem Stickoxidwert im Betrieb abgewichen werden darf. Diese Regelung gilt für alle reglementierten Schadstoffkomponenten. In Formel (2) ist die Berechnung der Notchstandards dargestellt.

$$N = E_x \times \left(1.1 \times \left(1 - \frac{E_{LHx}}{STD} \right) \right)$$

N... Notchstandard [g/kWh]

E_x... die alterungsbewertete bremspezifische Emissionsrate für jeweiligen Notch und Abgaskomponente [g/kWh]

E_{LHx}... bremspezifischer Zykluswert für jeweilige Abgaskomponente [g/kWh]

STD... Grenzwert Linienbetrieb oder zertifizierter Wert der Motorenfamilie [g/kWh]

(2)

Diese jeweiligen Notchstandards müssen von dem geprüften Motor unter allen in der Gesetzgebung festgelegten Testbedingungen und Testverfahren eingehalten werden. Ausgenommen die Überschreitung rührt von einem Bauteil her, das in der genehmigten Anfrage für die Zertifizierung, beschrieben ist, oder die Überschreitung ist ebendort genehmigt. Diese Bauteile können sicherheitsrelevant, oder für die unregelmäßige Regeneration einer Abgasnachbehandlungskomponente von Nöten sein.

Bei Motoren oder Motorenfamilien die mit einem Partikelgrenzwert von 0.068 g/kWh oder geringer zertifiziert sind, darf diese Regelung bei Partikelemissionen nicht angewandt werden.

Prüfkraftstoff [5]

Der Prüfkraftstoff ist im Titel 40 §92.113 definiert. Seit 2007 liegt der zulässige Anteil an Schwefel bei 500 ppm. Mit Juni 2012 wird der zulässige Wert auf 15 ppm gesenkt, um eine katalytische Abgasnachbehandlung zu ermöglichen.

Motoren, welche nach TIER 4 zertifiziert sind, müssen einen Ultra Low Sulfur Diesel (ULSD), welcher einen maximalen Schwefelgehalt von 15 ppm aufweisen darf, verwenden.

1.2 Technologiestand von mittelschnelllaufenden Lokomotivdieselmotoren

In diesem Teilabschnitt wird der derzeitige Stand der Technik von mittelschnelllaufenden Dieselmotoren dargestellt, da dies die Basis für die weitere Entwicklung ist.

Großteils kommen Motoren die nach dem Viertaktprinzip arbeiten zum Einsatz. Vereinzelt kommen noch Zweitakt Dieselmotoren zum Einsatz [11]. Die maximalen Spitzendrücke reichen von 160 bis hin zu 220 bar bei neuen Motorentwicklungen.

Typische Bohrungsdurchmesser reichen von 200 bis 270 mm, der Hub liegt zwischen 280 und 350 mm. Somit werden Zylinderhubvolumina von 9 bis 20 dm³ erreicht. Typische Mitteldrücke solcher Motoren liegen zwischen 22 und 28 bar. Zusammen mit Drehzahlen zwischen 800 und 1200 Umdrehungen pro Minute ergeben sich Zylinderleistungen zwischen 200 und 370 Kilowatt.

Der typisch angegebene spezifische Kraftstoffverbrauch im Volllastpunkt liegt bei ca. 190 g/kWh. Mit eingerechneter Toleranz ergibt sich ein realer Verbrauch von etwa 200 g/kWh.

1.2.1 Aufladung

Als Stand der Technik kann die einstufige Aufladung mit starrer Turbinengeometrie angesehen werden. Dabei kommen je nach Ausbaustufe der Motoren mehrere Turbolader zum Einsatz. Die Bandbreite reicht bei den unteren Leistungsklassen von einem Turbolader, bis hin zu Motoren in V-Ausführung mit zwei Turboladern pro Zylinderbank. Mit einstufiger Aufladung können Druckverhältnisse von 5.8 erreicht werden [23].

1.2.2 Einspritzung

Bei aktuellen mittelschnelllaufenden Lokomotivdieselmotoren kommen Pumpe-Leitung-Düse Einspritzsysteme zum Einsatz. Diese können mechanisch oder elektronisch gesteuert sein, wobei die elektronische Steuerung den Stand der Technik darstellt. Pro Zylinder wird ein Pumpenelement verwendet, welches von einem eigenen Segment auf der Nockenwelle angesteuert wird. Die Injektoren sitzen zentral in der Mittenachse des Zylinders. Darauf sind Einspritzdüsen mit einem Durchfluss bis 4500 cm³ pro 30 Sekunden verbaut. Am gebräuchlichsten sind Sieben- bis Neunlochdüsen mit flachen Spritzwinkeln mit 145 bis 155 Grad. Die Einspritzdrücke reichen von 400 bar in der unteren Teillast, bis etwa 1600 bar bei Vollast. Common Rail Systeme befinden sich erst in der Einführungsphase.

1.2.3 Ventilsteuerzeiten

Neben Steuerzeiten die füllungsoptimiert sind, wird das Millerverfahren eingesetzt um die NO_x Emissionen bzw. den Verbrauch zu senken. Bei aktuellen Motoren kann mit frühem Schließen des Einlassventils, die Stickoxidemission unter den TIER 3 Grenzwert gesenkt werden. Dadurch entsteht Potential zur Frühstellung der Verbrennung und somit zur Verbrauchsreduktion. Dabei werden moderate Schließzeitpunkte von 510 Grad bis 530 Grad Kurbelwinkel gewählt.

1.3 Entwicklungsziel

Bei einem Dieselmotor der ohne Abgasnachbehandlung auskommen soll, ist das Hauptentwicklungsziel, neben der Erzielung hoher Wirkungsgrade, die Minimierung der Stickoxid- und Partikelemissionen. Die Reduktion der NO_x -Emissionen auf das Niveau von US EPA TIER 4 erfolgt durch den Einsatz von Abgasrückführung. In Abbildung 1 ist die prinzipielle Vorgehensweise bei einer Brennverfahrensentwicklung mit Abgasrückführung im PM- NO_x -Trade Off dargestellt. In der rechten oberen Bildhälfte ist ein Trade Off, der dem aktuellen Stand der Technik entspricht eingezeichnet. Von diesem ausgehend, kann durch eine relativ einfache Optimierung des Brennverfahrens, die Partikelemission auf das von US EPA TIER IV geforderte Niveau gebracht werden. Wird jetzt versucht, die Stickoxidemission mittels Abgasrückführung zu vermindern, werden die Partikelemissionen ansteigen, sodass im NO_x Zielbereich der Partikelgrenzwert wieder überschritten wird. Deshalb muss der Russ- NO_x Trade Off durch geeignete motorinterne Maßnahmen so verschoben werden, dass die geforderten Grenzwerte erreicht werden.

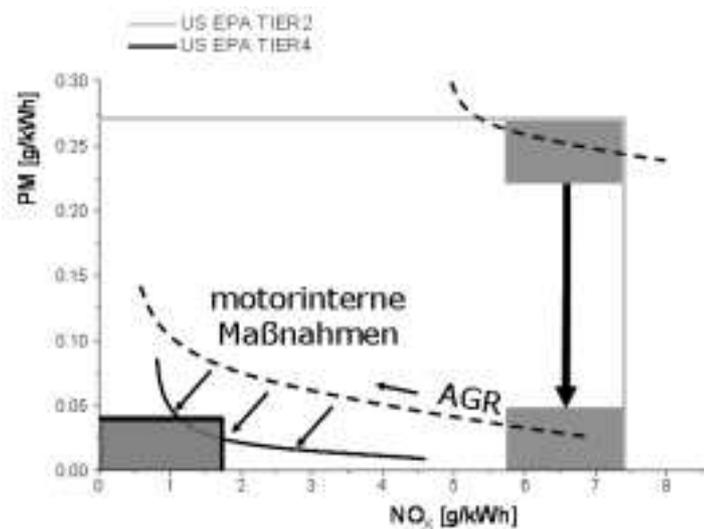


Abbildung 1: Prinzipielle Vorgehensweise Brennverfahrensentwicklung mit Abgasrückführung

Ziel dieser Arbeit ist die Darstellung eines Brennverfahrens, das die Einhaltung der Vorschrift US EPA TIER 4 mit möglichst geringen Einbußen im Kraftstoffverbrauch ermöglicht. Dabei liegt der Fokus auf den Partikelemissionen, da die NO_x -Emissionen über die AGR – Rate eingestellt werden können.

2. Maßnahmen zur innermotorischen Reduktion von Stickoxid- und Partikelemissionen

In diesem Kapitel werden zuerst die Grundlagen der dieselmotorischen Verbrennung und Schadstoffbildung und im Anschluss die Auswirkungen von innermotorischen Maßnahmen auf die Stickoxid- und Partikelemissionen erläutert.

2.1 Verbrennung

Die Prozesse der Einspritzung und Verbrennung bestehen aus vielen Teilprozessen, die teilweise parallel ablaufen und sich gegenseitig beeinflussen [21]. Diese Prozesse sind Einspritzung, Gemischbildung mit Tröpfchenbildung und Tröpfchenverdampfung, Zündverzug, Verbrennung und Schadstoffbildung.

In Abbildung 2 sind ein Einspritzvorgang mit dem Nadelhubverlauf und der zugehörige Brennverlauf abgebildet. Nach [22] und [24] lässt sich der gesamte Vorgang in Phasen unterteilen. Diese 4 Phasen sind Zündverzug, vorgemischte Verbrennung, Hauptverbrennung und Ausbrennphase.

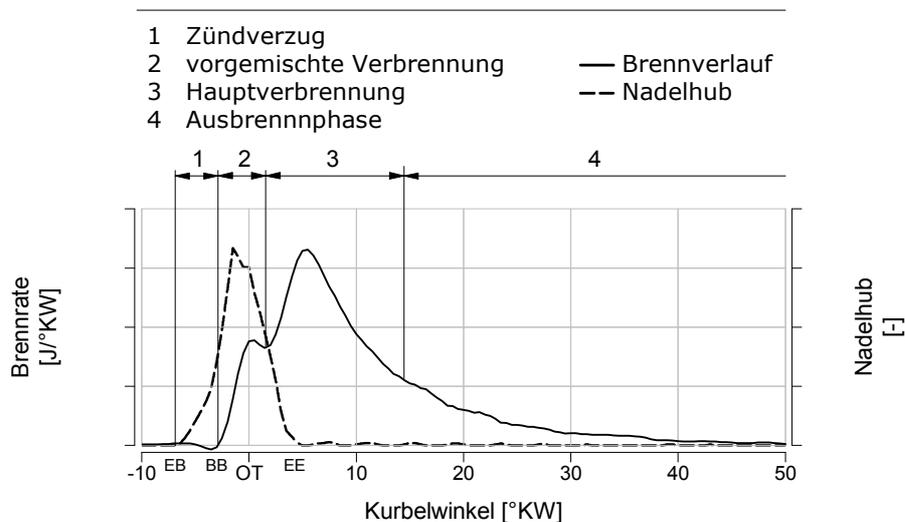


Abbildung 2: Zusammenhang Nadelhub und zugehöriger Brennverlauf

Zündverzug

Am Beginn steht der Einspritzvorgang, der mit dem Einspritzbeginn EB startet. Der Zeitraum zwischen dem Einspritzbeginn EB und dem Brennbeginn BB ist als Zündverzug definiert. In diesem kommt es bereits zur Aufbereitung von Kraftstoff und chemische Vorreaktionen laufen ab. Am Start der Einspritzung bilden sich Strahlkegel aus. In diesen kommt es zum Aufbruch des Strahls in Tropfen. Dieser Zerfall lässt sich nach [25] in zwei Arten unterteilen. Als primärer Strahlzerfall wird das erste Aufteilen

des Kraftstoffstrahls in Tröpfchen bezeichnet. Unterteilen sich diese Tröpfchen in weiterer Folge zu noch kleineren, spricht man vom sekundären Strahlerfall. Diese Tröpfchen verdampfen und vermischen sich mit der verdichteten, heißen Luft. Werden Selbstzündungsbedingungen erreicht, kommt es zur Zündung.

Vorgemischte Verbrennung

Mit Einsetzen der Verbrennung wird der bis dahin aufbereitete Kraftstoff mit hoher Umsatzrate rasch abgebrannt. Während dieser Phase, welche durch die Menge des aufbereiteten Kraftstoffs während des Zündverzugs bestimmt ist, kommt es zu einem raschen Druck- und Temperaturanstieg.

Hauptverbrennung

Die Hauptverbrennung, welche durch Diffusionsvorgänge zwischen Kraftstoff und Luft bestimmt ist, führt zu einer weiteren Temperatur- und Druckerhöhung. Während dieser Phase kommt es zur Einspritzung des Kraftstoffs in die Flammenkeulen. Somit laufen Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung gleichzeitig ab. Nach Ende des Einspritzvorgangs EE, kommt es zu einem Abfall der Brennrate. Die Besonderheit der dieselmotorischen Verbrennung sind die lokal sehr differierenden Luftverhältnisse. Diese reichen von unterstöchiometrischen Bedingungen 1 im Kraftstoffstrahl und in der fetten, vorgemischten Zone bis hin zu sehr mageren Bedingungen am Rand des Kraftstoffstrahls bzw. zwischen den Kraftstoffstrahlen und an den Rändern des Brennraums. Der in den Brennraum eindringende Kraftstoffstrahl bricht auf und wird mit der umgebenden Brennraumluft vermischt. Im Anschluss daran kommt es in der vorgemischten Zone zu einer fetten Verbrennung, bei der etwa 825 Kelvin erreicht werden. Unter den Produkten dieser Verbrennung befinden sich Bestandteile die später maßgeblich an der Bildung der Partikelemission beteiligt sind. Am Rand des gesamten Kraftstoffsstrahls bildet sich eine stöchiometrische Diffusionsflamme aus. Die Produkte aus dem Inneren werden nach außen zu dieser transportiert und dort zu CO_2 und H_2O umgesetzt. Die erreichten Temperaturen von 2700 Kelvin führen an der Außenseite der Diffusionsflamme zur Bildung von Stickoxid, da beide Bildungsfaktoren, hohe Temperaturen und Luftüberschuss, vorliegen. In Abbildung 3 ist ein quasistationäres Modell der Hauptverbrennung dargestellt. Trotz der Ermittlung in einer Einspritzkammer werden die motorischen Verhältnisse gut abgebildet.

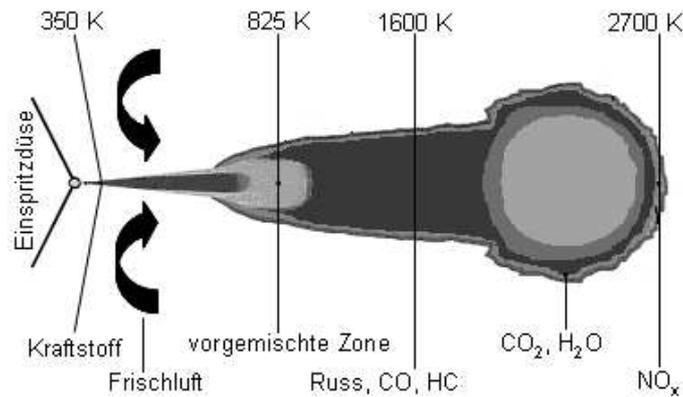


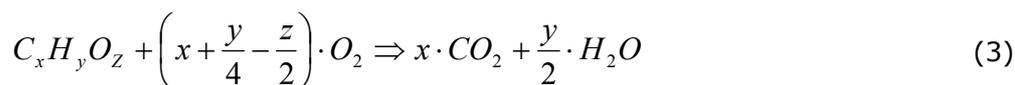
Abbildung 3: Quasistationäres Modell der Dieselerverbrennung nach Dec [26]

Ausbrennphase

In der Phase 4, der Ausbrennphase, wird kein Kraftstoff mehr über den Injektor eingebracht. Desweiteren sinkt die Brennraumtemperatur durch die Expansion des Kolbens im Zylinder, was dazu führt, dass diese Phase durch Reaktionskinetik bestimmt ist. Da in dieser Phase über 90 Prozent des gebildeten Rußes wieder oxidiert werden [24], ist nach hohen Temperaturen zu trachten, um die Russoxidation zu begünstigen. Generell sind lange Ausbrennphasen zu vermeiden, da diese die Schwerpunktslage der Verbrennung nach spät verschieben und so den Wirkungsgrad dieser verschlechtern.

2.2 Schadstoffbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung

Ein Kraftstoff mit der chemischen Zusammensetzung von $C_xH_yO_z$ wird bei idealer Verbrennung nach Formel (3) umgesetzt.



Bei vollständiger Verbrennung werden der Kohlenstoff C zu Kohlendioxid CO₂ und der Wasserstoff zu Wasser H₂O aufoxidiert, welche neben Stickstoff und Sauerstoff bei Luftüberschuss, als Produkte der vollständigen Verbrennung bezeichnet werden. Falls im Kraftstoff Schwefel vorhanden ist, wird zusätzlich noch Schwefeldioxid SO₂, gebildet.

Bei der Verbrennung unter dieselmotorischen Bedingungen ist eine vollständige Verbrennung nicht möglich da lokale fette Zonen auftreten. In diesen fetten Zonen, entstehen die Komponenten der unvollständigen Verbrennung. Dies sind Kohlenmonoxid, Kohlenwasserstoffe, Stickoxide und Russ- bzw. Partikelemissionen. Die Rohemissionen eines Dieselmotors sind sehr stark von der Last abhängig, wie Abbildung 4 zeigt.

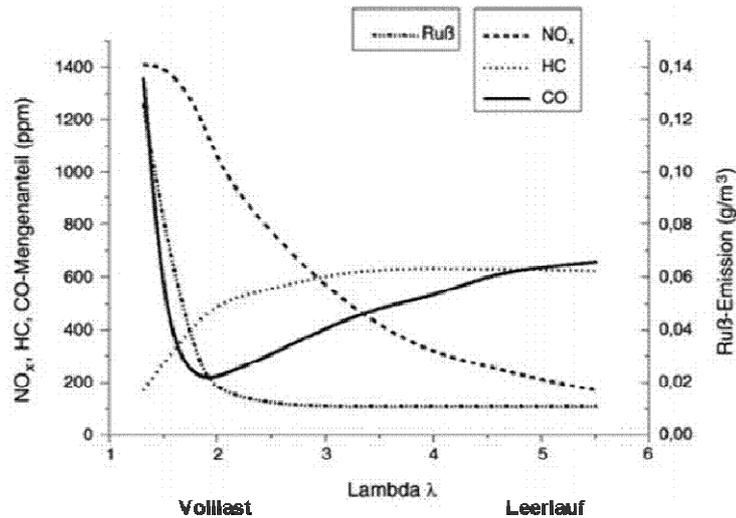


Abbildung 4: Schadstoffkonzentrationen über die Last [27]

Ein niedriger Kraftstoffverbrauch, der von einem modernen Brennverfahren gefordert wird, bedingt hohe Arbeitsprozessstemperaturen. Diese führen zu einer gesteigerten Bildung von Stickoxidemissionen bei gleichzeitiger Reduktion der Partikelemission, bedingt durch die besseren Russoxidationsbedingungen bei hohen Temperaturen. Eine Absenkung der Stickoxidemissionen wird in erster Linie durch eine Absenkung der Temperatur erreicht [38]. Wird die Prozessstemperatur gesenkt, kommt es zu einer Reduktion der Stickoxid- und einer Erhöhung der Russemissionen bei gleichzeitiger Verbrauchsverschlechterung.

In Abbildung 5 sind die Vorgänge bei der Russ- und Stickoxidbildung bei der Einspritzung von Diesel (150 Grad Celsius) in Luft (550 Grad Celsius und 50 bar) schematisch dargestellt.

Nach [39] sind die Gemischtemperatur und die sich, bei der vollständigen adiabaten Verbrennung, einstellende Temperatur über das Luftverhältnis aufgetragen. Man erkennt, dass bei einem Luftverhältnis kleiner 0,5 auf jeden Fall mit Russbildung zu rechnen ist, zwischen 0,5 und 0,8 lässt sich diese vermeiden, wenn die Prozessstemperatur hoch genug ist. Bei Luftverhältnissen größer 0,9 und hohen Temperaturen tritt aber Stickoxidbildung auf.

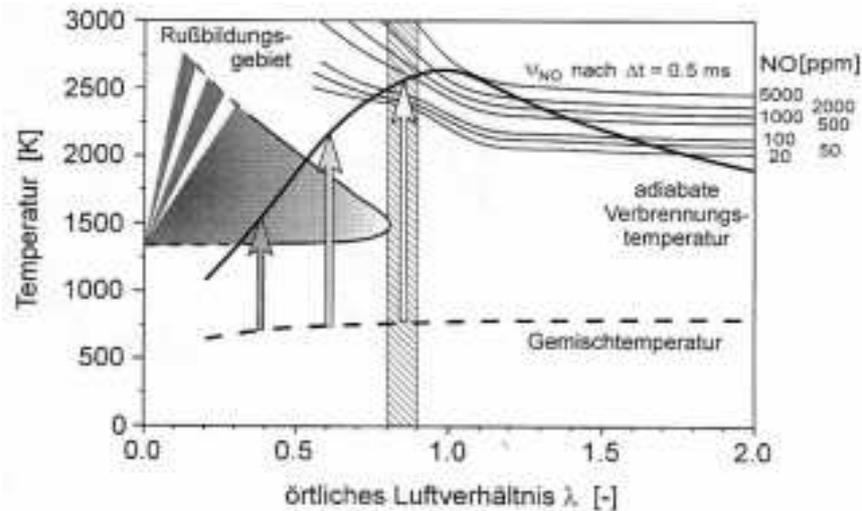


Abbildung 5: Ruß- und Stickoxidbildung schematisch für die Einspritzung von Dieselmotorkraftstoff [40]

Es gibt eine Reihe an Möglichkeiten wie die Emissionen eines Dieselmotors innermotorisch gesenkt werden können. In dieser Arbeit werden

- die Abgasrückführung,
- das Verdichtungsverhältnis,
- das Millerverfahren,
- das Luftverhältnis,
- und die Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlaufs für reduzierte Emissionen

behandelt.

2.3 Innermotorische Maßnahmen zur Reduktion der Stickoxidemissionen

Als Stickoxidemissionen NO_x wird die Summe von Stickstoffverbindungen genannt. Bei der dieselmotorischen Verbrennung entsteht hauptsächlich Stickstoffmonoxid (NO), welches in der Atmosphäre vollständig zu Stickstoffdioxid (NO_2) aufoxidiert wird. In Abbildung 6 sind die verschiedenen Stickstoffmonoxid Bildungspfade dargestellt.

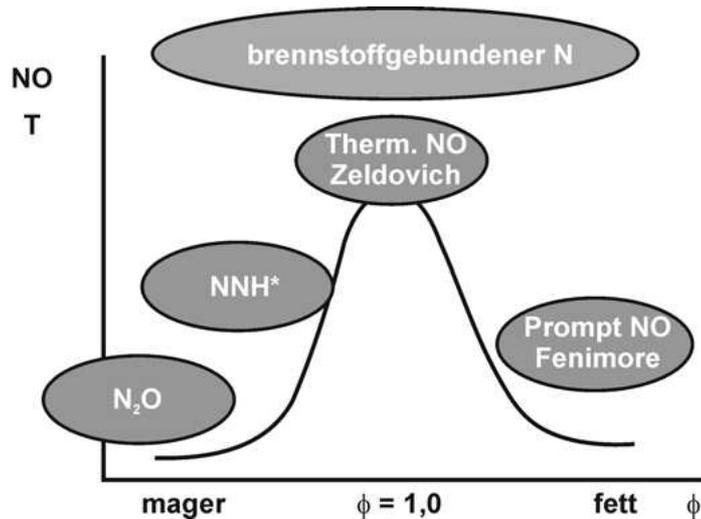


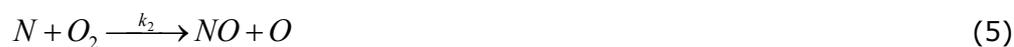
Abbildung 6: Typische NO – Bildungspfade [28]

Wie dargestellt wird Stickstoffmonoxid nach folgenden Mechanismen gebildet:

- Thermisches NO nach Zeldovich
- Bildung des prompten NO
- Über N₂O erzeugtes NO
- Über das NNH-Radikal gebildetes NO
- Oxidation des im Kraftstoff gebundenen Stickstoffes

Bildung thermisches NO nach Zeldovich [29]

Der NO-Bildungspfad nach Zeldovich beschreibt die NO-Bildung in der verbrannten Zone bei hohen Temperaturen und Luftüberschuss und läuft nach den Reaktionen (4), (5) und (6) ab.



Da die Reaktion (4) aufgrund der N₂ Dreifachbindung eine hohe Aktivierungsenergie aufweist, die hohe Temperaturen zum Ablaufen benötigt, wird dieser Bildungspfad auch thermisches NO genannt. Da die Reaktion (4) am langsamsten abläuft, bestimmt diese die Geschwindigkeit dieses Bildungsmechanismus, der so langsam abläuft, dass das chemische Gleichgewicht im Motor nicht erreicht werden kann. Der Faktor k₁ und somit die Geschwindigkeit sind stark temperaturabhängig. Da Reaktion (4) um Größenordnungen langsamer abläuft als die Reaktionen (5) und (6), wird der gebildete Stickstoff aus Reaktion (4) von den anderen zwei Reaktionen schlagartig zu NO umge-

setzt. Daher kann die Anzahl der Stickstoffatome als quasistationär angesehen werden [28]. Somit kann die NO – Bildung nach Formel (7) beschrieben werden.

$$\frac{d[NO]}{dt} = 2 \cdot k_1 \cdot [O] \cdot [N_2] \quad (7)$$

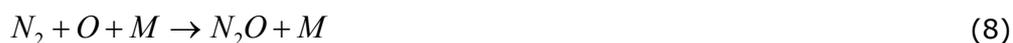
Die NO–Bildung kann somit durch Verkleinerung des Faktors k_1 reduziert werden. Dies geschieht durch eine Temperaturabsenkung, da k_1 stark temperaturabhängig ist. Ebenso vermindern sich die Sauerstoffradikale. Erreicht wird dies durch eine Senkung der Sauerstoffkonzentration. Auch die Verringerung der Stickstoffmoleküle führt zu einer reduzierten Stickoxidbildung.

Promptes NO

Promptes NO wird unter fetten Bedingungen gebildet, unter denen nur sehr wenig thermisches NO gebildet wird. Der Entstehungsprozess ist sehr komplex, da es aus Folgeprodukten des CH–Radikals gebildet wird. Diese Produkte reagieren mit Luftsauerstoff zu Blausäure (HCN) und in weiteren Reaktionsschritten zu NO. Die Reaktionen laufen unmittelbar und so schnell ab, dass die Verweildauer keinen Einfluss auf die Bildung in diesem Pfad hat, deshalb promptes NO. Etwa fünf bis zehn Prozent der bei der motorischen Verbrennung entstehenden Stickoxide, sind auf diesen nach Fenimore benannten Mechanismus zurückzuführen [30].

Über N_2O erzeugtes NO

Kommt es zu einer Absenkung der Temperatur unter mageren Bedingungen, wird weniger thermisches NO gebildet. Gleichzeitig werden bei mageren Verhältnissen auch weniger CH–Radikale gebildet, sodass wenig promptes NO entstehen kann. Trotzdem liegt die NO–Bildung über den Erwartungen. Der Grund ist die Bildung von Distickstoffoxid (N_2O) und dessen Oxidation, aufgrund der niedrigen Aktivierungsenergie, zu zwei NO – Molekülen. Dazu sind hohe Drücke und ein Stoßpartner notwendig. Die Reaktion läuft nach (8) und (9) ab.



Da dieser Mechanismus nicht temperaturabhängig ist, sondern auch bei niedrigeren Temperaturen abläuft, ist dieser bei alternativen, vorgemischten Brennverfahren nicht zu vernachlässigen.

Über das NNH–Radikal gebildetes NO

Über das NNH–Radikal gebildete NO ist der NO–Bildungspfad mit dem geringsten Einfluss. Das NNH–Radikal wird bei der Reaktion von Luftstickstoff N_2 mit Wasserstoff H gebildet und im Anschluss nach Reaktion (10) aufoxidiert.



Unter mageren Bedingungen wird NH auch zu NO aufoxidiert, somit werden aus jedem NNH–Radikal zwei NO–Moleküle.

Oxidation des im Kraftstoff gebundenen Stickstoffes

Dieser Mechanismus spielt bei der Anwendung in der Lokomotive keine Rolle, da die Gesetzgebung destillierten Kraftstoff vorschreibt und in diesem nur vernachlässigbar kleine Stickstoffanteile vorhanden sind.

Zusammenfassung Stickoxidbildung

Der Bildungspfad des thermischen NO ist der bedeutendste Zweig der Stickoxidbildung. Nach Gleichung (7) ist die Bildung vom Faktor k_1 , von der Sauerstoffkonzentration und der Anzahl der Stickstoffmoleküle abhängig. Der Faktor k_1 ist stark temperaturabhängig. Somit wird durch eine Temperaturabsenkung der Faktor k_1 verkleinert, wodurch es zu einer Reduktion der Stickoxidbildung kommt. Desweiteren lassen sich die Stickoxidemissionen durch die Reduktion der Sauerstoff- und Stickstoffmoleküle senken.

2.3.1 Abgasrückführung

Die gekühlte Abgasrückführung ist eine effektive Maßnahme zur Senkung der Stickoxidemissionen beim Dieselmotor. Die Effekte die die Reduktion der Stickoxidemissionen verursachen, sind die temperaturabsenkende Wirkung der Abgasrückführung und die Reduktion der Sauerstoffkonzentration. Dadurch steht weniger Sauerstoff zur Oxidation zur Verfügung. Bei Betrachtung der spezifischen Emissionen kommt der Effekt hinzu, dass der Abgasmassenstrom um das rückgeführte Abgas reduziert wird. Die Auswirkungen der Abgasrückführung im Lambda–Temperaturkennfeld sind in Abbildung 7 dargestellt. Durch AGR wird die Verbrennung so gelegt, dass der Zeitraum innerhalb NO_x –Bildungsbereiches verkleinert werden kann.

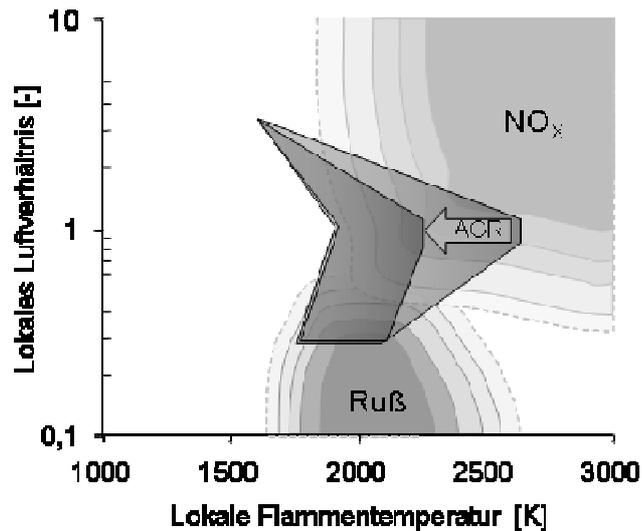


Abbildung 7: Auswirkung von Abgasrückführung im Lambda Temperaturkennfeld [42]

Nach [44] beruht die temperaturabsenkende Wirkung auf drei Effekten. Erstens durch die langsamere Verbrennung mit AGR, zweitens durch die erhöhte spezifische Wärmekapazität der Ladung durch den gesteigerten Anteil an dreiatomigen Gasen (H_2O und CO_2) und drittens durch die Reduktion der Sauerstoffkonzentration. In Abbildung 8 ist die Reduktion der Abgastemperatur der einzelnen Effekte über die AGR – Rate bzw. über die Sauerstoffkonzentration im Einlasssammler dargestellt.

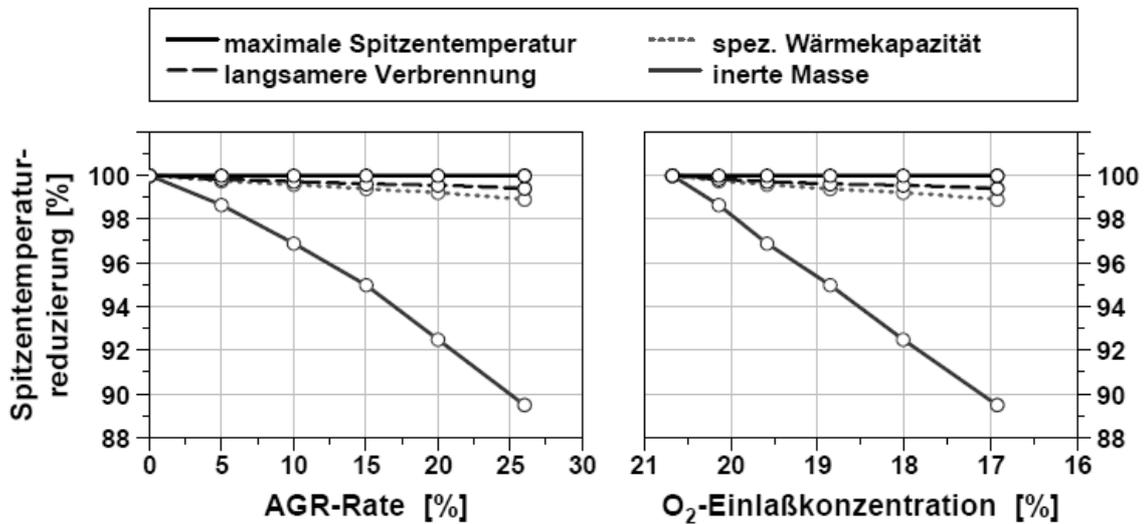


Abbildung 8: Auswirkung von Abgasrückführung auf die Spitztemperatur [44]

Es ist ersichtlich, dass die langsamere Verbrennung und die erhöhte spezifische Wärmekapazität nur sehr gering zur Absenkung der Temperatur beitragen. Den größten Effekt hat die Steigerung der inerten Masse und die damit einhergehende Absenkung der Sauerstoffkonzentration, wodurch der Luftbedarf erhöht wird, wie in Abbildung 9 dargestellt.

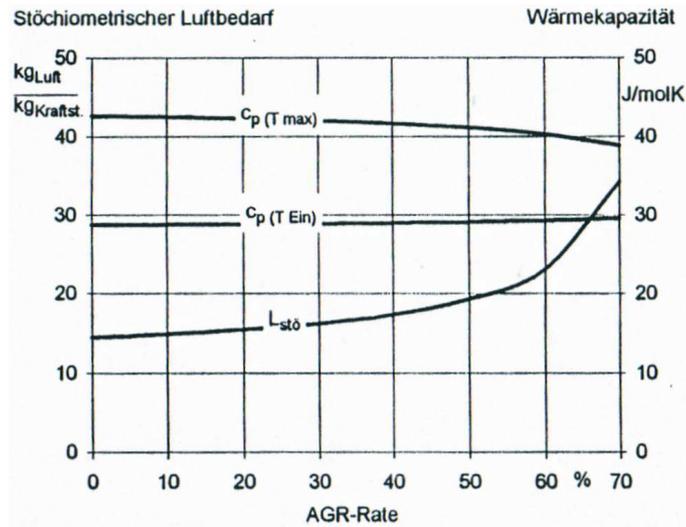


Abbildung 9: Abhängigkeit des stöchiometrischen Luftbedarfs und der spezifischen Wärmekapazität von der AGR-Rate bei konstanter Einlasstemperatur [43]

Die zur Umsetzung des Kraftstoffes benötigte Menge an Sauerstoff bleibt konstant. Durch den geringeren Sauerstoffgehalt in der Ladung muss somit mehr Ladungsmasse durch die Flamme transportiert werden, damit der Sauerstoffbedarf gedeckt wird. Damit muss mehr Ladungsmasse erwärmt werden, wodurch bei gleichbleibender eingebrachter Energiemenge, die Spitzentemperatur gesenkt wird. Da die Bildung von NO exponentiell von der Temperatur abhängt, wird damit die Bildungsrate von NO drastisch gesenkt [41].

Das sich ergebende Potential zur Stickoxidabsenkung durch die Senkung der Sauerstoffkonzentration, ist in Abbildung 10 dargestellt.

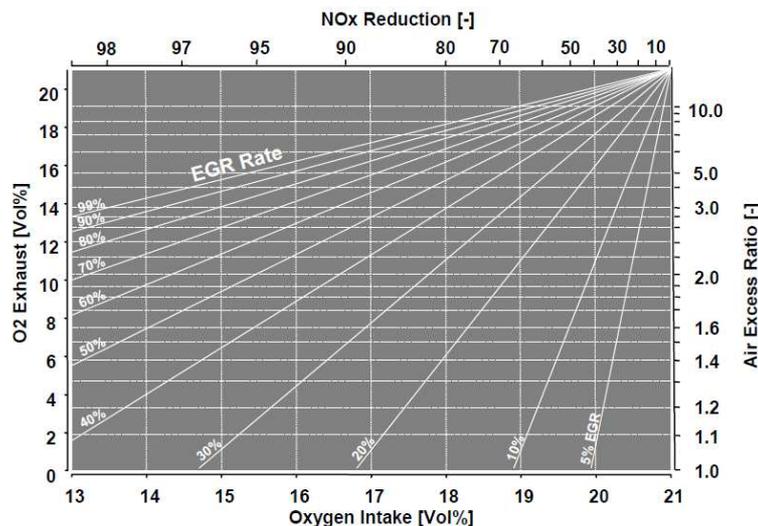


Abbildung 10: Lambda-AGR-Rate-O₂-Konzentration-NO_x Korrelation [45]

Eine Reduktion der Stickstoffdioxidemissionen von 7.5 auf 1.5 g/kWh, entspricht 80 Prozent. Für eine Absenkung von 80 Prozent, ist bei einem Luftverhältnis von 2 eine

Abgasrückführrate von 28 Prozent notwendig. Wird das Luftverhältnis auf 2.2 angehoben, sind für dieselbe Reduktion schon 33 Prozent notwendig.

2.3.2 Verdichtungsverhältnis

In Abbildung 11 ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors für verschiedene Luft- und Verdichtungsverhältnisse aufgetragen. Es ist ersichtlich, dass es für ein gegebenes Luftverhältnis zu einer Steigerung des thermodynamischen Wirkungsgrades mit vergrößertem Verdichtungsverhältnis kommt.

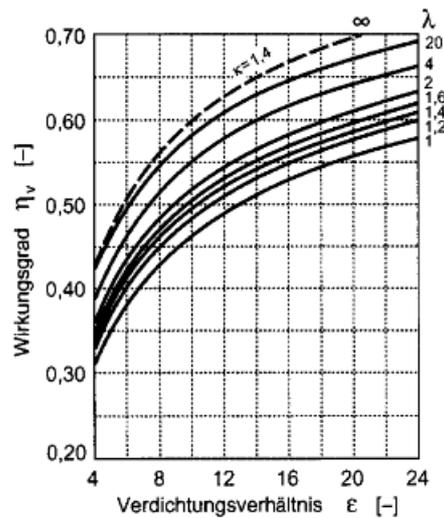


Abbildung 11: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit Gleichraumverbrennung, luftansaugend [47]

Es ist auch erkennbar, dass es bei höheren Verdichtungsverhältnissen zu einer Abflachung der Kurve kommt. Somit ist es nicht sinnvoll das Verdichtungsverhältnis beliebig zu erhöhen. Dies führt zu einem Temperatur- und Druckanstieg womit der Wärmeübergang erhöht wird. Der entstehende Wirkungsgradvorteil kann in eine Spätstellung der Verbrennung investiert werden und so zur Verminderung der Stickoxidemissionen beitragen. Ein gesteigertes Verdichtungsverhältnis führt zu kürzeren Zündverzügen durch gesteigerten Druck und höherer Temperatur zum Einspritzzeitpunkt. Verkürzte Zündverzögerungen führen zu einem verkleinerten Vormischanteil und so zu einem geringeren Verbrennungsstoß mit reduzierten Druckanstiegsraten und somit zu einer sanfteren Verbrennung mit abgesenkten Spitzentemperaturen.

Nach [30] fällt die Zylindergastemperatur in der Expansionsphase stärker ab, sodass die Verweilzeit der Verbrennungsgase bei Temperaturen über 2200 Kelvin, die für eine signifikante Stickoxidbildung unter motorischen Bedingungen notwendig sind, vermindert wird.

2.3.3 Arbeitsprozessführung nach Miller

Beim Arbeitsprozess nach Miller [50] ist der Grundgedanke die Absenkung der Prozesstemperaturen, durch die Absenkung der Temperatur am Beginn der Verdichtung. Dazu wird das Einlassventil vor dem unteren Totpunkt geschlossen, so dass die nachfolgende Expansion des geschlossenen Zylinders zu einer Absenkung der Temperatur bei Kompressionsbeginn führt.

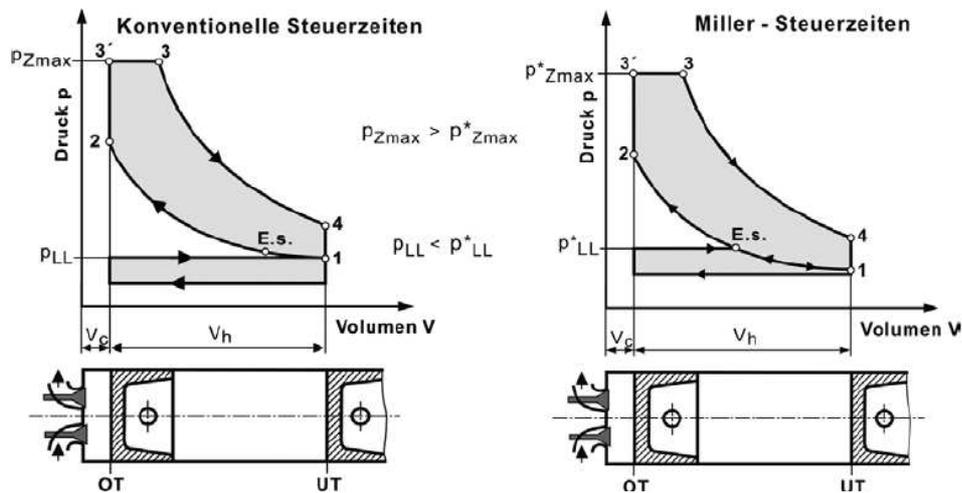


Abbildung 12: Grundprinzip des Millerverfahrens [49]

Die Fläche der Ventilhubkurve wird einerseits durch das frühe Schließen des Einlassventils und andererseits durch die, kinematisch bedingte, Reduktion des maximalen Ventilhubes reduziert. Davon ausgehend nimmt die Ladungsmasse bei gleichbleibendem Ladedruck ab. Dies führt entweder bei konstantem Luftverhältnis zu einer Reduktion der Leistung, oder das Luftverhältnis wird bei konstanter Leistung fallen. Da beide Varianten nicht akzeptabel sind, muss die verringerte Ladungsmasse durch eine Steigerung des Ladedrucks ausgeglichen werden. Die notwendige Erhöhung des Ladedrucks ist proportional dem reduzierten Verdichtungsverhältnis, bedingt durch das frühe Schließen des Einlassventils.

In [12] betrachten die Autoren den Millerprozess als eine Aufteilung der Kompressionsarbeit zwischen Zylinder und Lader, wodurch eine zwischengeschaltete Kühlung möglich wird, die die Temperaturabsenkung bewirkt. Eine leistungsfähige Ladeluftkühlung ist notwendig, da der Lader immer einen schlechteren isentropen Wirkungsgrad als der Zylinder aufweist. Die Temperaturabsenkung des Millerverfahrens ist durch das Potential der Aufladegruppe beschränkt.

Durch die Temperaturabsenkung kann das Miller Verfahren zur Senkung der Stickoxidemissionen verwendet werden. Wenn die Lage der Verbrennung konstant gehalten

wird, kommt es bei der Verwendung von Miller Ventilsteuerzeiten zur Reduktion der Stickoxidemissionen.

2.3.4 Luftverhältnis

In [58] wird berichtet, dass niedrige Luftverhältnisse zu örtlichem Sauerstoffmangel führen, wodurch die Stickoxidbildung verhindert wird. Wird das Luftverhältnis gesteigert, nimmt die Sauerstoffkonzentration zu, wodurch die Stickoxidbildung angeregt wird. Wird das Maximum der Stickoxidbildung überschritten, wird durch die steigende Zylinderwandtemperatur, die erwärmt werden muss, die Temperatur und somit die Stickstoffemissionen gesenkt.

2.3.5 Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlauf für reduzierte Emissionen

Einspritzdruck

Die Erhöhung des Einspritzdruckes führt durch die verbesserte Gemischbildung zu einem verkürzten Zündverzug, welcher den Anteil der vorgemischten Verbrennung reduziert und sich so positiv auf die Stickoxidemissionen auswirkt. Wird der vorgemischte Anteil vollkommen unterdrückt, so kommt es wiederum zu einem Anstieg der Stickoxidemissionen [52].

Düsengeometrie

Bei aktuellen Dieselmotoren wird der Kraftstoff über einen zentral angeordneten Injektor direkt in den Brennraum eingebracht. An diesen kommen Mehrlochdüsen, gebräuchliche Lochanzahlen sind sieben bis zehn, zum Einsatz. Die Geometrie der Einspritzdüsen muss auf die verwendete Kolbenmuldenform, die einen großen Teil der Brennraumoberfläche ausmacht, abgestimmt sein um Anlagerungen des Kraftstoffs an den Brennraumwänden zu vermeiden. Dies ist notwendig da mit Anlagerung des Kraftstoffes an der Brennraumoberfläche eine Verschlechterung der Verbrennungseigenschaften einhergeht.

Der Durchfluss einer Einspritzdüse wird über die Spritzlochdurchmesser eingestellt. Werden die Lochdurchmesser vergrößert, sinkt die Turbulenz der Einspritzstrahlen, wodurch es zu einer Senkung der Stickoxidemissionen kommt. Der Durchfluss muss so gewählt werden, dass es durch die Vergrößerung zu keiner Verschlechterung der Rußemissionen kommt.

Brennverlaufsform

Mit aktuellen Common Rail Einspritzsystemen lassen sich mehrere Einspritzvorgänge pro Arbeitsspiel darstellen. Injektorgößen wie sie bei Großmotoren zum Einsatz kommen erlauben vier Einspritzvorgänge pro Arbeitsspiel. Damit besteht die Möglichkeit die Energieumsetzung emissionsminimierend zu gestalten. In Abbildung 13 sind Nadelhub- und Brennverläufe, sowie die Energieumsetzungen für eine Einfacheinspritzung und zwei Einspritzvorgängen, mit jeweils einer Vor- oder Nacheinspritzung dargestellt.

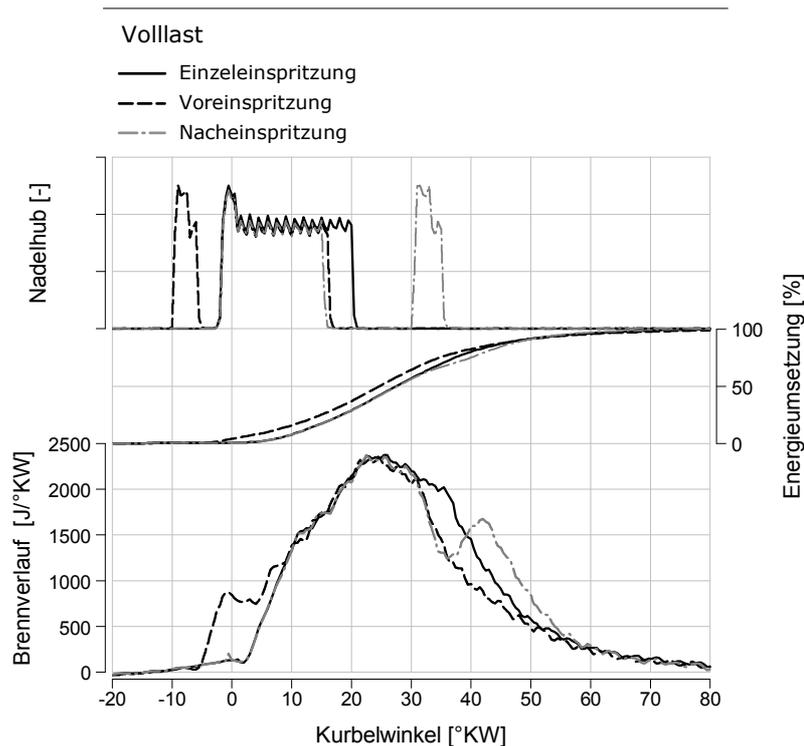


Abbildung 13: Nadelhub-, Brennverläufe und Energieumsetzung für verschiedene Einspritzstrategien

Es ist ersichtlich, dass auf die Form des Brennverlaufs über die Einspritzung Einfluss genommen werden kann. Durch die Voreinspritzung kommt der Verbrennungsschwerpunkt früher zu liegen, somit wird eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrades erreicht. Investiert man den gewonnenen Wirkungsgradvorteil in eine Spätstellung der Verbrennung lassen sich die Stickoxidemissionen senken. Gleichzeitig führt die Voreinspritzung zu Verschlechterungen bei den Rußemissionen [44]. Die Autoren begründen dies durch die Einspritzung in eine verbrannte Zone, begründet durch die Voreinspritzung. Zusätzlich verstärkt wird dieser Effekt durch die geringe Sauerstoffkonzentration, bedingt durch die Abgasrückführung.

Die Nacheinspritzung hat keine negativen Auswirkungen auf die Stickoxidemissionen.

2.4 Innermotorische Maßnahmen zur Reduktion der Partikelemission

Als Partikelemissionen werden alle Bestandteile des Abgases bezeichnet, die sich auf einem definierten Teflonfilter absetzen, über den das verdünnte Abgas das maximal 324.85 Kelvin bzw. 51.7 Grad Celsius haben darf, geleitet wird. Die Partikelemission wird durch Differenzbildung der Filtergewichte vor und nach der Beladung ermittelt. Diese Ablagerungen bestehen aus elementarem Kohlenstoff, der als Russ bezeichnet wird, und daran angelagerten Kohlenwasserstoffen und Aschen aus Schmieröl- und Kraftstoffrückständen. Die Zusammensetzung variiert über die Last, wie Abbildung 14 zeigt. Dort sind die Anteile der unlöslichen Bestandteile und die Anteile der löslichen Bestandteile nach ihrer Herkunft, Kraftstoff oder Schmieröl, an den Gesamtpartikelemissionen aufgetragen.

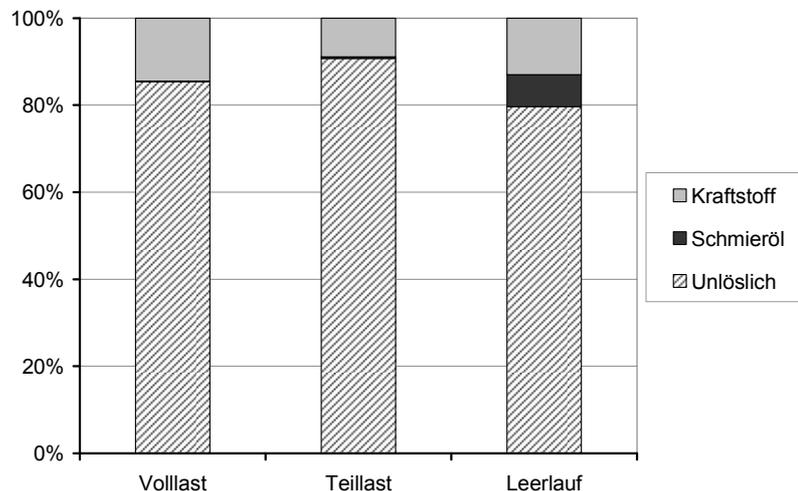


Abbildung 14: Zusammensetzung Partikelemissionen eines Einzylinderforschungsmotors für verschiedene Lastpunkte, Emissionsniveau nach US EPA TIER 2

Polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) als Russvorgängersubstanz

In den fetten Zonen der Verbrennung werden höhere Kohlenwasserstoffanteile gemessen, obwohl Druck und Temperatur hoch und die Aufenthaltszeit lang genug ist, so dass der Kraftstoff vollständig umgesetzt werden müsste [28]. Diese entstehen durch Reduktion des Kraftstoffes zu C_1 und C_2 Verbindungen. Alkene, Dialken und Alkine und deren Radikale sind von besonderer Bedeutung [24]. Ethin (C_2H_2) reagiert mit CH oder CH_2 zu C_3H_3 , das durch Rekombination und Umlagerung, den ersten Ring bilden kann [28]. Diesen Vorgang beschreibt Abbildung 15.

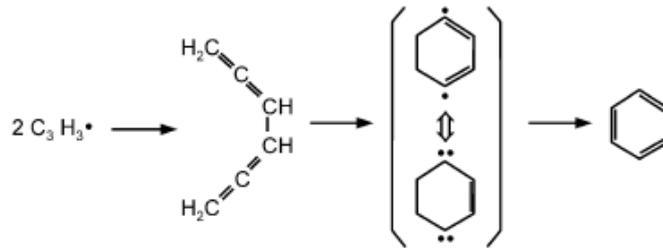


Abbildung 15: erste Ringbildung durch Kombination und Umlagerung [31]

In weiterer Folge werden polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe durch Anlagerung von C_2H_2 und der Abspaltung von H-Atomen gebildet.

Russentstehung

Die Vorgänge der Russentstehung sind bis heute noch nicht im Detail erklärt. In der Literatur werden häufig zwei Thesen erwähnt. Einerseits der Mechanismus über Ionen, auch Elementarkohlenstofftheorie genannt und die weitverbreitete Theorie des Mechanismus über die Ehtinpyrolyse. Prinzipiell ist die Russbildung abhängig von Temperatur, Luftverhältnis und dem C/H-Verhältnis des Kraftstoffes [32] [33].

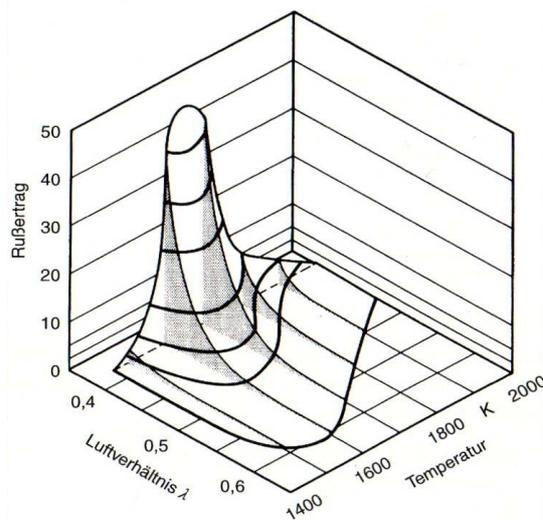


Abbildung 16: Russertag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [33]

Es ist ersichtlich, dass Russ unterhalb eines Luftverhältnisses von 0.6 und bei Temperaturen über 1450 Kelvin gebildet wird. Ein Maximum wird bei 1600 Kelvin erreicht.

Russbildung über den Mechanismus der Ionen

Diese Theorie geht davon aus, dass über $C_3H_3^+$ -Ionen polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe gebildet werden und an diese dann Kohlenwasserstoffe angelagert werden [34].

Russbildung über des Mechanismus der Ehtinpyrolyse

Diese Theorie, in Abbildung 17 dargestellt, geht davon aus, dass polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe als Keime dienen und dass diese mit anderen, zu größeren PAKs reagieren. An diesen Russkernen legen sich durch Reaktion mit der Umgebung, Moleküle aus der Gasphase an, womit es zu Oberflächenwachstum bei kommt bei gleichzeitiger Reduktion des Wasserstoffgehalts. Dabei geht man davon aus, dass das Oberflächenwachstum zu einem großen Teil über Ethinmoleküle, über Kondensation von PAK und das Haftenbleiben von Sulfaten, stattfindet [36]. Das Russmassenwachstum ist nach Abschluss der Keimbildung hauptsächlich vom Oberflächenwachstum abhängig [37]. Im Anschluss kommt es zur Koagulation von Russteilchen. Davon wird gesprochen, wenn zwei sphärische Teilchen kollidieren und ein größeres, wiederum sphärisches Teilchen bilden. Dabei bleibt die Masse konstant, aber die Anzahl sinkt.

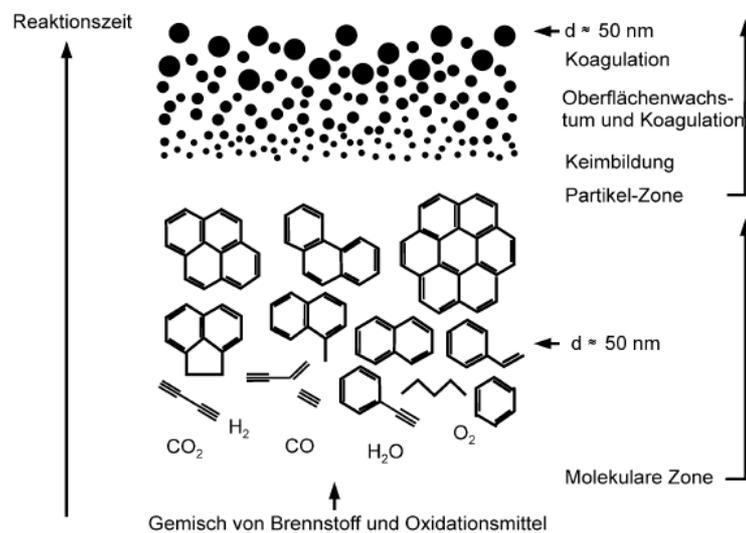


Abbildung 17: Schematischer Russbildungsweg [35]

Gegen Ende der Russbildung, kommt es zu Wachstum der Russpartikel durch Agglomeration. Dabei kommt es zum Zusammenschluss von Russpartikel, die dabei ihre Form beibehalten. Die durch Agglomeration gebildeten Partikel nennt man Russprimärteilchen und diese bilden oft verzweigte, kettenförmige Strukturen [36].

Neben der Bildung von Russ, kann es während der zuvor beschriebenen Prozesse, zur Oxidation von Russ durch Sauerstoff und OH-Radikale kommen. In Abbildung 18 ist ein Russkonzentrationsverlauf über den Kurbelwinkel aufgetragen.

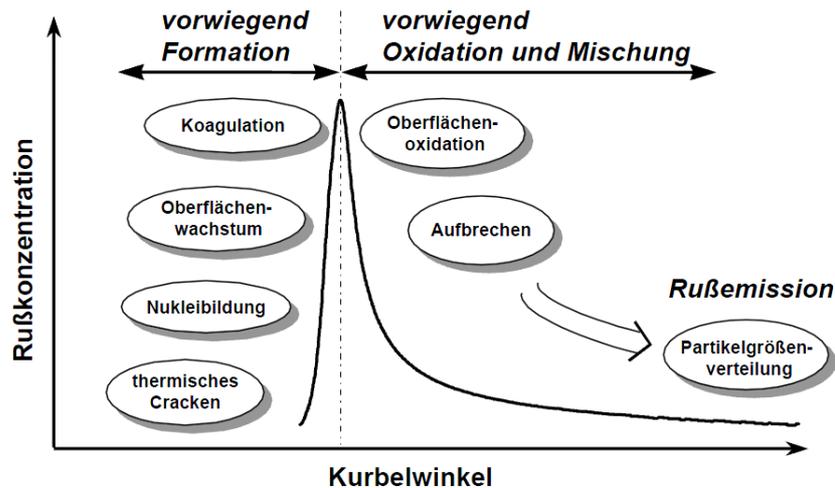


Abbildung 18: Rußbildung und Russoxidation im Dieselmotor [37]

Es ist ersichtlich, dass nur ein sehr kleiner Teil des gebildeten Rußes den Brennraum verlässt. Somit sind die Partikelemissionen neben der Formation, stark von der Oxidation abhängig.

2.4.1 Abgasrückführung

Die Russentstehung hängt maßgeblich vom Luftverhältnis, somit von der Sauerstoffkonzentration und der Temperatur ab. Die Absenkung der Sauerstoffkonzentration und der Temperatur steigert die Partikelemission. Diese wird durch die Nachoxidation des Rußes während der zweiten Phase der Verbrennung bestimmt. Diese Nachoxidation wird maßgeblich durch den Sauerstoffgehalt im Brennraum während dieser Phase bestimmt [41]. Nach [44] übt die Temperatur einen geringen Einfluss auf die Russbildung aus, diese wird in erster Linie von der Sauerstoffkonzentration beeinflusst. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die verminderte Sauerstoffkonzentration die Russbildung fördert und die Russoxidation behindert wird. Zusätzlich wird durch die Temperaturabsenkung Russoxidation verschlechtert. Aus diesem Umstand heraus, muss also die Russformation verringert werden um auch bei Verbrennungskonzepten mit Abgasrückführung ansprechende Russwerte zu erhalten. Dies muss durch eine Verbesserung der Einspritzung, der Gemischbildung und -aufbereitung erfolgen. Gleichzeitig muss eine Verbesserung der Nachoxidationsbedingungen erfolgen.

2.4.2 Verdichtungsverhältnis

Da im Rahmen dieser Arbeit Abgasrückführung zum Einsatz kommt, kann der Umkehrschluss zu dem in Kapitel 2.3.2 daraus gezogen werden. Das heißt, dass sich eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses durch den verlängerten Zündverzug, der einen vergrößerten Vormischanteil zur Folge hat, positiv auf die Russ- bzw. Partikel-

emissionen auswirkt. Die dadurch steigenden Stickoxidemissionen können durch Erhöhung der Abgasrückführrate kompensiert werden.

In [48] kommen die Autoren zum Schluss, dass bei gesteigertem Verdichtungsverhältnis, aufgrund der höheren Kompressionstemperatur, die Temperatur in den Flammzonen erhöht ist. Somit führt dies in der Anfangsphase zu einer beschleunigten Russbildung. Zusammen mit dem im vorigen Abschnitt getätigten Schluss, dass die Russformation bei einem AGR-Brennverfahren verringert werden muss, legt eine Untersuchung, ob die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zielführend ist, nahe.

In [57] wurde bei einem direkt einspritzenden PKW Motor das Verdichtungsverhältnis um zwei Einheiten abgesenkt. Durch die günstigere Brennraumgeometrie mit größeren freien Strahllängen wurde eine Reduktion des NO_x-PM Trade Off um etwa 50 Prozent erreicht.

2.4.3 Arbeitsprozessführung nach Miller

Die Verwendung von Miller Steuerzeiten hat negativen Einfluss auf die Partikelemission. Einerseits, durch die reduzierte Brennraumtemperatur verschlechterten Oxidationsbedingungen [51] und andererseits durch den gesenkten Verdichtungsenddruck, der eine Reduktion des Sauerstoffpartialdrucks bewirkt. Wenn beim Einsatz von Miller Steuerzeiten, es durch die Anhebung des Ladedrucks gelingt das Luftverhältnis konstant zu halten, so sind hinsichtlich der Partikelemission nur sehr geringe Nachteile zu erwarten. Wird die in 2.3.3 angesprochen Möglichkeit zur Frühstellung der Verbrennung ausgenutzt, so entsteht neben dem Kraftstoffverbrauchsvorteil eine Verbesserung in den Russemissionen, da durch die steigenden Brennraumtemperaturen die Russoxidationsbedingungen verbessert werden.

2.4.4 Luftverhältnis

Ein gesteigerter Ladedruck bewirkt zum Einspritzzeitpunkt einen höheren Gegendruck. Dies bewirkt eine bessere Aufbereitung der Kraftstoffstrahlen und führt neben dem erhöhten Sauerstoffpartialdruck, zu Verbesserungen hinsichtlich Russemissionen. Nach [57] ist gerade bei Brennverfahren mit Abgasrückführung nach einem hohen Luftverhältnis zu trachten, da der dramatische Anstieg der Russemissionen erst bei höheren Abgasrückführraten eintritt.

Höhere Luftverhältnisse im AGR-Betrieb bedeuten gesteigerte AGR-Raten. Für konstante Stickoxidemissionen muss die Sauerstoffkonzentration, bei gleichbleibender Stickoxidbildung, auf das Ausgangsniveau gesenkt werden. Der Vorteil der sich ergibt, ist der höhere Sauerstoffpartialdruck, der sich positiv auf die Russbildung auswirkt.

In Abbildung 19 ist eine Variation des Ladedrucks, bei einem Volllastpunkt bei der mittleren Drehzahl eines Nutzfahrzeugmotors, bei konstanten spezifischen Stickoxidemissionen dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Rauchzahl, trotz der notwendigerweise gesteigerten Abgasrückführrate, mit steigendem Ladedruck sinkt. Gleichzeitig kommt es zu einer Verbrauchsverbesserung von 4 g/kWh.

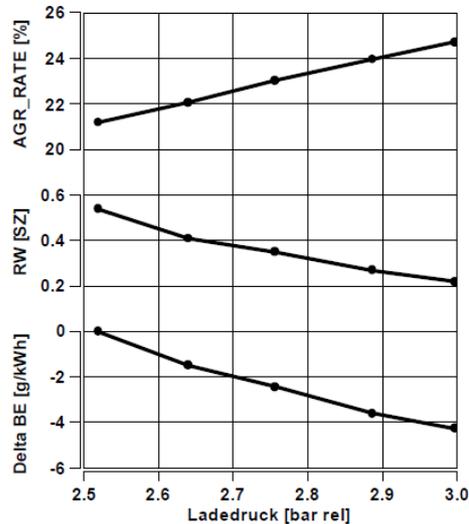


Abbildung 19: Ladedruckvariation mit konstanten spezifischen Stickoxidemissionen von 1.8 g/kWh [59]

2.4.5 Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlaufs für reduzierte Emissionen

Einspritzdruck

In [53] kommen die Verfasser zum Schluss, dass die gesamte gebildete Russmenge bei gesteigertem Einspritzdruck abnimmt, obwohl die Russbildung durch die Erhöhung des Einspritzdruckes intensiviert wird. Daher ist davon auszugehen, dass die Reduktion der Russmenge auf die verbesserten Oxidationsbedingungen zurückzuführen ist.

In [54] wird davon ausgegangen, dass ab einer bestimmten Abgasrückführrate die Turbulenz nicht mehr ausreicht, um den noch vorhandenen Sauerstoff genügend schnell mit den Russpartikeln zu mischen. Somit liegt der Schluss nahe, dass nach möglichst hohem Einspritzdruck getrachtet werden muss, um die Turbulenz des Einspritzvorganges zu erhöhen und so die Russoxidationsbedingungen zu verbessern. In Abbildung 20 ist die positive Auswirkung einer Einspritzdruckerhöhung auf die Partikelemissionen dargestellt.

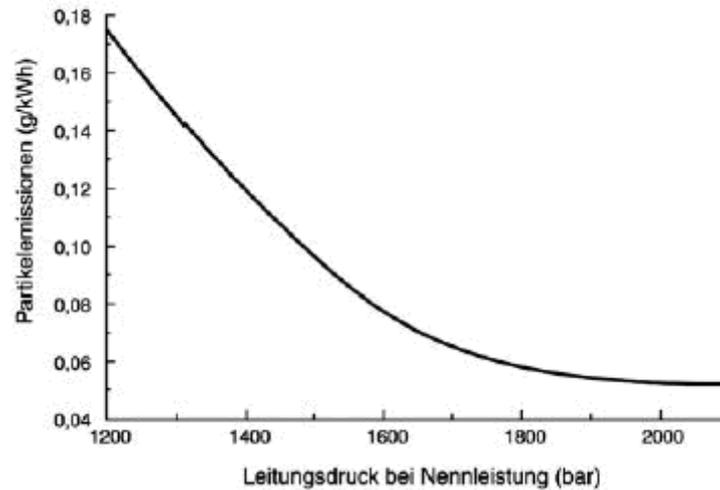


Abbildung 20: Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Einspritzdruck [55]

Düsengeometrie

Verkleinerte Lochdurchmesser führen zur Erhöhung der Turbulenz der Einspritzstrahlen. Somit ergibt sich ein positiver Einfluss auf die Partikelemissionen. Die Anzahl der Spritzlöcher muss so gewählt werden, dass eine optimale Nutzung des im Brennraum vorhandenen Sauerstoffs, gewährleistet wird. Dazu muss auch das Drallniveau beachtet werden, wie Abbildung 21 zeigt. Darin ist eine CFD Simulation einer Drallvariation dargestellt. Es ist ersichtlich, dass bei dem mittleren Drallniveau von 1.5 es zur besten Luftausnutzung der drei Varianten kommt. Bei dem hohen Drallniveau von 2.7 kommt es zur Kollision der Flammkeulen, was einen Anstieg der Russemissionen bedeutet. Daraus lässt sich der Schluss ableiten, dass mit steigendem Drallniveau die Lochanzahl der Einspritzdüse reduziert werden muss.

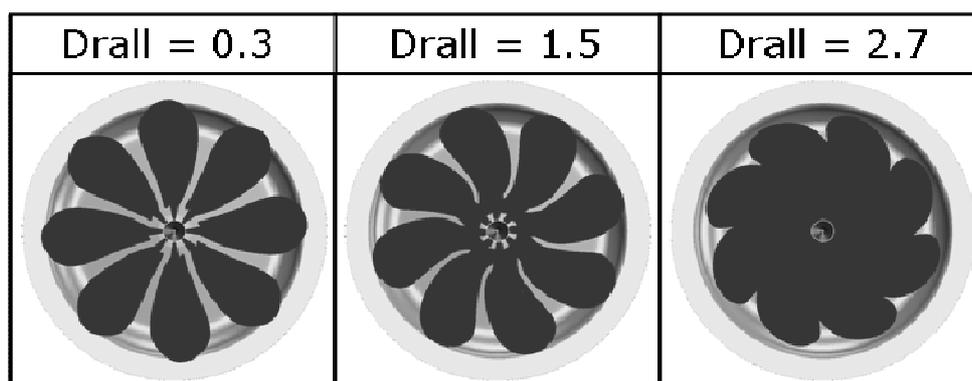


Abbildung 21: Ergebnisse einer Drallvariation CFD Simulation [44]

Zusammenfassend muss gesagt werden, dass die Einspritzdüse einen sehr großen Einfluss auf das Emissionsverhalten eines Dieselmotors hat. Somit ist eine genaue Abstimmung dieser, auf das System Brennraum, vor allem auf die Kolbenmuldenform, erforderlich.

Brennverlaufsform

Bei der Verwendung einer Nacheinspritzung kommt es mit dem Ende der Haupteinspritzung zu einem Abfall der Brennrate, wie in Abbildung 13 dargestellt. Die mit der Nacheinspritzung eingebrachte Energiemenge, führt im späteren Teil des Brennverlaufs, zu einer Steigerung der Umsatzrate, die die Russoxidationsbedingungen verbessert und so die Russemissionen senkt. In [56] gelangen die Autoren zu dem Schluss, dass eine direkt nachgelagerte Einspritzung, unter Beibehaltung der restlichen Emissionswerte, die Russwerte um bis zu 30 Prozent senkt. Dies wird durch die verbesserte Sauerstoffzufuhr durch die Einspritzunterbrechung und den verbesserten Russoxidationsbedingungen begründet.

2.5 Einfluss der innermotorischen Maßnahmen auf den Wirkungsgrad

In diesem Abschnitt werden die Auswirkungen der zuvor angeführten Maßnahmen auf den Wirkungsgrad dargestellt. Dies ist notwendig, da der Kraftstoffverbrauch ein zentraler Treiber der Entwicklung ist und die Anwendung der Maßnahmen verbrauchsneutral erfolgen soll.

2.5.1 Abgasrückführung

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist nach [47] in Formel (11) definiert.

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (11)$$

Es ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad bei gegebenem Verdichtungsverhältnis nur vom Isentropenexponenten κ abhängt. Wird Abgas rückgeführt steigt die spezifische Wärmekapazität der Ladung und somit sinkt der Isentropenexponent [47]. Damit kommt es zu einer Senkung des Wirkungsgrads des vollkommenen Motors.

In [42] führte der Autor eine Verlustteilung für eine AGR-Variation im Volllastpunkt eines mittelschnelllaufenden Dieselmotors nach Pischinger durch, deren Ergebnisse in Abbildung 22 dargestellt sind.

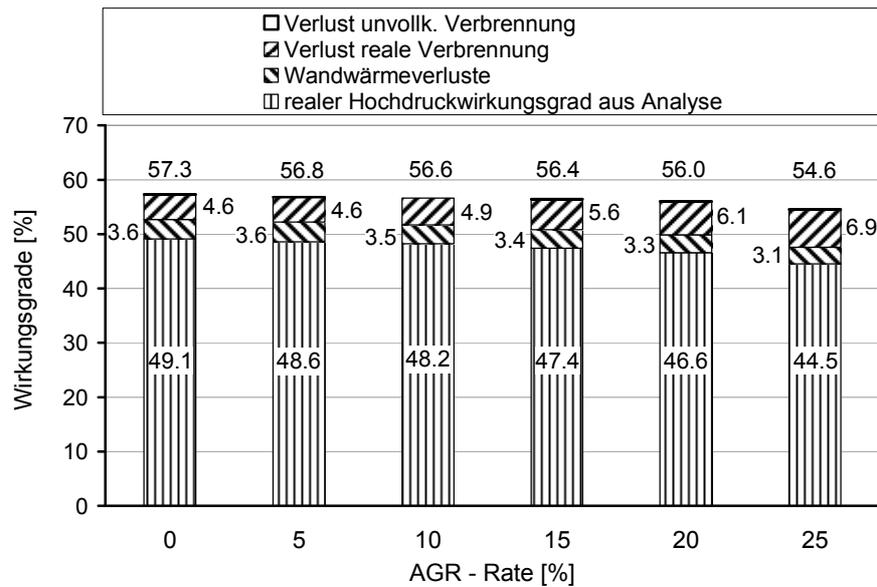


Abbildung 22: Verlustteilung AGR Variation; Seiliger Prozess mit 200 bar Spitzendruck-limit

Es ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit steigender AGR-Rate um 2.7 Prozentpunkte sinkt. Die Verluste der realen Verbrennung sinken um 2.3 Prozentpunkte, da durch das rückgeführte Abgas die Verbrennung verlangsamt wird. Die Wandwärmeverluste werden um 0.5 Prozentpunkte verringert, da mit AGR der Spitzendruck und die Temperatur sinken. Die Steigerung der Verluste können durch eine Frühstellung der Verbrennung ausgeglichen werden. Somit kann der Verbrauchsachteil zumindest teilweise kompensiert werden. Gegenüber Motoren ohne Abgasrückführung kann der Verbrauch reduziert werden, da frühere Verbrennungsschwerpunktslagen eingestellt werden können. Dies ist möglich, da hinsichtlich des Einspritzzeitpunktes nicht auf einen Stickoxidgrenzwert Rücksicht genommen werden muss, sondern die Möglichkeit besteht die Stickoxidemissionen über die AGR-Rate einzustellen.

2.5.2 Verdichtungsverhältnis

Wie in Abbildung 11 dargestellt, ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei gegebenem Luftverhältnis und Isentropenexponent nur vom Verdichtungsverhältnis abhängig. Es ist ersichtlich, dass es zu einer Abflachung der Kurven bei höheren Verdichtungsverhältnissen kommt. Somit ist ein zu hohes Verdichtungsverhältnis nicht sinnvoll, da es mit der Anhebung zu einer überproportionalen Steigerung des Wärmeübergangs aufgrund des gesteigerten Druck- und Temperaturniveau kommt. Dadurch kann es sinnvoll sein das Verdichtungsverhältnis abzusenken, wodurch der Spitzendruck der Verbrennung sinkt. Die entstandene Differenz zwischen dem Spitzendruck-limit des Motors und dem maximalen Verbrennungsenddruck kann in eine Frühstellung

der Verbrennung investiert werden. So kann eine thermodynamisch günstige Schwerpunktslage der Verbrennung erreicht werden. Dadurch sinkt der Verlust der realen Verbrennung, wodurch die Verringerung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors durch die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, ausgeglichen werden kann.

2.5.3 Arbeitsprozessführung nach Miller

Durch die temperaturabsenkende Wirkung werden beim Einsatz von Millersteuerzeiten die Stickoxidemissionen reduziert. Dadurch ist es möglich, denn Vorteil der geringeren NO_x Emission in eine Frühstellung der Verbrennung zu investieren, bis die Stickoxidemissionen wieder auf dem Ausgangsniveau sind. Somit wird ein Kraftstoffverbrauchsvorteil gegenüber der Standardsteuerzeit generiert. Für den Dieselmotor mit Abgasrückführung bedeutet das, dass man mit dem Millerverfahren entweder die AGR-Rate reduzieren kann oder bei konstanter AGR-Rate und konstanten Stickoxidemissionen wiederum durch die mögliche Frühstellung, ein Verbrauchsvorteil erreicht werden kann.

2.5.4 Luftverhältnis

Das Luftverhältnis ist für Emissionen und Wirkungsgrad essentiell und wird durch die Leistungsfähigkeit der Aufladegruppe maßgeblich bestimmt. Der Einfluss des Luftverhältnisses auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ist in Abbildung 11 dargestellt.

Es ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, bei gegebenem Verdichtungsverhältnis und Isentropenexponent, nur vom Luftverhältnis abhängt. In [57] gehen die Autoren auf die Senkung des Isentropenexponenten durch Abgasrückführung ein. Deshalb wird ein hoher Luftüberschuss gefordert, der als Basis für einen hohen Prozesswirkungsgrad dient.

Außerdem beeinflusst der gesteigerte Ladedruck den indizierten Wirkungsgrad des Hochdruckprozesses, da die Ausbrennzeit verkürzt wird [30].

2.5.5 Abstimmung der Einspritzung und des Brennverlaufs für reduzierte Emissionen

Einspritzdruck

Ein gesteigerter Einspritzdruck führt zu kürzeren Brenndauern und somit zur Steigerung des indizierten Wirkungsgrades, da sich eine frühere Schwerpunktslage einstellt. Gleichzeitig bewirkt die Erhöhung des Einspritzdrucks eine Steigerung der Stickoxid-

emissionen. Dieser Umstand kann entweder durch eine Spätstellung der Verbrennung oder durch eine Erhöhung der AGR-Rate ausgeglichen werden.

Düsengeometrie

Bei der Verbrennungsentwicklung mit Abgasrückführung ist man bestrebt Düsen mit geringen Durchflüssen zu verwenden, um die Gemischbildung zu verbessern. Aber eine beliebige Verkleinerung des Düsendurchflusses ist nicht möglich, da dadurch die Einspritzdauer verlängert wird. Dies führt zu einer Verlängerung der Verbrennung wodurch der Wirkungsgrad verschlechtert wird.

2.6 Schlussfolgerung und Ableitung eines Niedrigemissionsverbrennungskonzeptes

In diesem Abschnitt soll basierend auf den vorangegangenen Erkenntnissen ein Niedrigemissionskonzept abgeleitet werden.

Aktuelle Lokomotivmotoren haben auch ohne Abgasrückführung Russprobleme in der Teillast. Diese Problematik wird bei den derzeitigen Verbrennungskonzepten durch den Einsatz von Abgasrückführung dramatisch verschärft. Somit ist eine Verbesserung des Teillastverhaltens hinsichtlich Emissionen gefordert, ohne die Eigenschaften in der Vollast zu verschlechtern.

Die grundsätzliche Wirkungsweise der Abgasrückführung beruht auf dem Effekt der Ladungsverdünnung, welche einen Großteil der Temperaturabsenkung und gleichzeitig die Senkung der Sauerstoffkonzentration und somit des Sauerstoffpartialdruckes bewirkt. Damit kommt es zu einer Verschlechterung der Russoxidationsbedingungen, die nach [41] die Russemissionen maßgeblich bestimmen. Eine Frühstellung der Verbrennung führt zu gesteigerten Temperaturen, wodurch die Russoxidationsbedingungen verbessert werden. Gleichzeitig kann dadurch der Wirkungsgrad gesteigert werden und so der Einsatz von Abgasrückführung zumindest teilweise kompensiert werden.

Ein anderer Weg ist die Verbesserung der Gemischaufbereitung. Erreicht wird dies durch die Verlängerung des Zündverzugs, welche durch eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses erfolgt. Der vergrößerte Vormischanteil führt zu einer Reduktion der Russemissionen, bedingt durch die verbesserte Gemischaufbereitung. Die Autoren von [48] kommen zum Schluss, dass ein gesteigertes Verdichtungsverhältnis zu einer schnelleren Russbildung führt. Wird der Umkehrschluss getätigt, kommt es bei der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zur Verminderung der Russformation. Der Wirkungsgradnachteil durch Absenkung des Verdichtungsverhältnisses kann durch eine Frühstellung der Verbrennung zumindest teilweise ausgeglichen werden.

Durch den Einsatz von Millersteuerzeiten kommt es zu einer Temperaturabsenkung, welche die Stickoxidemissionen senkt und den Zündverzug verlängert. Die Vergrößerung des Vormischanteiles führt zu einer Verbesserung der Russemissionen. Wenn es gelingt, das Luftverhältnis trotz Verwendung einer Millersteuerzeit konstant zu halten, kann es durch die mögliche Frühstellung der Verbrennung zu einer Verbesserung der Russemissionen kommen.

Ein gesteigertes Luftverhältnis führt zu einem gesteigerten Sauerstoffpartialdruck wodurch die Russformation verringert wird. Gleichzeitig wird durch ein gesteigertes Luftverhältnis die Stickoxidbildung gesteigert. Dies kann aber durch eine Erhöhung der AGR-Rate ausgeglichen werden, wodurch wieder der Zündverzug verlängert wird.

Der Einspritzzeitpunkt wird in der Vollast so gewählt, dass das Spitzendrucklimit vollständig ausgenutzt wird. Auch in der Teillast wird nach einem sehr frühen Einspritzzeitpunkt getrachtet, da dies mehrere Vorteile aufweist. Einerseits wird durch die Frühstellung der Wirkungsgrad gesteigert, andererseits werden dadurch die NO_x Emissionen erhöht. Dies bedingt eine Steigerung der AGR-Rate, welche wiederum zur Verlängerung des Zündverzuges beiträgt. Ein weiterer Vorteil der frühen Einspritzung ist das niedrigere Druck- und Temperaturniveau zum Zeitpunkt des Einspritzbeginns. Dieser Umstand hat wiederum positive Auswirkungen auf den Zündverzug.

Ein hoher Einspritzdruck führt zu einer schnelleren Durchmischung der Zylinderladung, wodurch die Russemission verbessert wird. Desweiteren wird dadurch eine frühe Verbrennungslage erreicht, wodurch der Wirkungsgrad steigt. Gleichzeitig kommt es zu einer Steigerung der Stickoxidemission, welche wiederum durch eine Erhöhung der AGR-Rate ausgeglichen werden muss. Die gesteigerte AGR-Rate wird zu einer Verlängerung des Zündverzuges führen. Durch die Erhöhung des Einspritzdrucks wird der Zündverzug verkürzt, sodass die Steigerung des Einspritzdruckes sich neutral auf den Zündverzug verhält.

Der Durchfluss der Einspritzdüse muss so gewählt werden, dass eine verringerte Russformation in der Teillast ohne Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs in der Vollast erreicht wird.

Durch die Applikation einer Nacheinspritzung werden die Russoxidationsbedingungen verbrauchsneutral verbessert.

Zusammenfassend ist zu sagen, dass mit dem Maßnahmenpaket aus

- Absenkung des Verdichtungsverhältnisses
- Verwendung einer Millersteuerzeit und
- Frühem Einspritzzeitpunkt

eine Vergrößerung des Vormischanteils in der Vollast erreicht werden soll. In der Teillast wird durch diese Maßnahmen eine Teilhomogenisierung des Gemisches angestrebt. Erreicht werden soll dies durch die Verlängerung des Zündverzugs.

Die Maßnahmen

- Steigerung des Luftverhältnisses,
- Hoher Einspritzdruck und
- Nacheinspritzung

werden gesetzt um die Russformation zu senken und die Russoxidationsbedingungen zu verbessern. Gleichzeitig darf sich der Zündverzug nicht oder nur im geringen Ausmaß verkleinern.

Prinzipiell werden Schritte gesetzt die sich positiv auf die Russemissionen bzw. die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens und auf den Kraftstoffverbrauch auswirken. Auf die Auswirkung der gesetzten Maßnahmen auf die Stickoxidemissionen wird keine Rücksicht genommen, denn diese werden über die Abgasrückführrate eingestellt.

3. Eingesetzte Entwicklungsmethodik

Bei der Entwicklung eines Brennverfahrens mit Abgasrückführung handelt es sich in erster Linie um eine Optimierung der Russ- bzw. Partikelemissionen. Um verlässliche Aussagen über das Partikelemissionsverhalten einer Hardware- oder einer Parametervariation zu erhalten, sind experimentelle Untersuchungen notwendig, da die Vorausberechnung von Russemissionen noch problembehaftet ist. Zielführend ist es, die notwendigen Experimente an einem Einzylinderforschungsmotor (SCE) durchzuführen. Der Hauptvorteil der Verwendung von Einzylinderforschungsmotoren in der Verbrennungsentwicklung gegenüber der Entwicklung am Vollmotor ist die Kostenersparnis. Desweiteren kann durch die verkürzte Umrüstzeit rasch auf geänderte Entwicklungsanforderungen reagiert werden.

In Abbildung 23 ist die LEC Methodik für Verbrennungsentwicklung dargestellt.

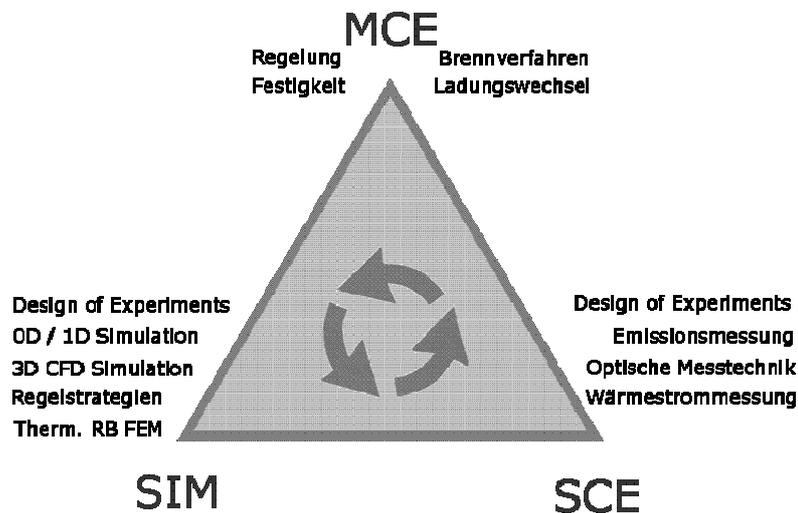


Abbildung 23: LEC Entwicklungsmethodik [45]

Nach [45] werden Simulation und experimentelle Untersuchungen am Einzylinder- und Vollmotor miteinander kombiniert. Dabei kommen sowohl 0D Motorprozessrechnung, 1D Ladungswechselrechnung und für spezielle Anwendungen 3D CFD Simulationen zum Einsatz. Die 0D und 1D Rechnungen werden zur Auslegung und Voroptimierung von wesentlichen Motorparametern, wie zum Beispiel Verdichtungsverhältnis und Ventilsteuerzeit, verwendet. 3D CFD kommt bei der Optimierung von Einspritz- und Gemischbildungsvorgängen zum Einsatz. Ein wesentlicher Vorteil der 0D und 1D Simulation ist die kurze Rechenzeit, wodurch eine große Anzahl an Parametervariationen in kurzer Zeit durchführbar ist. Bei der Anwendung dieser Methodik muss die Übertragbarkeit der Ergebnisse zwischen Einzylinder- und Vollmotor gewährleistet sein. Eine Grundbedingung ist die Gleichstellung der Zylinderladung hinsichtlich Druck, Temperatur und Zusammensetzung zu Beginn des Hochdruckprozesses. Diese Übereinstim-

mung wird durch eine iterative Bestimmung der Randbedingungen mithilfe der 0D und 1D Simulation gewährleistet.

Die Vorgehensweise bei den experimentellen Untersuchungen, ausgehend vom Ist-Zustand und der Zieldefinition, ist in Abbildung 24 dargestellt.

Damit die am Einzylinderforschungsmotor ermittelten Ergebnisse für den Vollmotor relevant sind, muss dieser unter vorausberechneten Randbedingungen betrieben werden. Die dabei angewandte Vorgehensweise ist in Kapitel 3.2 detailliert dargestellt.

Unter Einhaltung der zuvor definierten Randbedingungen wurde das Verbrennungskonzept erarbeitet. Es wurde zuerst das Verdichtungsverhältnis, welches einen grundlegenden Einfluss auf das Brennverfahren hat, festgelegt. Erst danach wurde eine für das ausgewählte Verdichtungsverhältnis optimale Ventilsteuerzeit definiert. Am Ende der Hardwarespezifikation wurde die Einspritzdüsengeometrie festgelegt.

Bei den Hardwarevariationen wurden die zu vergleichenden Bauteile unter denselben Randbedingungen in ausgewählten Betriebspunkten vermessen. Im Anschluss wurden die ermittelten Messdaten einer Plausibilitätskontrolle unterzogen und eine Motorprozessrechnung durchgeführt. Ergab die anschließende Interpretation der Ergebnisse eine Verbesserung, so wurde der gesamte Betriebszyklus vermessen.

Mit den festgelegten Motorkomponenten wurde unter Zuhilfenahme von Design of Experiments (DoE) eine Einspritz- und Aufladestrategie entwickelt. Dazu wurde zuerst ein globales Modell erstellt. Dies lieferte die Betriebsbereiche, in denen mit Hilfe des lokalen Modells, die detaillierte Optimierung der Betriebspunkte durchgeführt wurde. Die genaue Vorgehensweise ist in Kapitel 3.3 angeführt.

Mit den ermittelten Bauteilen und Betriebsstrategien wurde eine Endvermessung durchgeführt, um die Zykluswerte von NO_x -, Partikel-, Kohlenwasserstoff- und Kohlenmonoxidemissionen und den Zyklusverbrauch zu ermitteln.

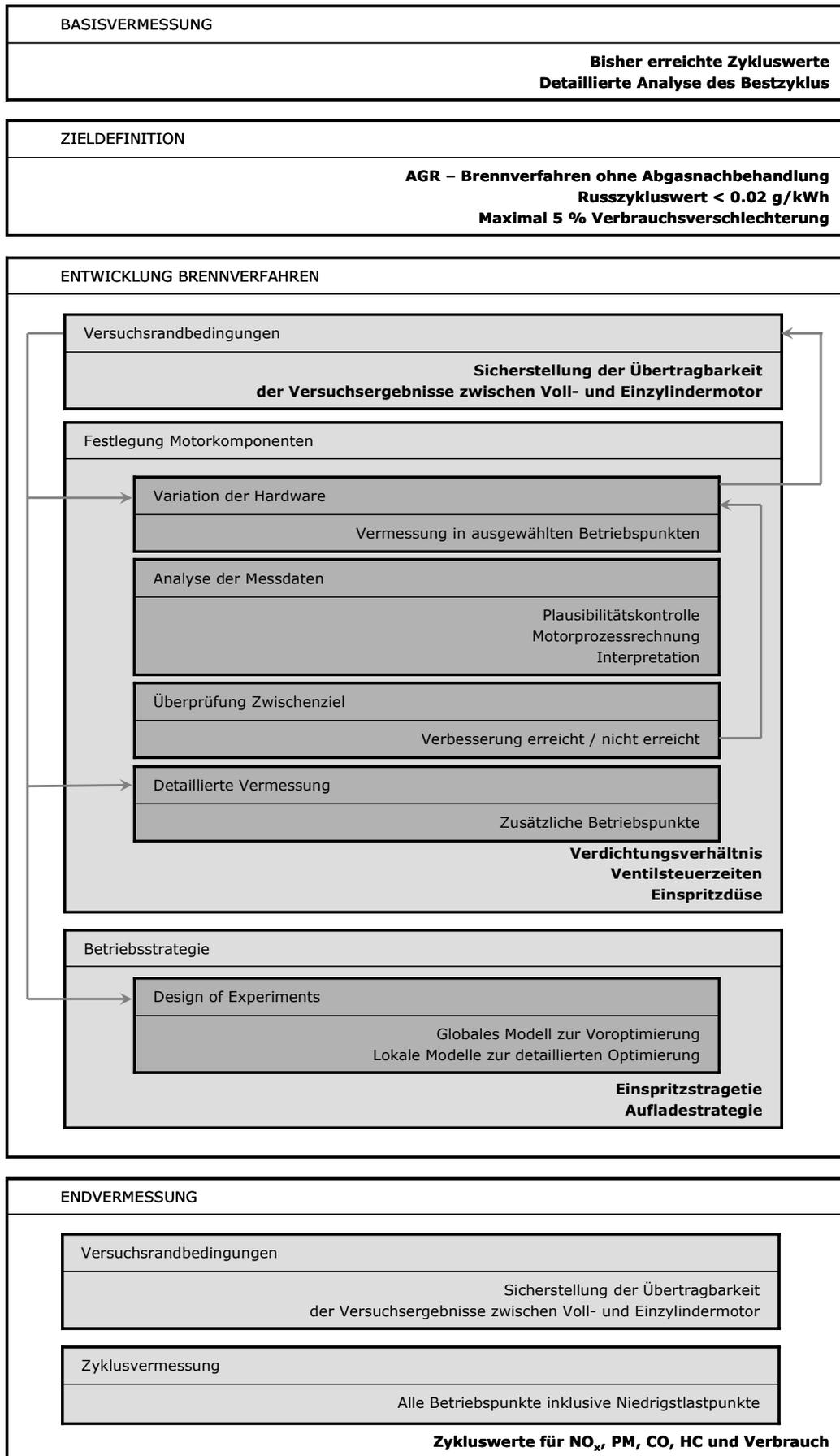


Abbildung 24: Vorgehensweise experimentelle Brennverfahrensentwicklung

3.1 Versuchsträger

Die Versuche wurden am Prüfstand 1, dargestellt in Abbildung 25, des Large Engine Competence Centers durchgeführt. In diesem Kapitel wird eine Übersicht über den Motor und für den Motor- und Messbetrieb relevanten Komponenten gegeben.

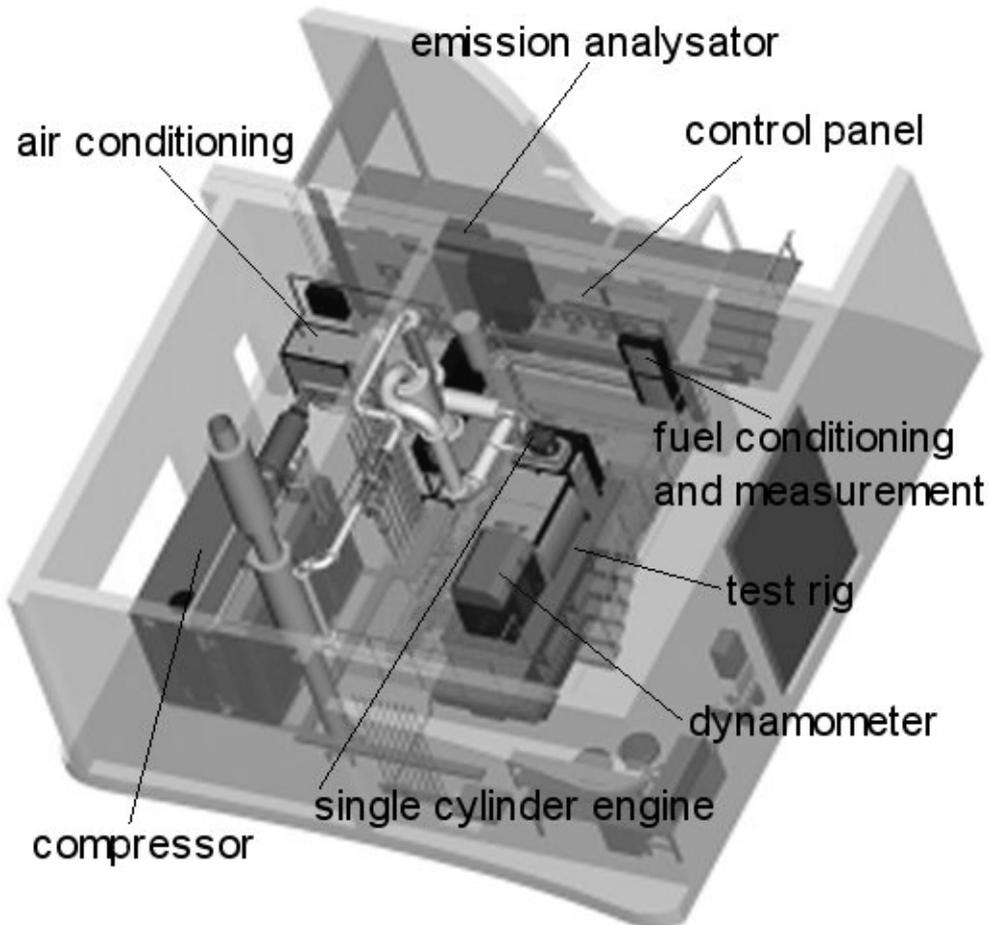


Abbildung 25: Layout Prüfstand 1 LEC

3.1.1 Vollmotor

Der Einzylinderforschungsmotor FM250 basiert auf dem Motor General Electric GEVO V12, abgebildet in Abbildung 26, der in der Lokomotive Evolution von General Electric zum Einsatz kommt. Der Motor weist eine Bohrung von 250 mm und einen Hub von 320 mm und somit einen Hubraum pro Zylinder von 15.71 dm³ auf. Gesamt wird ein Hubvolumen von 188.5 dm³ und eine Leistung von 3280 Kilowatt erreicht.



Abbildung 26: General Electric GEVO V12 [61]

3.1.2 Einzylinderforschungsmotor

Am Einzylindermotor werden die Powerparts, d.h. Buchse, Wassermantel, Kolben, Pleuel, Ventiltrieb und Zylinderkopf vom Vollmotor GEVO verwendet. Eine CAD Ansicht des Forschungsmotors und die darin eingesetzten Bauteile des Vollmotors sind in Abbildung 27 dargestellt.

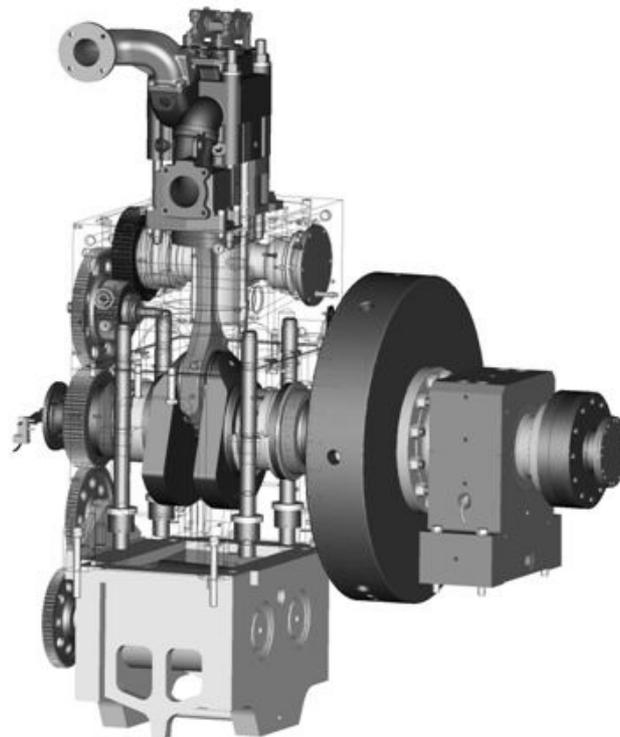


Abbildung 27: Powerparts GEVO und deren Einbettung im Forschungsmotor [62]

Der Aufbau des Forschungsmotors ist in Abbildung 28 ersichtlich.

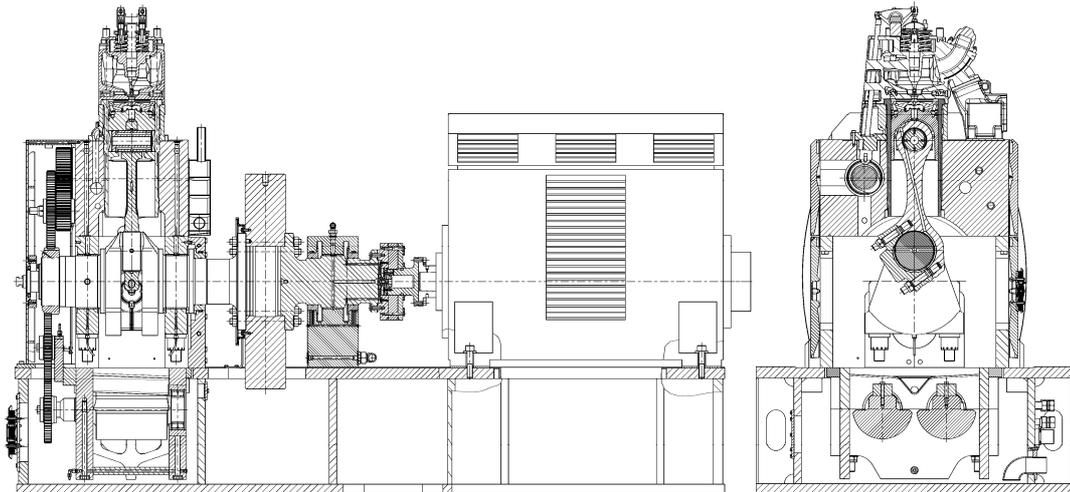


Abbildung 28: FM250 Längs- und Querschnitt [62]

Der Hauptteil ist das Kurbelgehäuse in dem die Kurbelwelle angebracht ist. Diese ist über das Schwungrad, Zwischenwelle und Kupplung mit der Brems- bzw. Schleppeinrichtung verbunden. Zwischen Schwungrad und Zwischenwelle befindet sich eine zusätzliche Lagerstelle. Die Hauptlagerung der Kurbelwelle ist größer dimensioniert wie am Vollmotor. Zusammen mit dem Zwischenlager und dem Verhältnis zwischen Zylinderanzahl und Lagerstellen macht dies den Unterschied in den Reibungsverhältnissen zwischen Voll- und Einzylindermotor aus. Auf dem Kurbelgehäuse ist der Zylinderblock aufgesetzt, der die Laufbuchse und die für die Öl- und Kühlwasserversorgung notwendigen Kanäle enthält. Am Zylinderblock sitzt der Zylinderkopf, der die Abdichtung des Brennraums nach oben hin darstellt. Darin verbaut sind vier Ventile, je zwei Einlass- und Auslassventile, die den Ladungswechsel übernehmen. Die Ventile werden von einer seitlich liegenden Nockenwelle über Stößelstangen und Kipphebel angetrieben. Die Nockenwelle wird, ebenso wie der unter dem Kurbelgehäuse liegende Massenausgleich erster Ordnung, von einem stirnseitig angebrachten Rädertrieb angetrieben. Durch den flexiblen Aufbau des Forschungsmotors ist ein Umrüsten auf einen anderen Motortyp rasch möglich. Dazu müssen die Kontaktstellen der Powerparts, nämlich Kurbelwelle und der Zylinderblock, auf den gewünschten Motortyp angepasst und somit neu gefertigt werden.

3.1.2.1 Kolben

Der Motor ist mit einem gebauten Kolben ausgestattet, d.h. das Oberteil ist mit dem Kolbenhemd verschraubt. Für die Versuche in dieser Arbeit wurden zwei Oberteile verwendet. Das Oberteil P2 mit einem statischen Verdichtungsverhältnis von 14.5 und P4 mit 17. Die Mulde ist bei beiden Kolbenoberteilen identisch. Wie aus Abbildung 29 ersichtlich, wird eine weite, flache, auf flache Spritzwinkel der Einspritzdüsen optimier-

te Mulde verwendet. Der Muldendurchmesser beträgt etwa 75 Prozent der Bohrung und das Muldenvolumen beträgt 270 mm^3 .

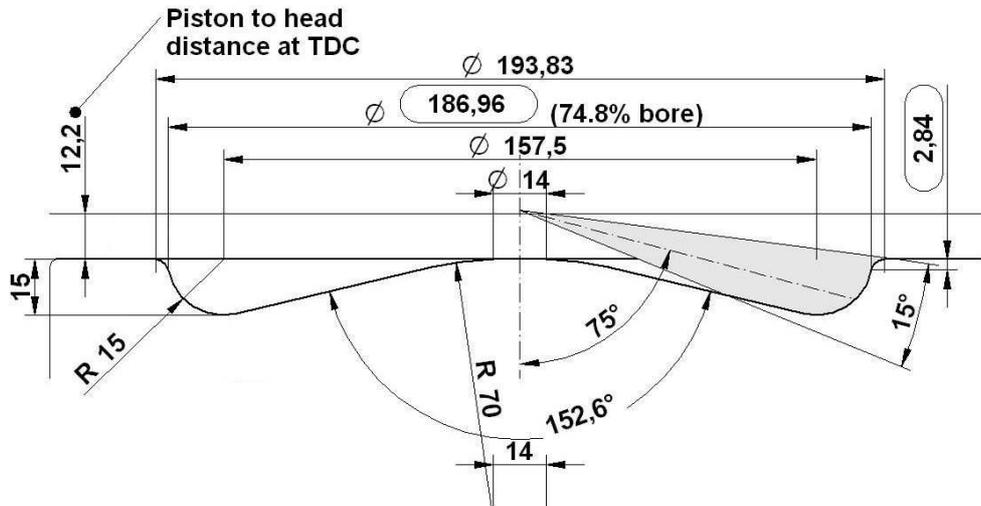


Abbildung 29: Muldenform Kolbenoberteil P4 [63]

3.1.2.2 Ventiltrieb

Der Motor verfügt über zwei Einlass- und zwei Auslassventile, die jeweils paarweise über Kipphebel und Stößelstangen betätigt werden. Die gebaute Nockenwelle liegt seitlich im Zylinderblock und wird über Zahnräder von der Kurbelwelle angetrieben. Durch die geteilte Bauweise (Abbildung 30) wird ein schneller Umbau der Ventilsteuerzeiten gewährleistet. Dazu wird die Zentralmutter gelöst und der Abstand der Lagerstellen vergrößert. So kann das zu tauschende Nockensegment stirnseitig ausgetauscht werden. Die Justierung des einzubauenden Segmentes erfolgt über einen darauf aufgebrauchten Nonius.

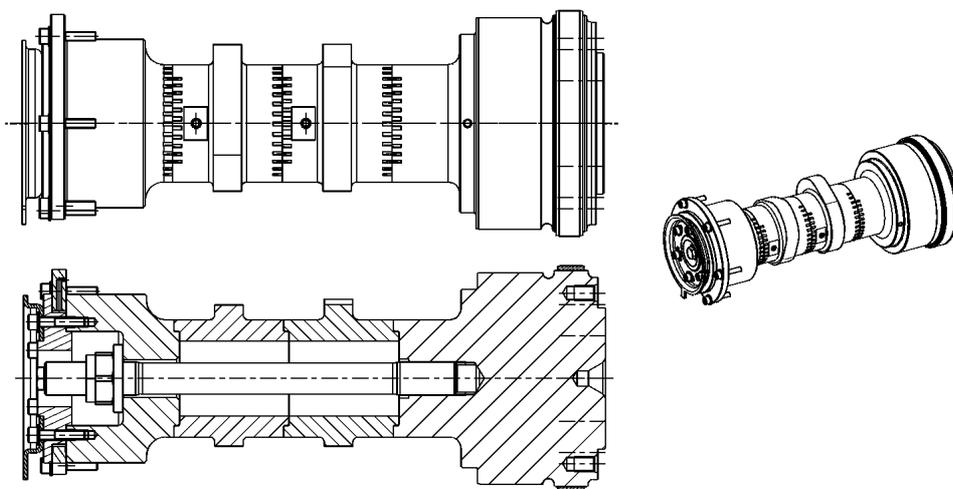


Abbildung 30: geteilte Nockenwelle FM250 [63]

Es wurden zwei verschiedene Einlassnockensegmente, M480 und M530 verwendet. Die Nockensegmente sind nach dem Zeitpunkt des Schließens des Auslassventils benannt. Bei M480 und M530 handelt es um Millersteuerzeiten mit dem Schließzeitpunkt 480 Grad bzw. 530 Grad Kurbelwinkel. Die sich ergebenden Ventilhubkurven sind in Abbildung 31 dargestellt.

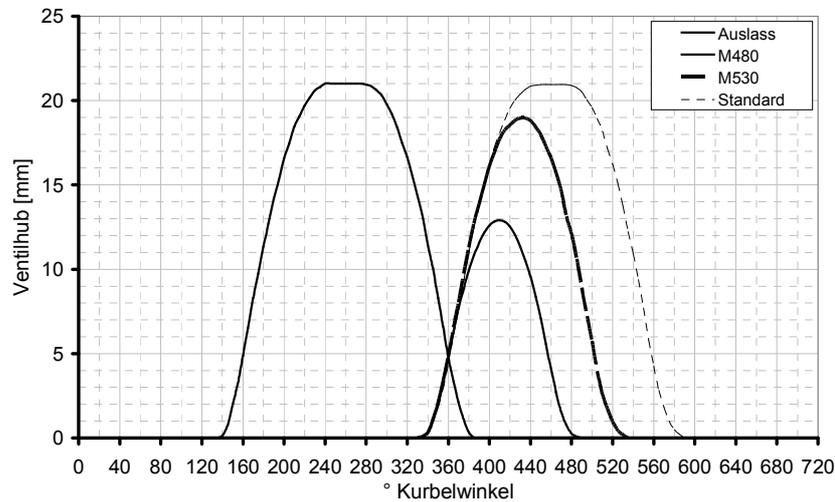


Abbildung 31: verwendete Steuerzeiten

3.1.2.3 Einspritzsystem

Als Einspritzsystem kommt ein Common-Rail System der Robert Bosch GmbH Hallein, zum Einsatz. Der Injektor ist mittig zwischen den Ventilen, wie in Abbildung 32 ersichtlich, positioniert. Versorgt wird der Injektor über ein seitliches Druckrohr, welches durch den Zylinderkopf läuft.

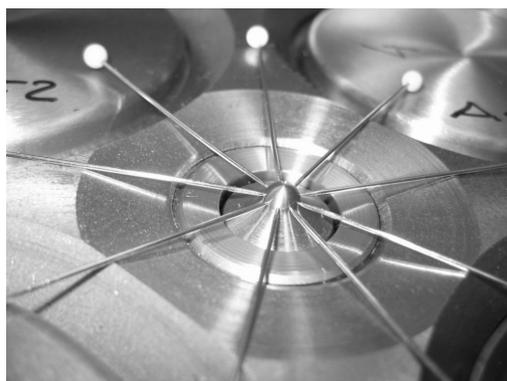


Abbildung 32: Lage Common-Rail Injektor

Zur Druckerzeugung kommt die Pumpe CP3.3 aus dem automotiven Bereich zum Einsatz, die von einem drehzahlgeregelten Elektromotor über einen Zahnriemen angetrieben wird. Der maximale Einspritzdruck beträgt 2200 bar und wird über ein Absteuerventil eingeregelt. Dieses Absteuerventil wird vom Steuergerät (EDC7C3-3.6 und ETK P1.1) angesteuert. Das Steuergerät ist über eine CAN Busverbindung mit dem

Steuerprogramm INCA 5.4.3 verbunden. INCA ermöglicht den Onlinezugriff auf das Steuergerät, sodass die für den Einspritzvorgang maßgeblichen Parameter während des Motorbetriebs verstellt werden können. Mit diesem Einspritzsystem können bis zu vier Einspritzereignisse über ein Arbeitsspiel dargestellt werden.

Die Charakteristika der verwendeten Einspritzdüsen sind in Tabelle 5 dargestellt. Alle Düsen sind hydraulisch verrundet und sind nicht konisch.

Name	Lochanzahl	Lochdurchmesser [mm]	Winkel [°]	Durchfluss [cm ³ /30s]
521	8	0.415	145	4215
552	9	0.376	150	3850
553	8	0.400	145	3850
647	7	0.444	150	4215

Tabelle 5: Charakteristika der zur Verfügung stehenden Einspritzdüsen

3.1.3 Prüfstand

3.1.3.1 Medienkonditionierungen

Verbrennungsluft

Der Turbolader des Vollmotors wird mit Hilfe eines elektrisch angetriebenen Schraubenverdichters und eines Klappensystems im Auslass simuliert. Der maximale Ladedruck beträgt neun bar absolut. Die Konditionierung der Ansaugluft erfolgt mittels eines Kühlers bzw. Heizers und eines Dampferzeugers. So können Temperaturen zwischen 20 und 250 Grad Celsius mit einem Feuchtegehalt von drei bis 15 Gramm Wasser pro Kilogramm Luft erreicht werden. Desweiteren verfügt der Prüfstand über ein Abgasrückführsystem, das Rückföhrraten von 50 Prozent bei Vollast ermöglicht.

Abgasrückführsystem

Da Großmotoren über einen weiten Bereich ein positives Spülgefälle aufweisen und die Experimente vollmotorgerecht durchgeführt werden, muss das Abgas vom Auslass in den Einlass transportiert werden. Dazu ist ein Abgasrückführsystem notwendig, welches in Abbildung 33 dargestellt ist. Mit diesem System können 1200 kg/h Abgas gefördert werden.

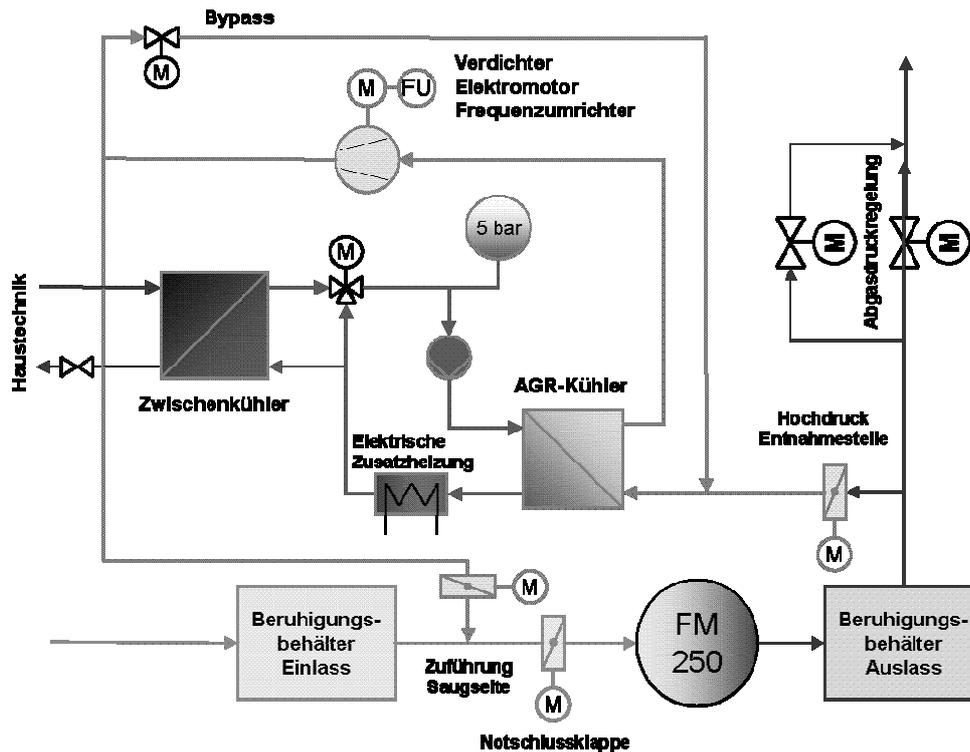


Abbildung 33: Abgasrückführsystem

Das Abgas wird vor der Gegendruckklappe entnommen, gekühlt und von einem elektrisch angetriebenen Schraubenverdichter in den Einlass transportiert. Um den Verdichter im optimalen Kennfeldbereich betreiben zu können ist ein Bypasssystem integriert. Der AGR-Kühler gibt seine Wärme über einen Zwischenkreis an einen Wärmetauscher der Haustechnik. Im Zwischenkreis ist ein Heizsystem installiert, um die Austrittstemperatur des Abgases aus dem AGR-Kühler erhöhen zu können.

Die Bestimmung der Abgasrückführrate erfolgt durch Formel (12). Mit der AGR-Rate lässt sich aus dem Luftmassenstrom der rückgeführte Abgasmassenstrom nach Formel (13) bestimmen.

$$AGR - Rate = \frac{CO_{2, Einlass} - CO_{2, Umgebung}}{CO_{2, Abgas} - CO_{2, Umgebung}} \times 100 \quad (12)$$

$$\dot{m}_{AGR} = \dot{m}_L \cdot \frac{AGR - Rate}{100 \left(1 - \frac{AGR - Rate}{100} \right)} \quad (13)$$

Betriebsmittelkonditionierungen

Da der Forschungsmotor keine Pumpen für Öl bzw. Wasser besitzt, müssen die Betriebsmittel von externen Konditionierungen zur Verfügung gestellt werden. Es ist ein maximaler Öldurchfluss von 10.000 kg pro Stunde bei Temperaturen von 60 bis 120 Grad Celsius möglich. Der Motor verfügt über drei getrennte Ölkreisläufe, Hauptlager, Rädertrieb und Zwischenlager, für die der Druck jeweils separat eingestellt werden kann. Der maximal zur Verfügung stehende Kühlmitteldurchfluss beträgt 12.000 Kilogramm pro Stunde, bei Temperaturen von 60 bis 130 Grad Celsius.

Kraftstoffkonditionierung

Die Konditionierung des Kraftstoffs erfolgt mittels AVL 753 C. Die maximale Durchflussmenge beträgt 500 Liter pro Stunde. Der erreichbare Temperaturbereich liegt zwischen 20 und 80 Grad Celsius.

3.1.3.2 Messtechnik

Kurbelwinkelunabhängige Messgrößen

In der Regel werden Medientemperaturen, Mengen und Drücke, Kraftstoffmenge und Druck nicht kurbelwinkel aufgelöst gemessen. Der Prüfstand 1 am LEC verfügt über AVL PUMA OPEN 1.2.2 als Prüfstandssoftware. Diese wird für die Regelung der Prüfstandssysteme, dem Auslösen und der Aufzeichnung von Messungen verwendet. Gemessen werden mit PUMA OPEN die sogenannten langsamen Daten, das heißt alle Daten die nicht kurbelwinkelabhängig aufgenommen werden. Die Messzeit beträgt 30 Sekunden. Alle gemessenen Werte werden über die Messzeit gemittelt. Die Massen aller langsamen Daten werden mit Messeinrichtungen die nach dem Coriolisprinzip arbeiten erfasst.

Kurbelwinkelabhängige Messgrößen

Für die Erfassung der kurbelwinkelabhängigen Daten, den sogenannten schnellen Daten, wie zum Beispiel Zylinderdruck, ist Indicom 1.4 mit einem Indiset Advanced verwendet worden. Eine Übersicht der aufgezeichneten Indizierdaten und der verwendeten Sensoren sind in Tabelle 6 dargestellt. Alle Größen werden über 50 Zyklen gemittelt.

Messgröße	Sensor / Messeinrichtung
Zylinderdruck	GU 21 D
Ladedruck	GU 21 C
Abgasdruck	GU 21 C
Einspritzdruck	SL 31 D – 2000
Bestromungsbeginn Injektor	Strommesszange

Tabelle 6: Übersicht Indizierdaten und verwendete Sensoren

Aufgrund des piezoelektrischen Messprinzips ermöglichen diese Drucksensoren keine Absolutmessung der Drücke. Darum werden die Mittelwerte der schnellen Sensoren mit Mittelwerten von langsamen, absolut arbeitenden Druckaufnehmern gleichgesetzt.

Die eingestellte Auflösung entsprach bei alle Messgrößen 0.1 Grad Kurbelwinkel.

Die Zuordnung des oberen Totpunkts erfolgte mit Hilfe der OT Sonde AVL 428. Die Einpassung erfolgt kapazitiv im Schleppbetrieb bei 300 Umdrehungen pro Minute.

Messung gasförmiger Schadstoffe

Die Messung der gasförmigen Abgaskomponenten erfolgt mit Hilfe einer AVL Emission Bench CEB II. Gemessen wurden Stickstoffmonoxid (NO), Stickstoffdioxid (NO₂), Kohlenmonoxid (CO), Kohlendioxid (CO₂). Zusätzlich wurde noch der Sauerstoffgehalt (O₂) gemessen. Eine Übersicht über die verwendeten Analysatoren ist in Tabelle 7 dargestellt.

Abgaskomponente	Analysator	Messbereiche
Stickoxide (NO _x)	Ecophysics CLD 700	kleinster: 0 – 50 ppm größter: 0 – 10000 ppm
Kohlenwasserstoffe (HC)	ABB Multi FID 14 EGA	kleinster: 0 – 9 ppm größter: 0 – 10000 ppm
Kohlenmonoxid (CO)	ABB Uras 14 EGA	kleinster: 0 – 200 ppm größter: 0 – 5000 ppm
Kohlendioxid (CO ₂)	ABB Uras 14 EGA	kleinster: 0 – 0.5 % größter: 0 – 20 %
Sauerstoffgehalt (O ₂)	ABB Mangos 16 EGA	kleinster: 0 – 1 % größter: 0 – 25 %

Tabelle 7: Übersicht Analysatoren AVL CEB II

Das Abgas wird kontinuierlich aus dem Auslass entnommen und über elektrisch beheizte Leitungen über einen Vorfilter und Turbodruckregler der CEB zugeführt. Zur Be-

stimmung der CO₂ Konzentration im Luftpfad und somit für die Messung der Abgasrückführrate, ist ein zweiter Analysator für CO₂ installiert, der das Abgas aus dem Einlass entnimmt.

Russ- und Partikelmessung

Die Russmessung erfolgt mit einem AVL Smokemeter 415s. Dabei wird Abgas nach der Gegendruckklappe aus dem Auslass entnommen und über ein genormtes Filterpapier geleitet, welches dadurch geschwärzt wird. Das Ergebnis dieses Messverfahrens ist die Rauchzahl oder auch Filter Smoke Number (FSN) genannt. Je nach Schwärzung ändert sich die Reflexion des Filterpapiers, dass von einer Lichtquelle beschienen wird. Ein rein weißer Filter entspricht einer FSN von null, ein völlig geschwärztes Papier entspricht einer Rauchzahl von zehn. Nach Bestimmung der Rauchzahl, wird mit dieser die Russkonzentration im Abgas laut Formel (14) berechnet und daraus auf spezifische Emission in g/kWh laut Formel (15) umgerechnet.

$$RK \left[\text{mg} / \text{nm}^3 \right] = \frac{4.95}{0.405} \times FSN \times e^{FSN \times 0.38} \quad (14)$$

$$PE \left[\text{g} / \text{kWh} \right] = \frac{RK \left[\text{mg} / \text{nm}^3 \right] \times \dot{m} \left[\text{kg} / \text{h} \right] \times \frac{0.001}{1.2042}}{P \left[\text{kW} \right]} \quad (15)$$

\dot{m} ... Abgasmassenstrom

RK... Russkonzentration

FSN ... Filter Smoke Number

PE ... Partikelemission

P... Leistung

Der Vorteil dieser Messmethode ist die sehr kurze Messdauer, aber bedingt durch das Messprinzip, werden nur die unlöslichen Anteile der Partikelemission erfasst. Somit ist das Verfahren ein geeignetes Entwicklungswerkzeug um relative Verbesserung beurteilen zu können.

Entsprechend der Gesetzgebung muss die Partikelemission gravimetrisch gemessen werden. Dazu wurde für ausgewählte Betriebspunkte ein AVL Smart Sampler 472 verwendet. Dieses Messgerät entnimmt einen Teilstrom aus dem Abgas, verdünnt diesen und leitet das aufbereitete Abgas über einen von der Gesetzgebung definierten Filter. Gemäß der Gesetzgebung ist die gesamte Belegung des Filters als Partikelemission definiert. Die Filter werden gewogen und chemisch analysiert, um die genaue Herkunft der Partikelemission bestimmen zu können. Nachteilig bei diesem Verfahren ist die benötigte Zeit. Die Filterbeladung soll aufgrund der verwendeten Waage ein Milligramm betragen. Dies und die Tatsache das nur ein Teilstrom entnommen und dieser

verdünnt werden muss, damit die gesetzlich erlaubte Temperatur von 51.7 Grad Celsius am Filter nicht überschritten wird, ergeben bei den niedrigsten Partikelemission des entwickelten Brennverfahren, Messdauern bis zu einer Stunde.

Die Korrelation zwischen der Rauchzahl und der gravimetrischen Messung ist vom absoluten Niveau der Partikelemission abhängig. Bei hohen Partikelemissionen beträgt der Anteil der unlöslichen Anteile etwa 80 bis 90 Prozent des Gewichts. Somit kann aus der Rauchzahl die Partikelemission sehr gut vorausgesagt werden. Vergleichsmessungen zwischen der Reflektionsmethode und der gravimetrischen Messmethode im Bereich des Partikelgrenzwertes von 0.04 g/kWh haben gezeigt, dass der Anteil der löslichen Bestandteile mit abnehmender Russemission stark steigt, wodurch sich die Prognosefähigkeit der Rauchzahl hinsichtlich der gesamten Partikelemissionen verschlechtert. Als Ergebnis der Vergleichsmessungen kann der Faktor zwei bei Volllast und Faktor drei in der Teillast angeführt werden.

Datenspeicherung

In PUMA OPEN 1.2.2 ist eine Datenbank integriert, in der die langsamen Daten, die schnellen Daten und die Werte der Abgasanalyse gemeinsam, für jeden gemessenen Betriebspunkt, abgelegt sind. Von dort werden die Daten mittels eines Skripts für die Motorprozessrechnung aufbereitet. Die Prozessrechnung wird mit CATO (Combustion Analysis Tool) durchgeführt. Ergebnis dieser Berechnung ist ein Auszug an langsamen Messdaten, genauso wie die analysierten Brennverläufe und über 50 Zyklen gemittelte Verläufe der schnellen Daten.

3.2 Randbedingungen

Damit die am Einzylindermotor eingefahrenen Ergebnisse auch für den Vollmotor relevant sind, muss der Einzylinderforschungsmotor unter vorausberechneten Randbedingungen betrieben werden.

3.2.1 Mitteldruck

Als wichtigste Randbedingung ist der einzustellende Mitteldruck zu nennen. Dazu wird aus der geforderten Leistung des Vollmotors P der effektive Mitteldruck p_e gerechnet. Dies erfolgt nach Formel (16). Da der Einzylinderforschungsmotor und Vollmotor unterschiedliche mechanische Wirkungsgrade, und somit unterschiedliche Reibmitteldrücke aufweisen, würde die Verwendung des effektiven Mitteldrucks des Vollmotors am Einzylinder zu falschen indizierten Mitteldrücken führen. Die Unterschiede in den Reibmitteldrücken rühren aus den unterschiedlich ausgeführten Lagerstellen, der un-

terschiedlichen Anzahl der Lagerstellen pro Zylinder und den Unterschied im Antrieb der Nebenaggregate her.

$$p_e = \frac{P \times 1200}{V_H \times n}$$

p_e ... effektiver Mitteldruck (16)
 P ... Leistung
 V_H ... Hubvolumen
 n ... Drehzahl

Zu dem effektiven Mitteldruck des Vollmotors wird der Reibmitteldruck addiert um den indizierten Mitteldruck zu erhalten.

$$p_i = p_e + p_r$$

p_i ... indizierter Mitteldruck (17)
 p_e ... effektiver Mitteldruck
 p_r ... Reibmitteldruck

Die Ermittlung des Reibmitteldrucks des Vollmotors kann durch die Indizierung aller Zylinder erfolgen. Da die Indizierung eines Vollmotors problematisch ist, wird meist vom Hersteller ein Reibmitteldruckvektor über die Last angenommen.

Ist der indizierte Mitteldruck ermittelt, kann dieser am Einzylinderforschungsmotor eingestellt werden. Damit ist die erste Voraussetzung für die Gleichstellung der Hochdruckprozesse von Einzylinder- und Vollmotor gegeben.

3.2.2 Zustand Zylinderfüllung

Bei der Entwicklung von Brennverfahren am Einzylinderforschungsmotor wird versucht den Hochdruckprozess des Vollmotors abzubilden. Dazu muss beim Schließen der Einlassventile der gleiche Zustand bei Einzylinder- und Vollmotor herrschen. In Abbildung 34 ist die Vorgehensweise detailliert dargestellt.

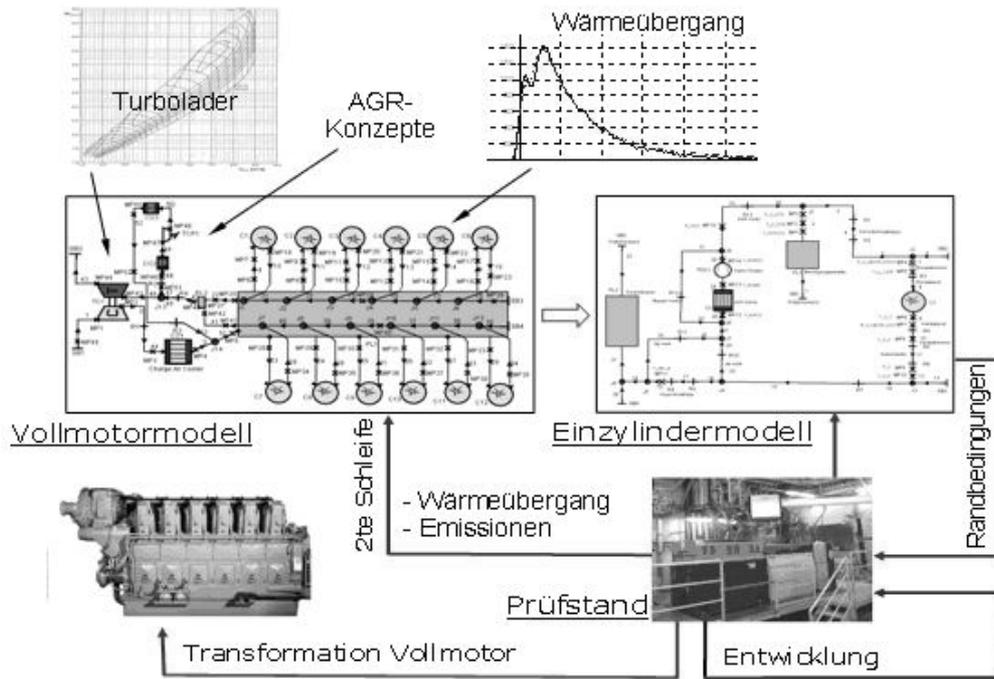


Abbildung 34: Transformationsschema LEC Methodik

Dazu wird der Vollmotor in einem Modell für die eindimensionale Ladungswechselrechnung abgebildet. Dieses Modell enthält Kennfelder für den bzw. die Abgasturbolader, die verschiedenen Konzepte die Abgasrückführung betreffend, Ventilhubkurven und Wärmeübergangsmodelle. Ist die Basis ein bereits existierender Motor der bereits indiziert wurde, werden die realen Verbrennungen in das Modell eingesetzt. Befindet sich der Motor in der Entwicklungsphase wird eine simulierte Verbrennung verwendet. Die Versuche, die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt worden sind, basieren auf einem mechanischen angetriebenen Verdichter zur Förderung von Abgas von der Auslassseite in den Einlasstrakt, welches in Abbildung 35 dargestellt ist.

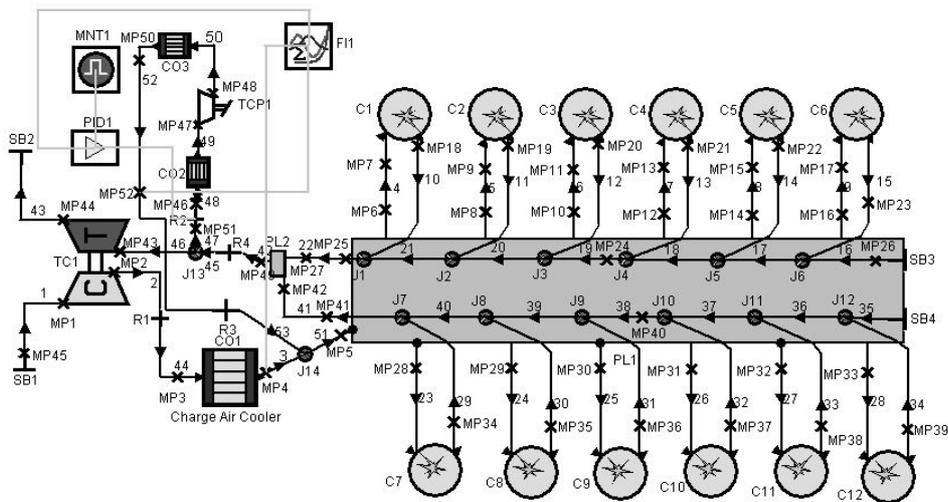


Abbildung 35: eindimensionales Modell GEVO V12 mit mechanischem AGR Kompressor zur Ladungswechselrechnung [64]

Der Einzylinderforschungsmotor und das Einlass- und Auslassröhrenwerk wird ebenso in einem eindimensionalen Modell abgebildet, welches in Abbildung 36 dargestellt ist. Die Förderung des rückgeführten Abgases erfolgt durch einen elektrisch angetriebenen Schraubenverdichter.

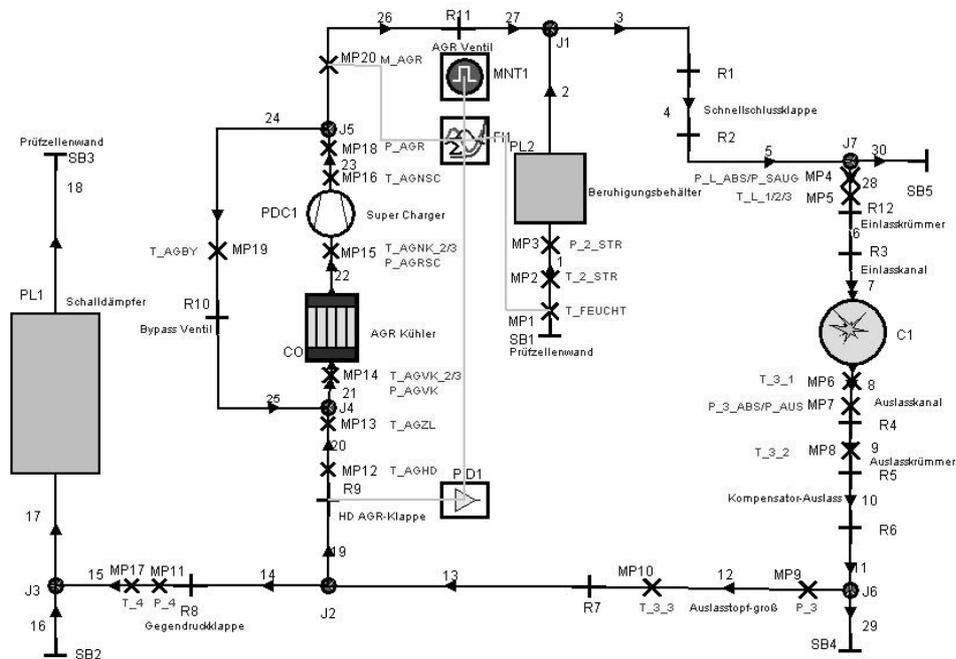


Abbildung 36: eindimensionales Modell FM250 zur Ladungswechselrechnung [64]

Aus dem erstellten Vollmotormodell wird ein Zylinder ausgewählt, der die Basis für den Einzylindermotor bildet. Die oberste Prämisse ist, wie schon erwähnt, die Gleichsetzung der Hochdruckprozesse beider Motoren. Dazu muss bei Einlassschluss im Zylinder des Forschungsmotors die gleiche Ladungsmasse, mit der gleichen Zusammensetzung, mit gleichem Druck und gleicher Temperatur wie bei dem ausgewählten Zylinder des Vollmotors sein. Die Ladungszusammensetzung wird über den Restgasgehalt beeinflusst, dieser wiederum wird über den Abgasgegendruck eingestellt. Die erforderliche Ladungsmasse und somit das Luftverhältnis wird durch Anpassung des Ladedrucks erreicht. Die gewünschte Temperatur wird durch die Konditionierung der Ladeluft erreicht. Dabei wird auch ein definierter Zustand hinsichtlich Luftfeuchte hergestellt.

Diese Berechnungen werden für alle Betriebspunkte des Lokomotivzyklus, durchgeführt. Die Lage der Betriebspunkte im Kennfeld ist in Abbildung 37 dargestellt.

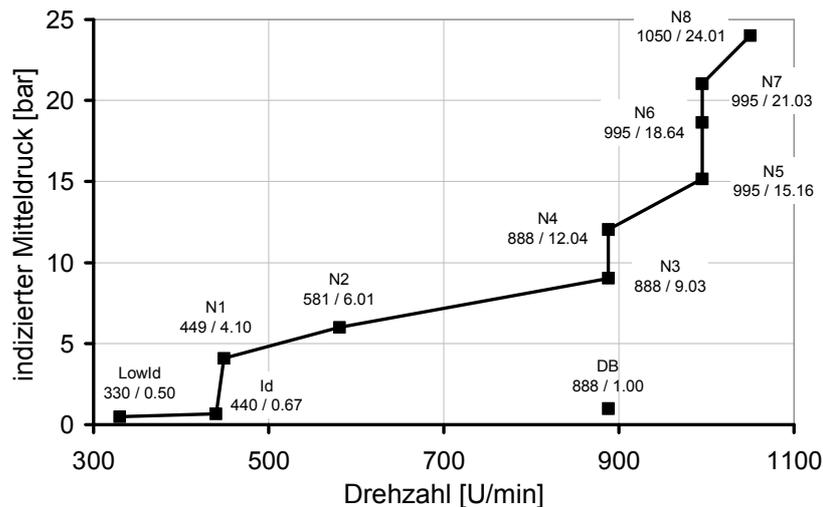


Abbildung 37: Betriebspunkte GE GEVO

Mit den in der Ladungswechselrechnung bestimmten Randbedingungen werden die Versuche am Einzylinderforschungsmotor durchgeführt. Die durch die Indizierung und Motorprozessrechnung gewonnenen Verbrennungen werden in das Einzylindermodell rückeingesetzt und im Anschluss wird eine zweite Schleife durchgeführt. Gleichzeitig werden dabei Emissionsmodelle abgestimmt.

Wie schon erwähnt, besteht die Möglichkeit, dass der Einzylindermotor vor der Fertigstellung des Vollmotors betrieben wird. In diesem Fall werden die am Einzylinder ermittelten Verbrennungen in das Vollmotormodell eingesetzt und es wird ein zweiter Rechendurchgang durchgeführt.

Wurde eine optimale Hardwarekonfiguration gefunden, müssen die Messergebnisse auf den Vollmotor rücktransferiert werden. Beim Forschungsmotor sind die Antriebsleistungen für die Hochdruckpumpe der Einspritzung und des AGR-Verdichters im indizierten Verbrauch nicht berücksichtigt. Weiters werden die Wasser- und Ölpumpe nicht vom Einzylinder angetrieben, da dieser Konditionierungen für beide Kreisläufe aufweist. Die Berücksichtigung dieser Unterschiede erfolgt durch die unterschiedlichen mechanischen Wirkungsgrade.

3.3 Brennverfahrensentwicklung mittels statistischer und modellbasierter Methoden [37]

Sind die Randbedingungen wie im vorherigen Kapitel ermittelt worden, können vollmotorgerechte Versuche am Einzylinderforschungsmotor durchgeführt werden. Als erster Schritt wurde das Verbrennungskonzept, in zwei Betriebspunkten, festgelegt. Diese waren der Volllastpunkt Notch 8 und der Teillastpunkt Notch 4. Diese Beschränkung auf diese Betriebspunkte ist zulässig, da sich die Punkte Notch 7, Notch 6 und Notch 5 ähnlich dem Volllastpunkt verhalten. Der Bereich der unteren Teillast wird durch Notch 4 abgedeckt. Wurde eine vielversprechende Hardwarekonfiguration hinsichtlich Partikelemissionen und Verbrauch gefunden, wurde damit das Brennverfahren optimiert. Die Optimierungsparameter, sowohl Hard- als auch Softparameter, sind in Tabelle 8 dargestellt.

Bauteile	Brennverfahren
Verdichtungsverhältnis	Einspritzzeitpunkt
Brennraumgeometrie <ul style="list-style-type: none"> • Kolbenmuldenform • Kolbenmuldenvolumen 	Einspritzdruck
Einspritzdüse <ul style="list-style-type: none"> • Lochanzahl • Durchfluss • Winkel • Verrundung 	Nacheinspritzung <ul style="list-style-type: none"> • Menge • Position
Drallniveau	AGR-Rate
Ventilsteuerzeit	Luftverhältnis

Tabelle 8: Optimierungsparameter

Die Optimierung aller Betriebspunkte in Hinblick auf Erfüllung der gesetzlichen Anforderungen bei gleichzeitig minimalem Verbrauch, würde im Falle einer vollfaktoriellen Untersuchung zu einer unüberschaubaren Anzahl von Versuchen führen. Wird diese für diese Anzahl an Parametern für die jeweiligen Bereiche und Schrittgrößen durchgeführt, wären 16.000 Messungen pro Betriebspunkt des Motors notwendig. Um den gesamten Zyklus abdecken zu können, sind 176.000 Messungen erforderlich. Da dies in der Praxis nicht durchführbar ist und trotzdem globale Minima hinsichtlich Emissionen

und Verbrauch gesucht werden, wurde die Methode Design of Experiments (DoE) angewandt. Mit DoE, einem Verfahren zur Versuchsplanung und statistischen Auswertung, kann der Aufwand am Forschungsmotor entscheidend reduziert werden.

Für eine voroptimierte Hardwarekonfiguration wird ein globales Modell zur Beschreibung von Stickoxid, Partikel und Verbrauch im gesamten Kennfeld erstellt, ein statistischer Messplan generiert und Messungen durchgeführt. Wegen der starken Restriktionen, bedingt durch Unvereinbarkeit von Parameterkombinationen oder Bauteilschutz, wurde ein sogenanntes D-optimales Modell gewählt. Im Rahmen einer Voroptimierung konnten wichtige Erkenntnisse für die nachfolgend erstellten lokalen Modelle der einzelnen Betriebspunkte gewonnen werden. Diese Einschränkungen beinhalten zum Beispiel Bereiche des Einspritzzeitpunktes sowie daraus resultierende Angaben über benötigte Abgasrückführraten.

Mit Hilfe lokaler Modelle konnte eine detaillierte Optimierung in den zyklusrelevanten Betriebspunkten hinsichtlich der beeinflussenden Parameter wie zum Beispiel Einspritzzeitpunkt, Abgasrückführrate, Luftverhältnis und Einspritzstrategie mit stark reduziertem Messaufwand durchgeführt werden.

Mit Hilfe von DoE wurde in allen Betriebspunkten eine Optimierung durchgeführt und so eine drastische Verbesserung hinsichtlich Russmissionen und Verbrauch erreicht.

4. AGR-Brennverfahren ohne Abgasnachbehandlung

Im Rahmen dieser Arbeit wurde darauf Wert gelegt, das Konzept für ein Brennverfahren für das Emissionslimit TIER 4 grundlegend neu anzulegen. Es wurde bewusst darauf verzichtet auf bestehende TIER 2 – Brennverfahren aufzubauen, da diese kraftstoffoptimiert sind und ohne Abgasrückführung das Auslangen finden. Aufgrund der Tatsache, dass durch Abgasrückführung die Sauerstoffkonzentration in der Verbrennungsluft reduziert wird, und dadurch die Russformation gesteigert wird, ist ein geeignetes Brennverfahren für die Vorschrift US EPA TIER 4 in erster Linie eine Entwicklung, die auf Russ- bzw. Partikelemissionen abzielt. Die innermotorische Einhaltung der strengen Russemissionsgrenzwerte kann nur von einem Verbrennungskonzept erfüllt werden, dass über eine sehr gute AGR – Verträglichkeit verfügt. Um diese zu erreichen sind verschiedene Maßnahmen gesetzt worden auf die im folgenden Kapitel detailliert eingegangen wird.

Zuerst wurden die wesentlichen Hardwareparameter des Verbrennungskonzeptes, nämlich Verdichtungsverhältnis, Ventilsteuerzeit und Einspritzdüsenspezifikation optimiert und festgelegt. Im Anschluss wurde mit Hilfe von DoE eine Auflade- und Einspritzstrategie entwickelt. Um diese Teilergebnisse besser interpretieren zu können wurden zusätzliche Experimente durchgeführt.

4.1 Brennraumkonzept

4.1.1 Verdichtungsverhältnis

Neben dem in Kapitel 2.6 getätigten Schluss, dass ein abgesenktes Verdichtungsverhältnis sich positiv auf die Russemissionen auswirkt gibt es für die Senkung noch einen anderen Grund. Bestehende Lokomotivmotoren, die das Emissionslimit TIER 2 erfüllen verfügen über kraftstoffverbrauchsoptimierte Brennverfahren. Um die geforderten hohen Wirkungsgrade zu erreichen, kommen bei diesen Motoren hohe Verdichtungsverhältnisse von 17 und darüber zur Anwendung. Diese hohen Verdichtungen bedeuten eine Ausnutzung der Spitzendruckgrenze in der Vollast. Ausgehend von einer starren Turbinengeometrie ohne Wastegate, kann die Turbine des Abgasturboladers nicht verkleinert werden um das Luftverhältnis in der Teillast anzuheben. Dies würde zu einer Verletzung der Spitzendruckgrenze führen. Eine Steigerung des Luftverhältnisses ist gerade im unteren Lastbereich besonders wichtig, da dort die Partikelemissionen problematisch sind. Um die Überschreitung des Spitzendrucks in der Vollast bei verkleinerter Turbine zu vermeiden, besteht die Möglichkeit das Verdichtungsverhältnis zu senken.

Die Auswirkungen der Absenkung der Verdichtung von 17.2 auf 14.5 werden in den folgenden Diagrammen, beispielhaft für Volllast (Notch 8) und Teillast (Notch 4) erklärt. Für diese Untersuchungen wurde die Düse 553 (8 x 0.400 x 145 x 3850, siehe Tabelle 5) und die Steuerzeit M480 verwendet. Alle Versuche wurden mit dem maximal zur Verfügung stehenden Einspritzdruck von 2200 bar durchgeführt.

4.1.1.1 Volllastpunkt Notch 8

Um ein grundlegendes Verständnis zu erreichen wurden die Auswirkungen der Absenkung des Verdichtungsverhältnisses für den Volllastpunkt zuerst ohne Abgasrückführung untersucht. Dazu wurden Messungen bei identischem Brennbeginn für beide Verdichtungsverhältnisse, $\epsilon = 14.5$ (Kolben P2) und $\epsilon = 17.2$ (Kolben P4), durchgeführt. Die Kolben weisen beide die gleiche Muldenform auf.

In Abbildung 38 sind die Bestromungs- und Brennverläufe für den Volllastpunkt für beide Kolbenvarianten dargestellt.

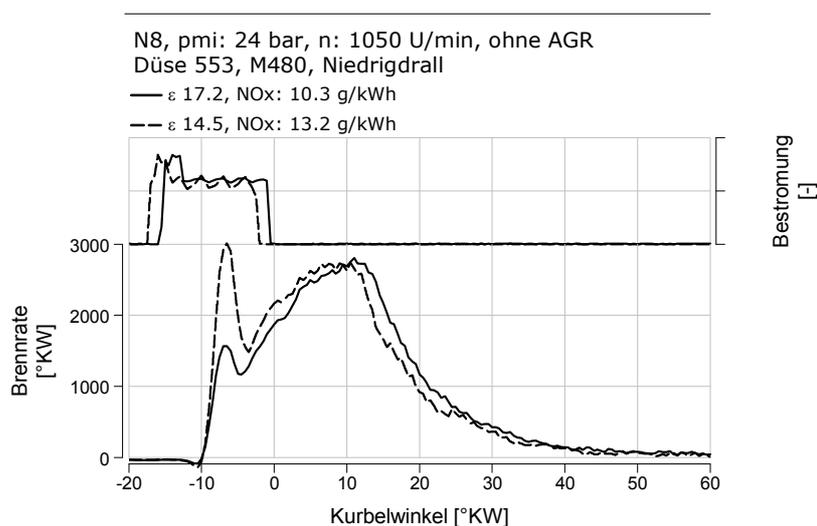


Abbildung 38: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Verdichtungsverhältnis 14.5 und 17.2, Notch 8 ohne AGR

Daraus ist ersichtlich, dass für das Verdichtungsverhältnis 14.5 der Bestromungsbeginn um zwei Grad Kurbelwinkel früher gelegt werden muss, um den gleichen Brennbeginn zu erreichen. Somit wird bei dieser Konfiguration des Motors durch die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses der Zündverzug in der Volllast verlängert. Durch diese Vergrößerung des Zündverzugs wird vor dem Brennbeginn mehr Kraftstoffmasse aufbereitet. Das Verdichtungsverhältnis 14.5 weist somit einen größeren vorgemischten Verbrennungsanteil gegenüber 17.2 auf. Die schnellere Umsetzung des Brennstoffs am Beginn der Verbrennung bewirkt eine Steigerung der Stickoxidbildung. Die gemessenen indizierten NO_x-Emissionen betragen für $\epsilon = 17.2$ 10.3 g/kWh, für $\epsilon = 14.5$ 13.2 g/kWh. Mit den analysierten Brennverläufen wurde eine Simulationsrech-

nung der Stickstoffmonoxidbildung nach [65] durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 39 dargestellt sind.

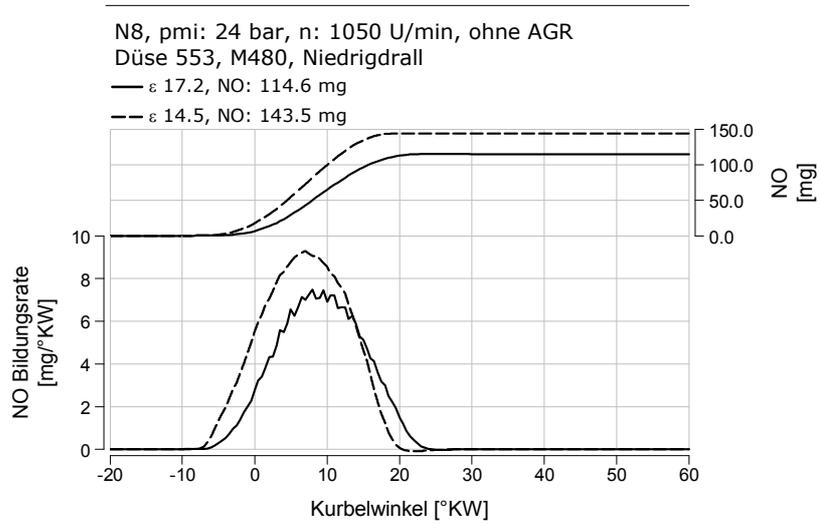


Abbildung 39: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf, Notch 8 ohne AGR

In Abbildung 39 sind die NO-Bildungsrate und der kumulierte Verlauf der NO-Bildung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass mit der Verwendung von Verdichtungsverhältnis 14.5 von Beginn an Stickstoffmonoxid gebildet wird und höhere Bildungsraten auftreten. Ein Vergleich der Messung mit den Ergebnissen der Simulation ist in Abbildung 40 dargestellt.

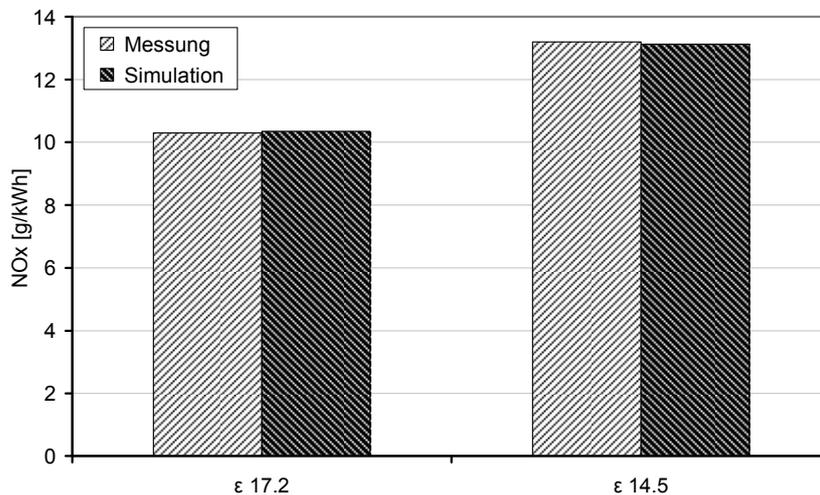


Abbildung 40: Vergleich NOx-Messung mit Simulation, Notch 8 ohne AGR

Wird Abgas rückgeführt um den geforderten Stickoxidgrenzwert einzuhalten, ist davon auszugehen, dass mit der Verwendung des Verdichtungsverhältnisses 14.5 eine höhere Abgasrückführrate benötigt wird. Dies bestätigten die Messergebnisse in Abbildung 41. Ebenda ist eine Einspritzzeitpunktvariation bei konstantem Mitteldruck und Stick-

oxidemissionen, entsprechend 1.5 g/kWh am Vollmotor, mit 2200 bar Einspritzdruck, für ϵ 14.5 und ϵ 17.2, dargestellt.

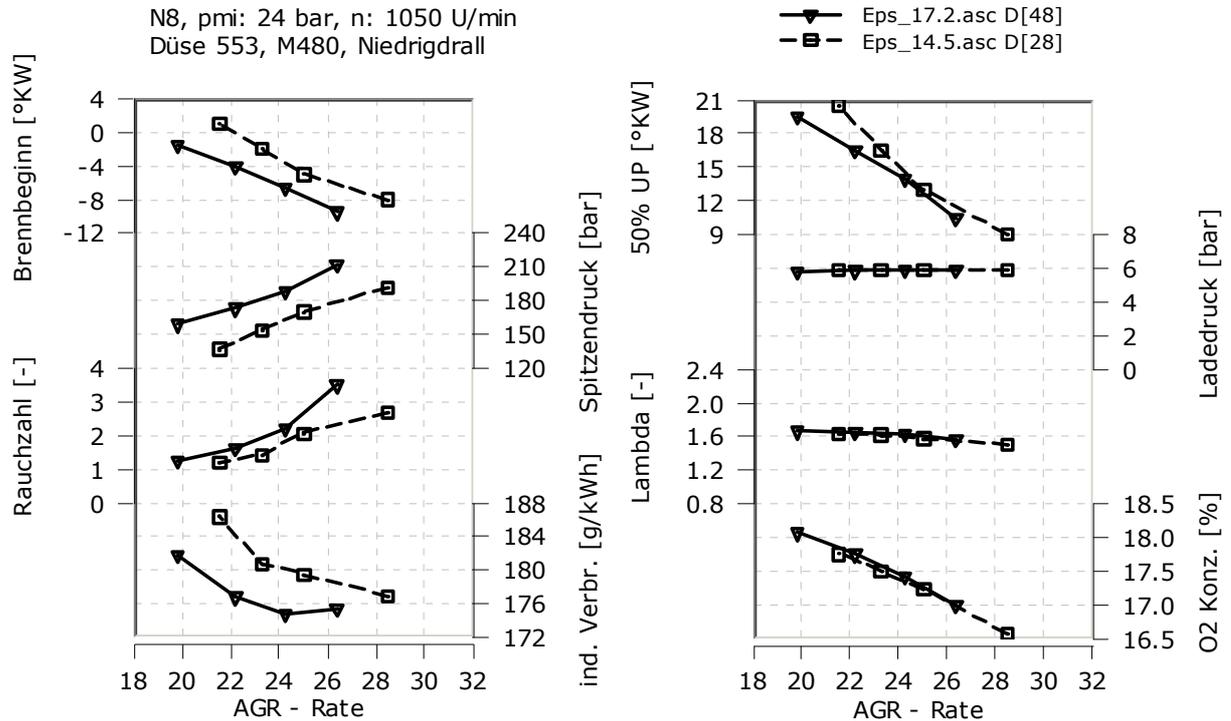


Abbildung 41: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NO_x Emissionen für ϵ 17.2 und 14.5; NO_x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor

Um konstante Stickoxidemissionen über die Einspritzzeitpunktvariation zu erreichen wurde die Abgasrückführrate angepasst. Das heißt ein früher Bestromungsbeginn des Injektors und somit ein früher Einspritzzeitpunkt erfordert eine Steigerung der Abgasrückführrate damit die gesteigerte Stickoxidbildung ausgleichend werden kann. Die Annahme dass ϵ 14.5 trotz des niedrigeren Verdichtungsverhältnisses eine höhere AGR-Rate bei gleichen Einspritzzeitpunkten benötigt, um das geforderte Stickoxidniveau zu erreichen wurde bestätigt. Auch eine Verbesserung des Russverhaltens durch die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses ist erkennbar. Dies ist durch den verlängerten Zündverzug erklärbar, wie in Abbildung 42 dargestellt. Im oberen Teil des Diagramms sind die vom Indiziergerät aufgezeichneten Bestromungsverläufe aufgetragen, im unteren Teil die analysierten Brennverläufe. Betrachtet werden jeweils die frühen Einspritzzeitpunkte. Ersichtlich ist, dass ϵ 14.5 einen um 1.5 Grad Kurbelwinkel verlängerten Zündverzug aufweist. Dies ist auf die Druck- und Temperaturabsenkung in der Kompressionsphase durch die Absenkung des Verdichtungsverhältnisses zurückzuführen.

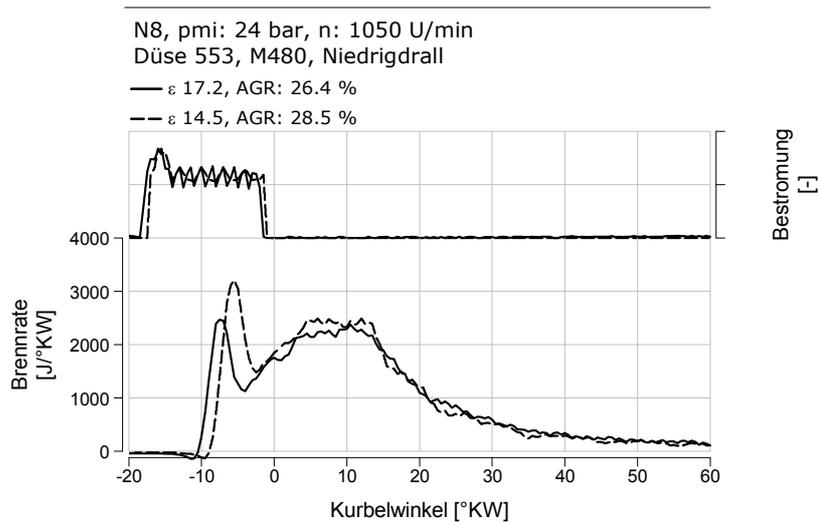


Abbildung 42: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für ϵ 17.2 und ϵ 14.5, Notch 8

Durch den längeren Zündverzug kommt es zu einer besseren Aufbereitung des bis dahin eingebrachten Kraftstoffs, welche zu der ersichtlichen Reduktion des Rußes trotz der erhöhten Abgasrückführrate führt.

Aus Abbildung 41 erkennt man die deutliche Überschreitung des Spitzendrucklimits des Vollmotors bei ϵ 17.2. Vergleicht man beide Verdichtungsverhältnisse bei einem Zylinderdruck von 190 bar, ergibt sich ein spezifischer Verbrauchsvorteil für ϵ 17.2 von 1.8 g/kWh. Dieser fällt, obwohl der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors durch das gesteigerte Verdichtungsverhältnis höher liegt, nicht größer aus, da der Motor zur Einhaltung des Spitzendrucklimits mit einem um vier Grad späteren Einspritzzeitpunkt betrieben werden muss. Eine detaillierte Verlustteilung nach Pischinger et al [47] ist in Abbildung 43 dargestellt.

Randbedingungen für diese Verlustteilungen sind:

- Realer Hochdruckwirkungsgrad: aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf wurde der reale Brennverlauf, zwischen Einlassschluss und Auslass öffnen, berechnet und in Relation zur gemessenen Kraftstoffmenge multipliziert mit dem unterem Heizwert, gesetzt.
- Wandwärmeverlust: Verhältnis der Differenz der Wirkungsgrade von realem, adiabaten Brennverlauf und Simulation der Verbrennung mit realem Brennverlauf zur gemessenen Kraftstoffmenge multipliziert mit unterem Heizwert.
- Verlust reale Verbrennung: Verhältnis der Differenz der Wirkungsgrade des adiabaten Gleichraumprozesses und realem, adiabaten Brennverlauf zur gemessenen Kraftstoffmenge multipliziert mit unterem Heizwert.

- Verlust unvollkommener Verbrennung: da in diesen Betriebspunkte nur sehr geringe HC- und CO-Emissionen auftreten, sind diese Verluste in dieser Betrachtung vernachlässigt.
- Wirkungsgrad vollkommener Motor: adiabate Gleichraumverbrennung mit dem gemessenen Energieinhalt in Relation zum eingesetzten Energieinhalt.

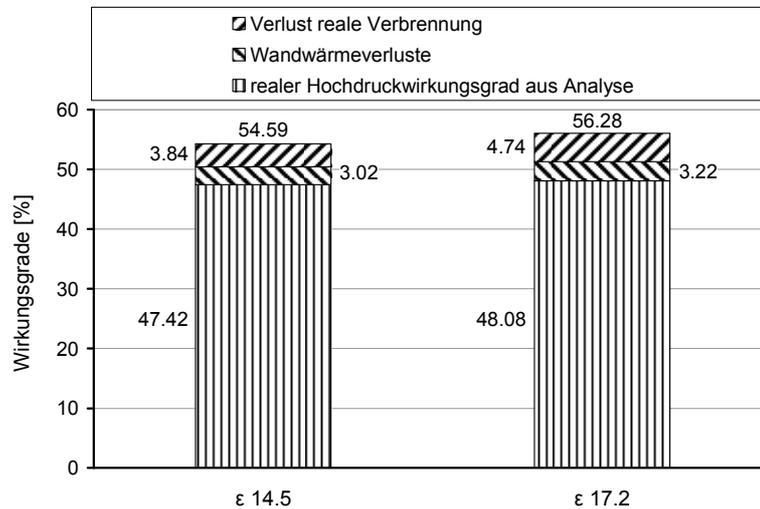


Abbildung 43: Verlustteilung für ε 14.5 und ε 17.2 bei gleichem Spitzendruck; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8

Aufgrund des höheren Verdichtungsverhältnisses ergibt sich für ε 17.2 ein um 1.7 Prozentpunkte höherer Wirkungsgrad des vollkommenen Motors. Da für diese Verlustteilung die Randbedingung des gleichen Spitzendruck gilt, und somit die Verbrennung bei Verwendung des Verdichtungsverhältnisses 17.2 um vier Grad später steht, steigen die Verluste aus der realen Verbrennung an. Zusammen mit den Wandwärmeverlusten die auf ähnlichem Niveau liegen, ergibt sich ein Unterschied im realen Hochdruckprozesswirkungsgrad von 0.62 Prozentpunkten. Somit werden die Vorteile des vollkommenen Motors für das Verdichtungsverhältnis 17.2 aufgrund der größeren Verluste der realen Verbrennung, bedingt durch die Einhaltung des zulässigen Spitzendruck durch Spätstellung der Verbrennung minimiert.

4.1.1.2 Teillastpunkt Notch 4

In Abbildung 44 sind Ergebnisse einer Einspritzzeitpunktvariation mit 2200 bar Einspritzdruck für konstante Leistung und Stickoxidemissionen, wiederum 1.5 g/kWh entsprechend Vollmotor, für den Teillastpunkt Notch 4 dargestellt.

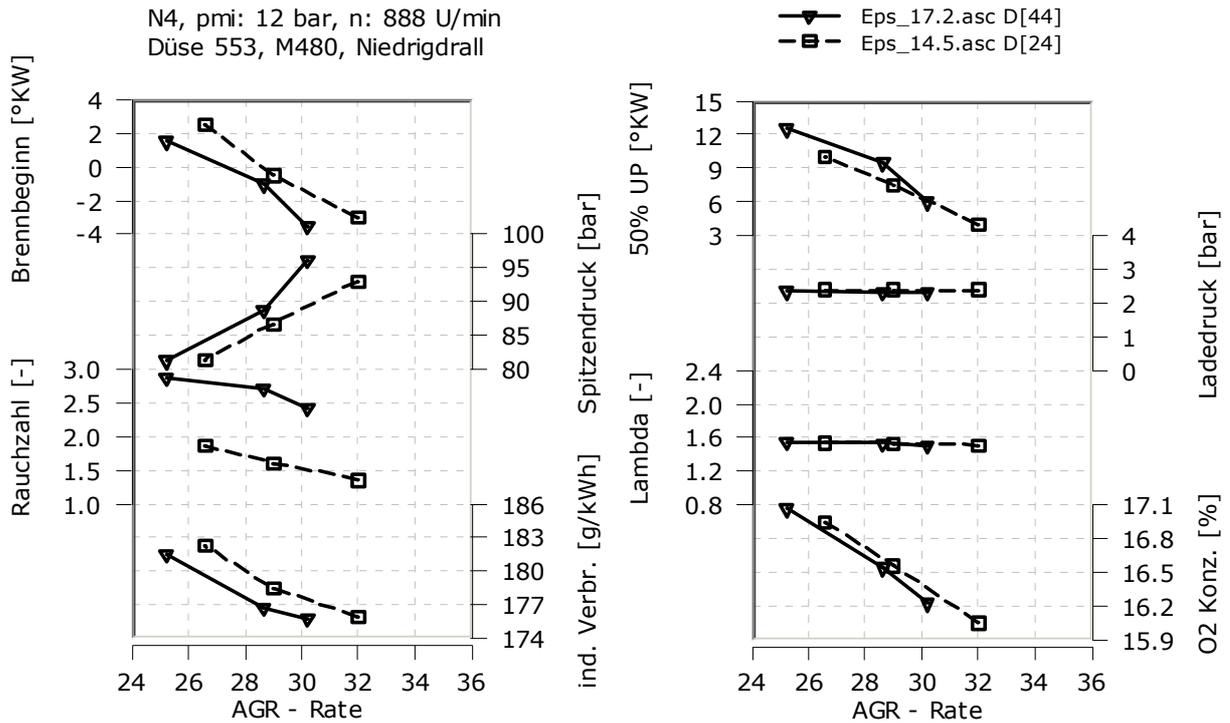


Abbildung 44: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NOx Emissionen für Kolben P4 und P2; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Vergleicht man den Verlauf der Russwerte so sind deutliche Vorteile für das Verdichtungsverhältnis 14.5 trotz des konstant gehaltenen Luftverhältnisses ersichtlich. Zurückzuführen ist dies wiederum auf den längeren Zündverzug durch das gesenkte Verdichtungsverhältnis, wie in Abbildung 45 dargestellt. In Abbildung 45 sind das Bestromungssignal und der Brennverlauf für die Messpunkte des mittleren Einspritzzeitpunktes aus Abbildung 44 ersichtlich.

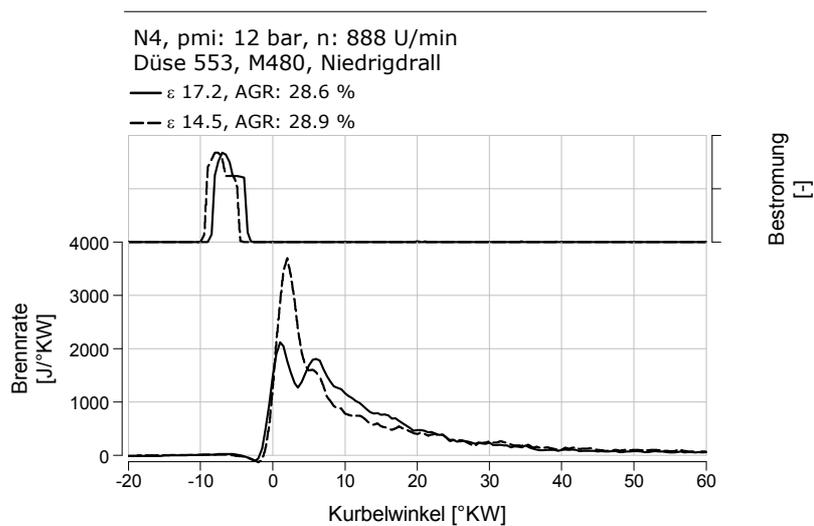


Abbildung 45: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Kolben P4 und P2, Notch 4

Obwohl der Injektor bei Verdichtungsverhältnis 14.5 zwei Grad früher bestromt wird, liegt der Brennbeginn etwa um 0.5 Grad hinter dem Brennbeginn des Messpunkts mit Verdichtungsverhältnis 17.2. Diese Verlängerung des Zündverzugs bewirkt eine bessere Durchmischung des Gemisches vor Brennbeginn, und somit eine schnelle Hauptverbrennung und für dieselmotorische Verhältnisse eine sehr kurze Ausbrennphase. Das Ergebnis dieser raschen Verbrennung ist eine Reduktion der Rauchzahl von 2.7 auf 1.6.

Ebenso fällt bei Betrachtung von Abbildung 44 auf, dass bei beiden Verdichtungsverhältnissen für gleichen Brennbeginn, im Gegensatz zum Volllastpunkt, die gleiche Abgasrückführrate benötigt wird. Das bedeutet, dass beide Varianten die gleiche Stickoxidbildung aufweisen. Um das zu bestätigen, wurde mit den analysierten Brennverläufen aus Abbildung 45 wieder eine Simulationsrechnung der NO-Bildung durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulation decken sich mit denen der Messung und sind in Abbildung 46 dargestellt.

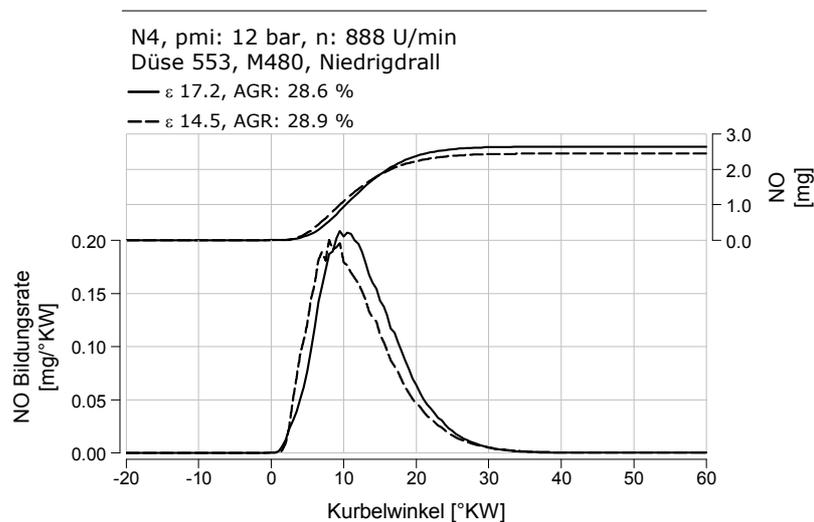


Abbildung 46: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf, Notch 4

In Abbildung 47 ist eine Verlusteileung dargestellt. Das Verdichtungsverhältnis 14.5 weist einen indizierten Verbrauchsachteil von 1.7 g/kWh auf. Dieser fällt nicht höher aus, da der Vorteil des vollkommenen Motors für ε 17.2 durch die höheren Wandwärmeverluste und die höheren Verluste durch die reale Verbrennung kompensiert werden.

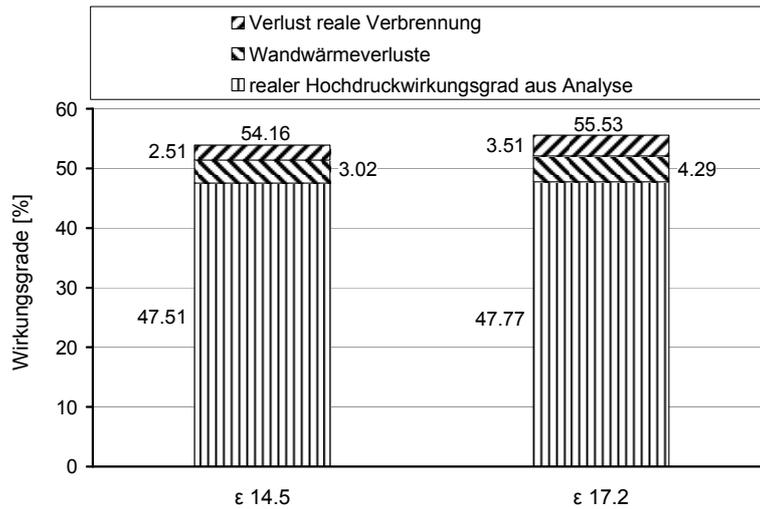


Abbildung 47: Verlustteilung ε 14.5 und 17.2 bei Brennbeginn von 2 °KW vor OT; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Auffällig ist auch, dass mit Frühstellen der Verbrennung die Russemissionen sinken. Die frühe Verbrennungslage bedeutet eine Steigerung der Abgasrückführrate und somit eine Absenkung der Sauerstoffkonzentration, um die Stickoxidemission konstant zu halten. Gleichzeitig steigt durch die notwendige Anhebung der Abgasrückführrate der Zündverzögerung und somit ergibt sich ein positiver Einfluss auf die Russformation. Somit ist das Sinken der Russemission auf eine Kombination aus verbesserter Russformation und verbesserten Russoxidationsbedingungen bei früherer Verbrennungsschwerpunktlage zurückzuführen.

4.1.1.3 Zusammenfassung Verdichtungsverhältnis

Die vorangegangenen Ergebnisse haben gezeigt, dass das niedrigere Verdichtungsverhältnis in der Vollast keine Nachteile mit sich bringt. Im Gegenteil, durch den verlängerten Zündverzögerung ergeben sich Vorteile im Russverhalten. Wird der Motor am Spitzendrucklimit betrieben, ergeben sich mit der Verwendung von ε 14.5 keine Nachteile hinsichtlich des Verbrauchs, da mit dem Verdichtungsverhältnis von 17.2 die Verbrennung aufgrund des höheren Spitzendrucks später gestellt werden muss.

In der Teillast ergab sich durch die Verwendung des abgesenkten Verdichtungsverhältnisses bei gleichem Luftverhältnis eine Halbierung der Russwerte. Somit ist das Verdichtungsverhältnis 14.5 für die weitere Entwicklung des Brennverfahrens verwendet worden.

4.1.2 Steuerzeit

Wie in Kapitel 3.1.2.2 erwähnt, standen zwei verschiedene Ventilsteuerzeiten, M480 und M530 zur Verfügung. Die grundsätzliche Frage die sich bei der Auswahl der Steuerzeit stellt ist, wie das Potenzial der Aufladegruppe genutzt werden soll. Eine Möglichkeit ist die Verwendung von extremen Millersteuerzeiten um die Stickoxidbildung zu reduzieren, der zweite Ansatz ist der Einsatz von moderaten Millersteuerzeiten. Dadurch, ausgehend von gleich leistungsfähigen Aufladeaggregaten, ist Potential vorhanden das Luftverhältnis zu steigern. Die unterschiedlichen Ladungswechselverluste der beiden Steuerzeitvarianten wurden bei der Ermittlung der Randbedingungen berücksichtigt und schlagen sich in unterschiedlichen Gegendrücken nieder.

4.1.2.1 Vollastpunkt Notch 8

Um wiederum ein grundsätzliches Verständnis zu erreichen wurden die Auswirkungen durch Änderung der Ventilsteuerzeit zuerst ohne Abgasrückführung für den Vollastpunkt untersucht. Dazu wurden Messungen mit gleichem Bestromungsbeginn für beide Nockenwellenvarianten durchgeführt. In Abbildung 48 sind die Bestromungsverläufe und Brennverläufe für den Vollastpunkt Notch 8 dargestellt. Daraus ersichtlich ist der verlängerte Zündverzug für die Steuerzeit M480, welcher zur Ausbildung eines vergrößerten Vormischanteils führt. Trotz des größeren vorgemischten Anteils kommt es bei der Steuerzeit M480 zu einer Absenkung der Stickoxidemissionen. Für die Steuerzeit M480 ist ein NO_x -Wert von 13.2 g/kWh gemessen worden, für M530 17.1 g/kWh.

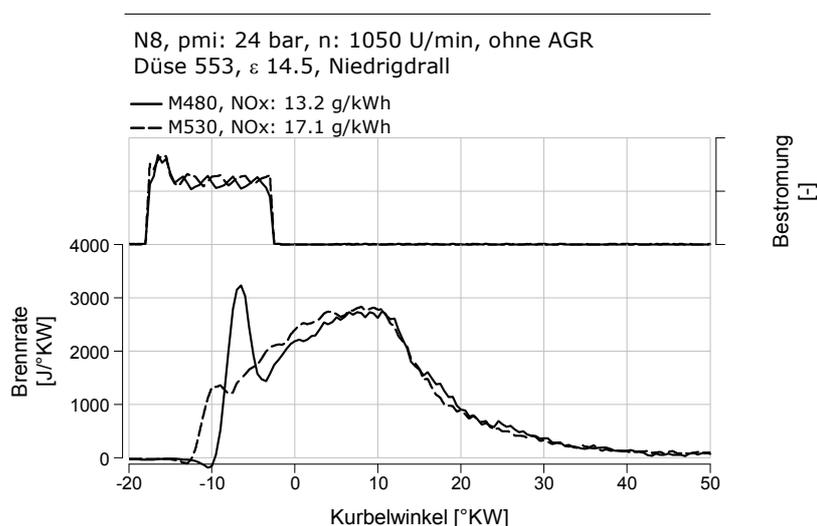


Abbildung 48: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Ventilsteuerzeiten M480 und M530, Vollastpunkt

Um die Messungen zu verifizieren wurde mit den analysierten Brennverläufen eine Simulationsrechnung der NO -Bildung durchgeführt. Die Ergebnisse sind in Abbildung 49 dargestellt.

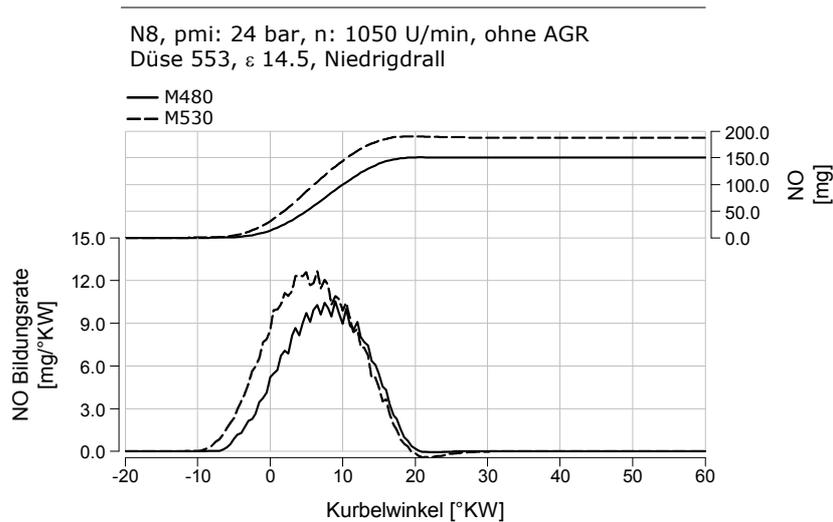


Abbildung 49: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Variation Steuerzeit M480 und M530

Die Simulationsrechnung liefert für M530 190 mg, für M480 150 mg NO. Ein Vergleich der Messung mit der Simulation ist in Abbildung 50 dargestellt.

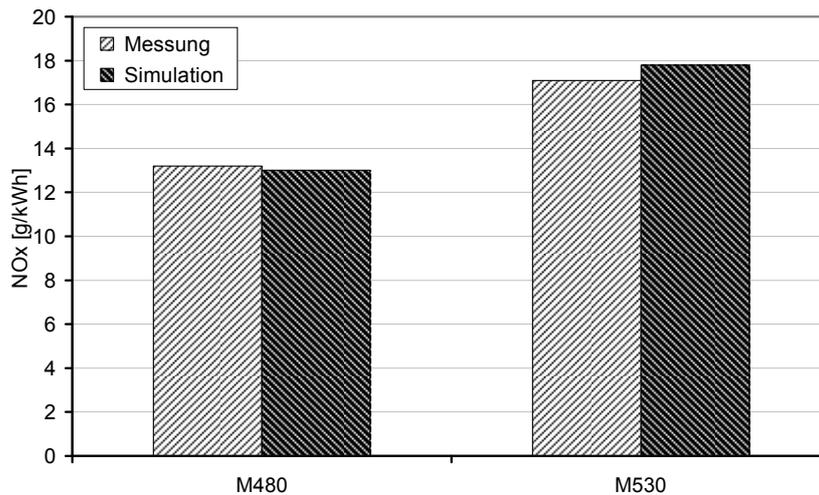


Abbildung 50: Vergleich NOx-Messung mit Simulation, Notch 8 ohne AGR

Wird Abgas rückgeführt, ist ausgehend von diesen Ergebnissen für die Ventilsteuerzeit M480 eine geringere Abgasrückführtrate für konstante Stickoxidemissionen zu erwarten, als mit Steuerzeit M530.

In Abbildung 51 ist eine Einspritzzeitpunktvariation mit 2200 bar Einspritzdruck bei konstanten Stickoxidemissionen im Volllastpunkt Notch 8 für zwei Ventilsteuerzeiten, M480 und M530, dargestellt.

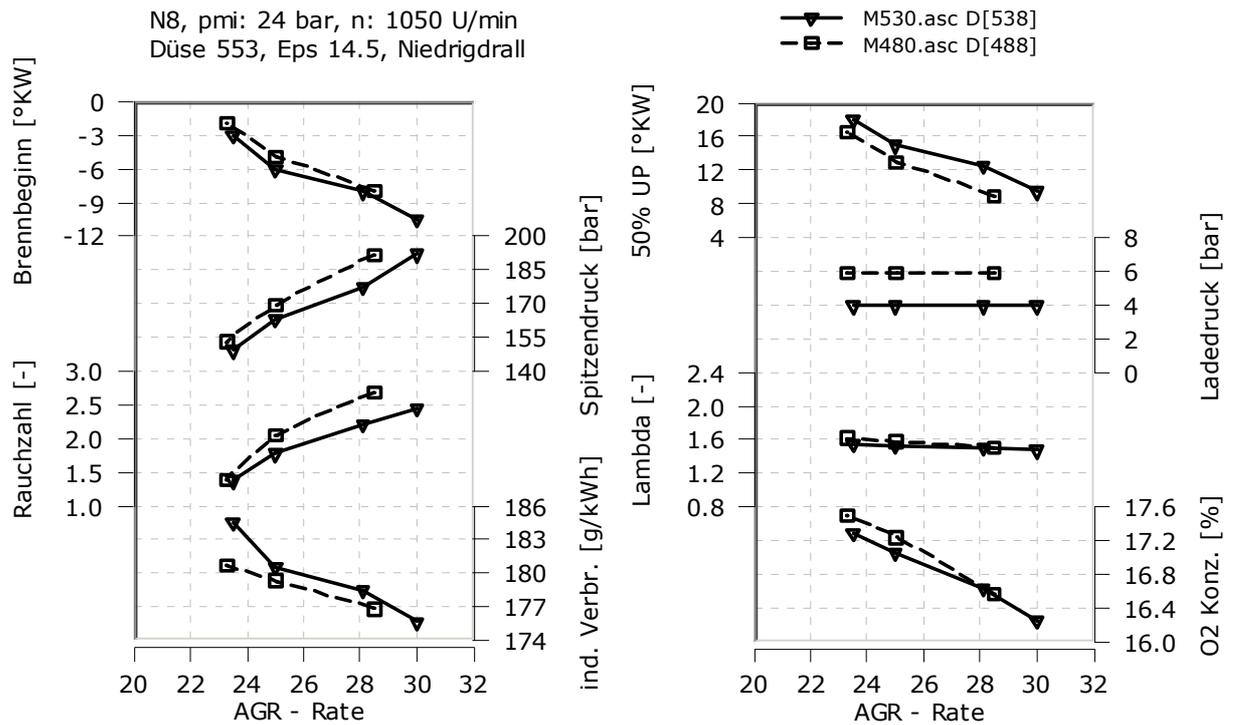


Abbildung 51: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NOx Emissionen für Ventilsteuerezeiten M480 und M530; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8

Für diese Messungen wurde für beide Nockenwellen der früheste Einspritzzeitpunkt so gewählt, dass ein Spitzendruck von 195 bar erreicht wurde. Im Anschluss wurde eine Variation des Einspritzzeitpunkts durchgeführt und dabei der eingestellte Ladedruck konstant gehalten. Somit war das Luftverhältnis kein Vorgabewert, sondern hat sich durch die Randbedingung des konstanten Ladedrucks eingestellt. Dadurch ist die geringfügige Erhöhung des Luftverhältnisses und der Sauerstoffkonzentration bei M480 erklärt. Die Steuerzeit M480 benötigt einen Ladedruck von sechs bar, bei M530 reichen 4 bar aus.

Die Verwendung der Steuerzeit M480 führt zu einer geringen Reduktion der zur Erreichung des Stickoxidgrenzwerts notwendigen Abgasrückführrate. Trotz der Senkung der Abgasrückführrate kommt es zu einer Verschlechterung des Russverhaltens. Eine Erklärung liefert Abbildung 52.

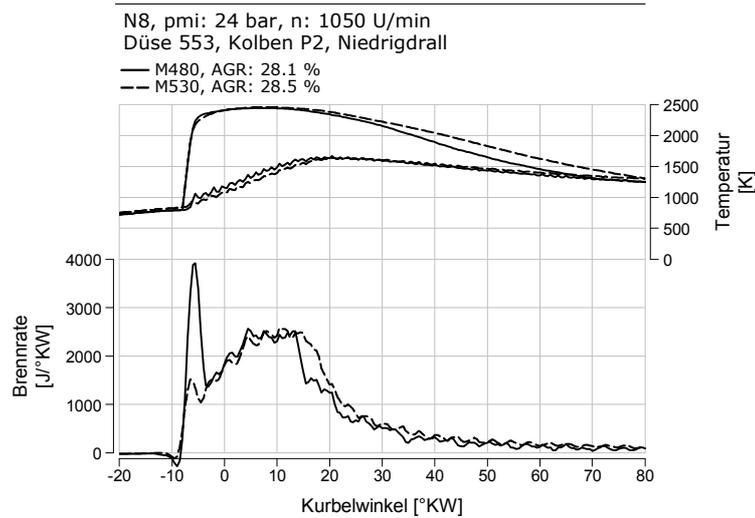


Abbildung 52: Flammen-, mittlere Brennraumtemperatur und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 9 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 8

Um gleichen Brennbeginn zu erreichen muss der Bestromungsbeginn von M480 zwei Grad Kurbelwinkel vor dem von M530 liegen. Der größere Vormischanteil für M480 ist durch den längeren Zündverzögerung begründet. Trotz des längeren Zündverzögerung und daher besseren Gemischaufbereitung weist M480 einen schlechteren Russwert auf. Dies ist auf die schlechteren Oxidationsbedingungen bei M480 zurückzuführen.

Betrachtet man in Abbildung 51 den Verbrauch, fällt auf, dass diese für gleiche Brennbeginne die Ventilsteuerzeit M480 einen geringen Vorteil im Verbrauch aufweist. Um diesen Vorteil erklären zu können, ist eine Verlustteilung durchgeführt worden, deren Ergebnisse in Abbildung 53 dargestellt sind.

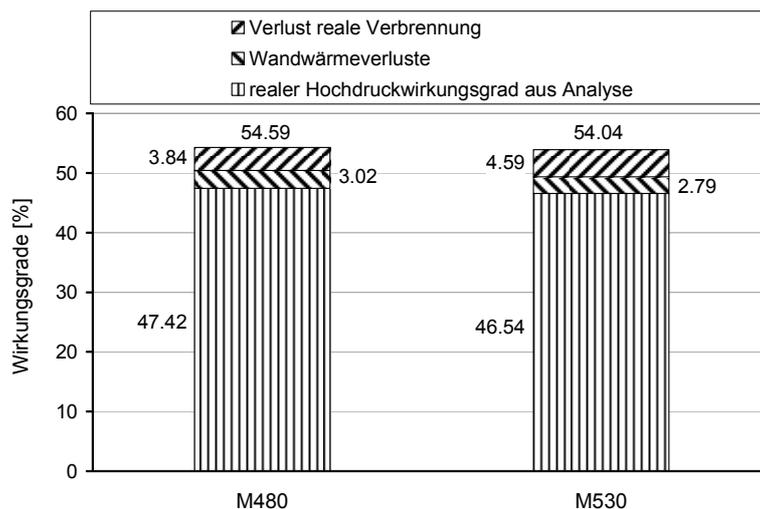


Abbildung 53: Verlustteilung Kolben P2 für M480 und M530, Brennbeginn 9 °KW vor OT und NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8

Aufgrund der geringeren Abgasrückführtrate weist M480 einen um 0.5 Prozentpunkte höheren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors auf. Durch die schnellere Verbrennung (Abbildung 52) fallen die Verluste durch die reale Verbrennung um 0.75 Prozentpunkte geringer aus, die Wandwärmeverluste aber geringfügig höher aus. Insgesamt ergibt sich ein Vorteil im realen, indizierten Hochdruckwirkungsgrad von 0.9 Prozentpunkten für die Ventilsteuerzeit M480.

4.1.2.2 Teillastpunkt Notch 4

Um die Auswirkung durch die Änderung der Steuerzeit in der Teillast zu erklären, wurden zuerst Versuche ohne Abgasrückführung durchgeführt. In Abbildung 54 sind die Brennverläufe und Energieumsetzungen für die Ventilsteuerzeiten M480 und M530 dargestellt.

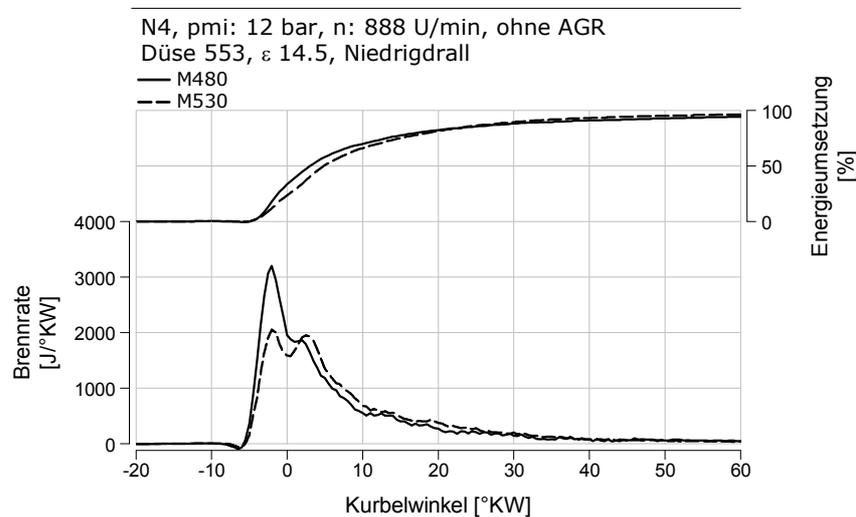


Abbildung 54: Energieumsetzung und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 6 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4

Daraus ist der größere Vormischanteil für M480 ersichtlich, welcher auf den ein Grad längeren Zündverzug zurückzuführen ist. Am Prüfstand wurden für beide Steuerzeiten dieselben Stickoxidwerte gemessen. Daraus kann geschlossen werden, dass der Miller Effekt durch den vergrößerten Vormischanteil kompensiert wird. Um dies zu verifizieren wurde mit den analysierten Brennverläufen eine Simulationsrechnung der NO Bildung durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 55 abgebildet sind.

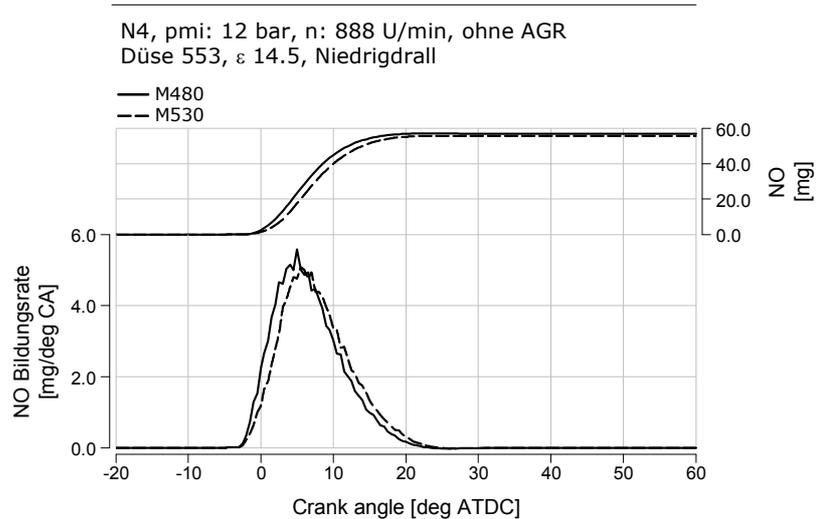


Abbildung 55: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Variation Steuerzeit M480 und M530, Notch 4

Wie durch die Analyse der Brennverläufe vermutet weist die Steuerzeit M480 am Beginn der Verbrennung eine gesteigerte Stickoxidbildung auf. Bedingt ist dies durch den Vormischanteil, wodurch die Vorteile kompensiert werden. Diese Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass beide Steuerzeiten die gleichen Abgasrückführaten benötigen um den geforderten Stickoxidgrenzwert zu erreichen.

In Abbildung 56 ist eine Einspritzzeitpunktvariation mit 2200 bar Einspritzdruck bei konstanten Stickoxidemissionen im Teillastpunkt N4 für zwei Ventilsteuerzeiten, M480 und M530, dargestellt.

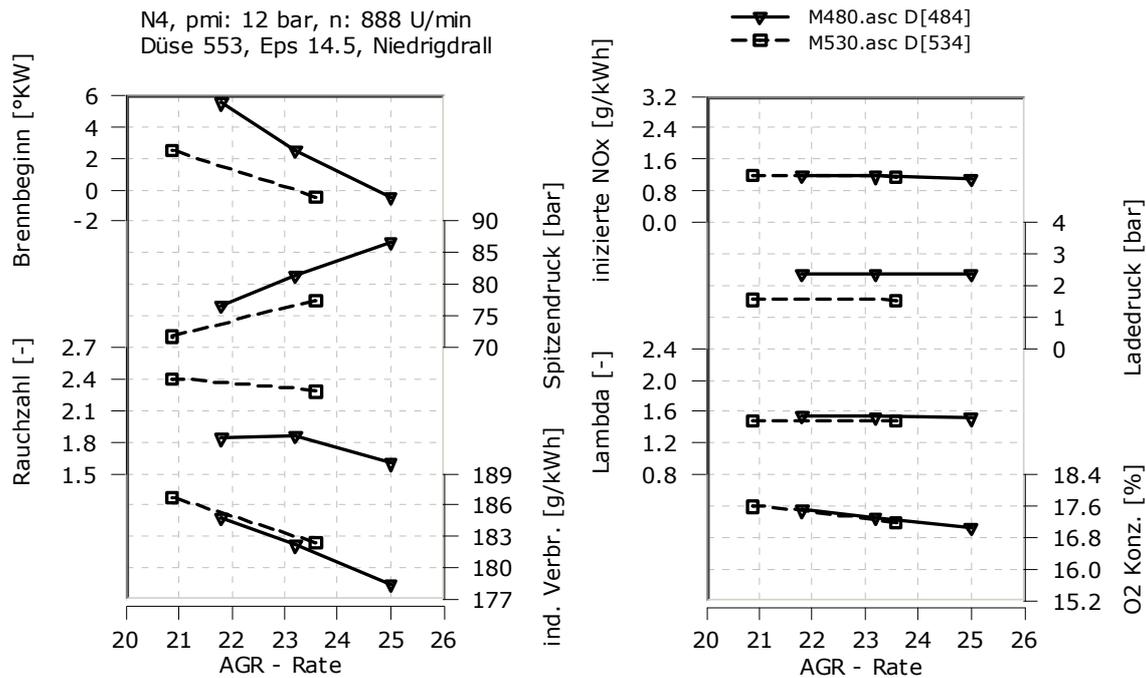


Abbildung 56: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NOx Emissionen für Ventilsteuerezeiten M480 und M530; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Daraus ist ersichtlich, dass die Steuerzeit M480 2.5, M530 1.5 bar Ladedruck benötigt und sich Vorteile hinsichtlich des Russverhaltens für M480 ergeben. Ebenso erkennt man, dass die Steuerzeit M480 bei gleichen Brennbeginnen eine 1.5 bis zwei Prozent höhere Abgasrückführrate erfordert um den gewünschten Stickoxidwert zu erreichen. Dies steht im Gegensatz zu dem vorher getätigten Schluss, dass beide Steuerzeiten identische AGR-Raten benötigen. Erklärt wird dieser Umstand durch eine vergleichende Betrachtung von Abbildung 54 und Abbildung 57. Bei der Verbrennung mit Abgasrückführung (Abbildung 57) erreicht M480 eine maximale Umsatzrate von 3800, bei der Verbrennung ohne Abgasrückführung (Abbildung 54) hingegen 3200 Joule pro Grad Kurbelwinkel. Das heißt, durch Abgasrückführung wird der Anteil der vorge-mischten Verbrennung, bedingt durch den verlängerten Zünderverzug gesteigert, welcher die benötigte AGR-Rate steigen lässt.

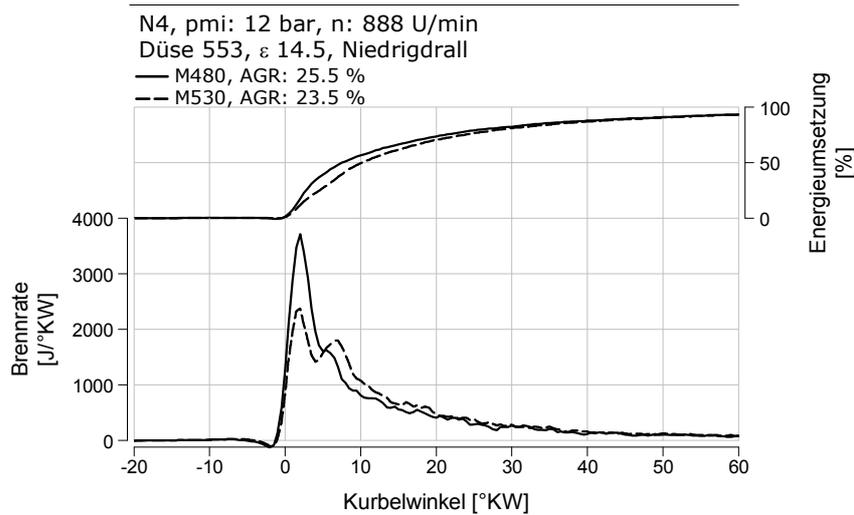


Abbildung 57: Energieumsetzung und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 2 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4

Für M480 wurde bei gleichen Brennbeginn von 0.5 Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt, ein um 4 g/kWh verbesserter Verbrauch gemessen, wie aus Abbildung 56 ersichtlich. Um die Ursachen zu begründen wurde eine Verlustanalyse durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 58 dargestellt sind.

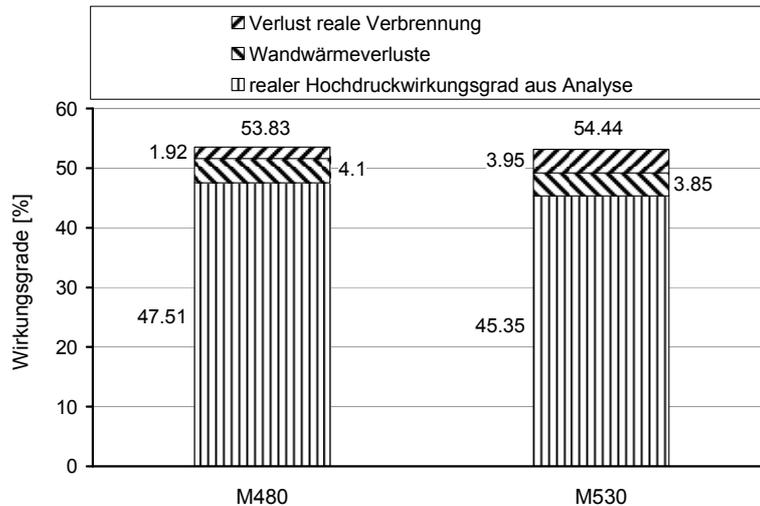


Abbildung 58: Verlustteilung Kolben P2 für M480 und M530, Brennbeginn 0 °KW vor OT und NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4

Die Ventilsteuerzeit M530 weist durch die geringere Abgasrückführrate einen um 0.61 Prozentpunkte höheren Wirkungsgrad des vollkommenen Motors auf. Aufgrund der schnelleren Verbrennung, siehe auch Abbildung 57, sind die Wandwärmeverluste bei M480 um 0.25 Prozentpunkte gesteigert, die Verluste der realen Verbrennung um 2.03 Prozentpunkte verringert. Somit beträgt der reale indizierte Wirkungsgrad bei M480 47.51 Prozent, was eine Steigerung gegenüber M530 um 2.16 Prozentpunkte bedeutet. Dies entspricht 3.9 g/kWh.

4.1.2.3 Zusammenfassung Steuerzeit

Für die weitere Entwicklung des Brennverfahrens wurde die Ventilsteuerzeit M530 gewählt, obwohl diese Nachteile im Russverhalten in der Teillast aufweist. Im Volllastpunkt hingegen, konnten deutliche Vorteile hinsichtlich des Russverhaltens gemessen werden. Da dieser, je nach Zyklusstrategie, zwischen 65 und 75 Prozent zum Russzykluswert beiträgt, liegt der Fokus klar in der Volllast.

Die Nachteile in der Teillast könnten durch eine Erhöhung des Luftverhältnisses ausgeglichen werden. Entsprechende Ergebnisse werden in Kapitel 4.2.1.1 diskutiert. Eine Steigerung des Luftverhältnisses in der Volllast ist nicht möglich, da das Potential der einstufigen Aufladung mit Verwendung der Steuerzeit M480 ausgeschöpft ist. Auch mit der Verwendung der Steuerzeit M530 ist eine Erhöhung des Ladedrucks und somit des Luftverhältnisses nur bedingt möglich, da der Motor ein Spitzendrucklimit von 200 bar aufweist.

4.1.3 Düsenspezifikation

Nach Festlegung des Verdichtungsverhältnisses und Steuerzeit war der nächste Schritt die Auswahl einer geeigneten Düse. Die vorhandenen Düsen sind nochmals in Tabelle 9 dargestellt.

Düse	Lochanzahl	Lochdurchmesser [mm]	Winkel [°]	Durchfluss [cm ³ /30s]
521	8	0.415	145	4215
552	9	0.376	150	3850
553	8	0.400	145	3850

Tabelle 9: Charakteristika der verwendeten Einspritzdüsen

Untersucht wurden alle in der Tabelle angeführten Düsen. Die Einspritzdüse 521 kann als Basis angesehen werden, da diese in vorangegangenen Arbeiten, sowohl bei TIER 2- als auch bei TIER 4-Applikationen, die besten Ergebnisse lieferte. Ausgehend von Düse 521 wurde eine Variation des Durchflusses und im Anschluss Änderung der Lochanzahl durchgeführt. Untersucht wurden wiederum der Volllastpunkt Notch 8 und der Teillastpunkt Notch 4.

4.1.3.1 Durchfluss

Der Grundgedanke ist, durch Reduzierung des Düsendurchflusses eine Verbesserung des Russverhaltens in der Teillast zu erreichen. Die Verbesserung der Russwerte wird durch kleinere Spritzlochdurchmesser erreicht. Die verkleinerten Bohrungsdurchmesser bewirken eine Erhöhung der kinetischen Energie beim Einspritzvorgang und somit wird eine Verbesserung der Kraftstoffaufbereitung während des Zündverzuges erreicht.

Volllastpunkt Notch 8

Neben den erwarteten Vorteilen in der Teillast, darf sich das Volllastverhalten hinsichtlich Verbrauch und Russemission nicht verschlechtern. Um dies zu überprüfen, wurde eine Variation der Abgasrückführrate mit 2200 bar Einspritzdruck bei gleichbleibenden Einspritzzeitpunkten durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 59 dargestellt sind. Dabei wurde der Einspritzzeitpunkt so gewählt, dass bei beiden Düsenvarianten ohne Abgasrückführung eine indizierte Stickoxidemission von 10 g/kWh entsteht.

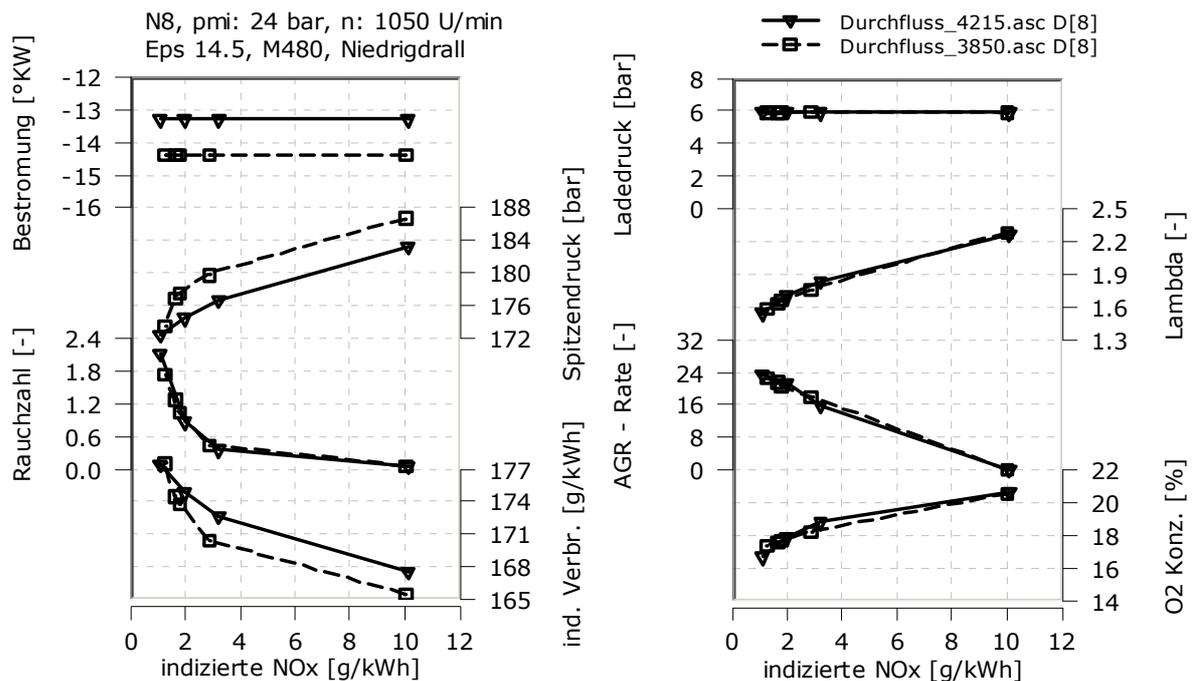


Abbildung 59: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Düse 521 und 553, Notch 8

Man erkennt, dass die Düse 553 (8x0.400x145x3850) um 1.5° KW früher bestromt werden muss, damit gleiche Stickoxidemissionen wie bei Düse 521 (8x0.415x145x4250) erreicht werden. Dadurch sind der Verbrauchsvorteil, im NO_x-Zielbereich von 2 g/kWh, und der höhere Spitzendruck erklärbar. Im Russverhalten

weisen beide Durchflüsse nur geringe Unterschiede auf, wobei ein geringer Vorteil für den verringerten Durchfluss vorhanden ist.

Durch die für gleiche Stickoxidemissionen mögliche Frühstellung der Verbrennung bei der Düse mit verringertem Durchfluss (553), kann davon ausgegangen werden, dass diese Düse weniger NO_x produziert. Da im Rahmen der Messungen die unterschiedliche Stickoxidbildung durch den angepassten Einspritzzeitpunkt ausgeglichen wurde, ist eine Simulationsrechnung durchgeführt worden. Dazu wurde zuerst die Simulation auf die Analyse des Messpunktes ohne rückgeführtem Abgas, der Düse mit Durchfluss $4215 \text{ cm}^3/30\text{s}$ (521), abgestimmt. Für die Simulation wurde der Nadelhub des Injektors vorgegeben. Über die kinetische Energie der Einspritzstrahlen wurden der Brennverlauf und daraus der Druckverlauf berechnet. Das Ergebnis des Vergleichs ist in Abbildung 60 dargestellt.

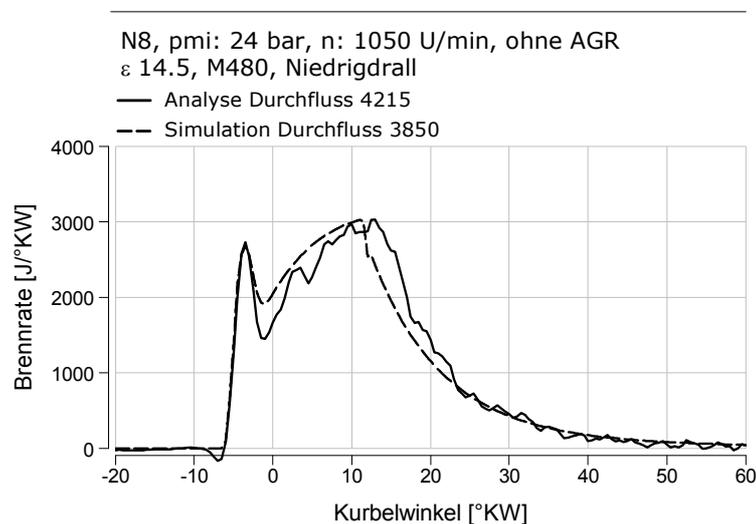


Abbildung 60: Gegenüberstellung Brennverläufe Analyse und Simulation, Durchfluss 4215, Düse 521, Notch 8, ohne AGR

Im Anschluss daran wurden im abgestimmten Simulationsmodell die verringerten Durchflusswerte der Düse 553 eingesetzt. Damit dieselbe Energiemenge umgesetzt wird, musste die Einspritzdauer aufgrund des verkleinerten Durchflusses angepasst werden. Die Gegenüberstellung der simulierten Brennverläufe der beiden Düsen ist in Abbildung 61 dargestellt.

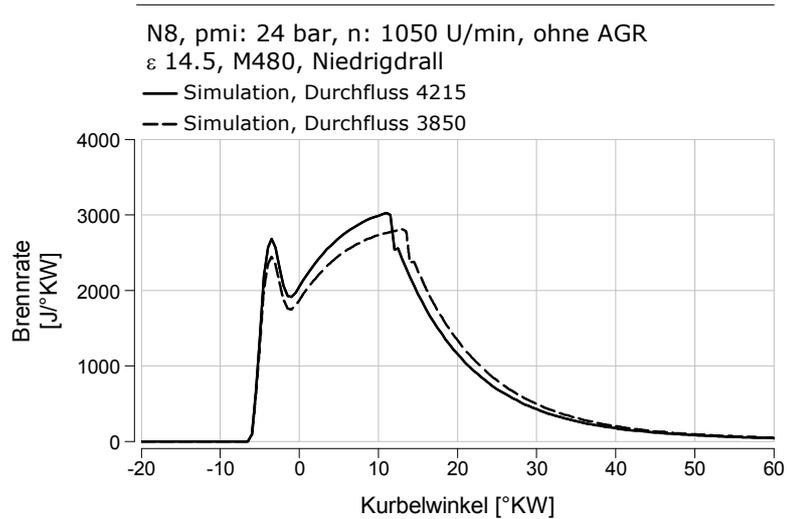


Abbildung 61: Simulation Brennverläufe Durchfluss 4215 und 3850, Simulation, Notch 8 ohne AGR

Aus Abbildung 61 sind die höheren Brennraten der Düse 521 am Beginn der Verbrennung ersichtlich. Dies lässt auf eine gesteigerte Stickoxidbildung schließen, was durch Abbildung 62 bestätigt wird. Ebenda sind die Stickstoffmonoxidbildungsrate und der aufsummierte Verlauf der Stickstoffmonoxide dargestellt.

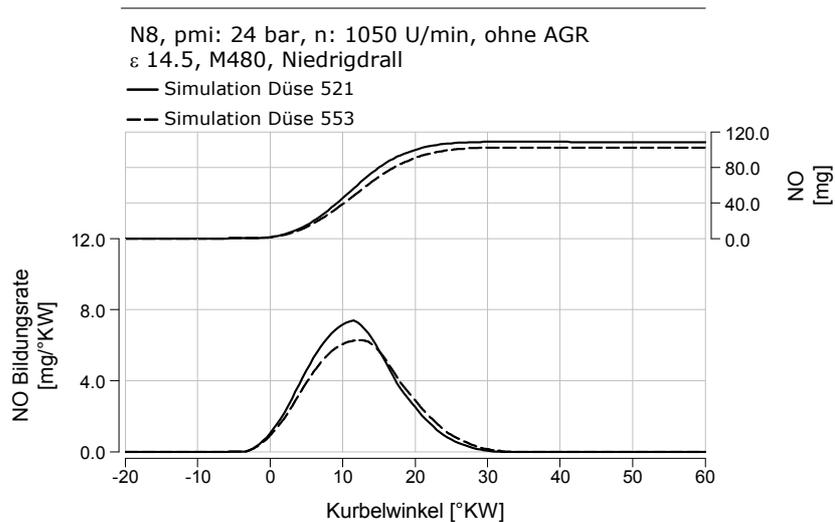


Abbildung 62: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Durchfluss 4215 und 3850, Simulation, Notch 8 ohne AGR

In Abbildung 63 wurde der umgekehrte Weg gegangen und der Einspritzzeitpunkt der Düse mit verringertem Durchfluss nach früh verlegt, um die gleichen Stickoxidwerte wie Düse 521 zu erhalten.

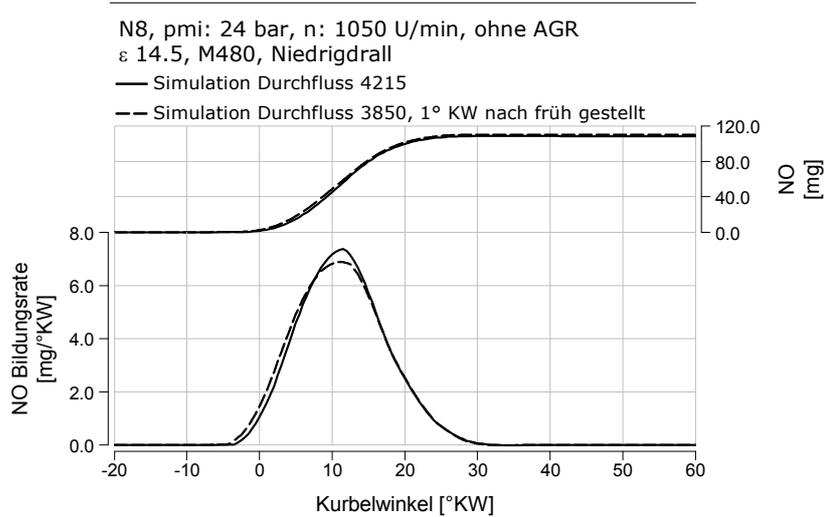


Abbildung 63: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Durchfluss 4215 und 3850, 1 °KW nach früh, Simulation, Notch 8 ohne AGR

Es ist ersichtlich, dass die Verbrennung um einen Grad Kurbelwinkel nach früh ver- stellt werden muss, damit dies erfüllt wird. Vergleicht man diesen Wert mit Abbildung 64, so ist ersichtlich, dass am Prüfstand der Einspritzzeitpunkt der Düse mit verringer- tem Durchfluss ebenso ein Grad Kurbelwinkel nach früh gestellt werden musste, um identische Stickoxidemissionen zu erreichen. In Abbildung 64 sind die Brennverläufe und Energieumsetzungen für die Messpunkte ohne Abgasrückführung aus Abbildung 59 dargestellt.

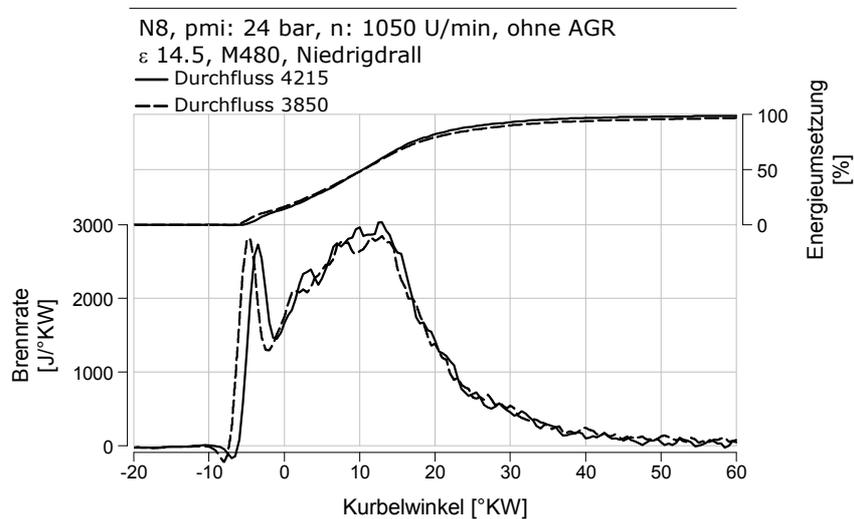


Abbildung 64: Brennverlauf und Energieumsetzung, Durchfluss 4215 und 3850, Notch 8 ohne AGR

Teillastpunkt Notch 4

Im Teillastpunkt Notch 4 wurde ebenso eine Variation der Abgasrückführrate bei gleichbleibenden Einspritzzeitpunkten durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 65

dargestellt sind. Die Einspritzzeitpunkte wurden so gewählt, dass sich für beide Varianten ein indiziertes Stickoxidniveau von 11.8 g/kWh ergab. Der Einspritzdruck betrug für beide Durchflüsse 2200 bar.

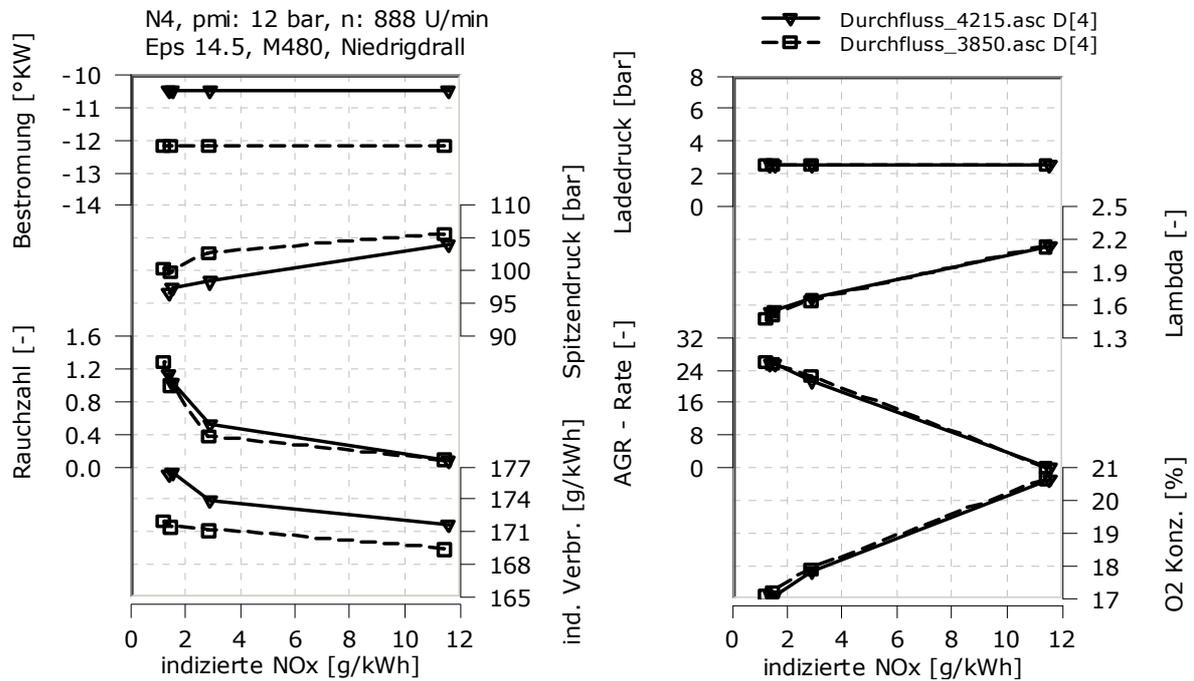


Abbildung 65: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Düse 521 und 553, Notch 4

Wie aus Abbildung 65 ersichtlich ist, kann auch bei Notch 4 die Verbrennung der Düse 553 gegenüber der Düse 521 früher gestellt werden, damit gleiche Stickoxidemissionen erreicht werden. Somit entstehen bei der Verbrennung mit der Düse 553 weniger Stickoxide.

Der Kraftstoffverbrauchsvorteil und der höhere Spitzendruck für die Düse 553 resultieren aus der für gleiche NO_x Werte notwendigen Frühstellung der Verbrennung.

Im Stickoxidzielbereich weist der hohe Durchfluss einen Russwert von 0.068 g/kWh, die Düse 553 mit Durchfluss 3850 cm³/30s 0.056 g/kWh auf. Somit wird mit der Reduktion des Durchflusses eine Senkung der Russemission um 0.012 g/kWh erreicht.

Zusammenfassung Durchfluss

Es wurde für die weitere Entwicklung der reduzierte Durchfluss von 3850 cm³/30s gewählt. Dies ist durch die Verbesserung der Stickoxid- und Russemissionen begründet. Besonders in der Teillast weist der verringerte Düsendurchfluss große Vorteile in der Russemission auf. Bei der Verbrennung mit verringertem Durchfluss werden weniger Stickoxidemissionen gebildet. Dies ermöglicht eine Frühstellung der Verbrennung wodurch ein Verbrauchsvorteil generiert werden kann.

4.1.3.2 Lochanzahl

Bei der Auswahl der Lochanzahl einer Düse ist eine optimale Ausnutzung des im Brennraum zur Verfügung stehenden Sauerstoffs zu gewährleisten, ohne dass die Einspritzstrahlen bzw. Flammkeulen sich durch den vorhandenen Drall berühren. Für die Variation der Lochanzahl stand nur eine Düse zur Verfügung bei der auch der Winkel der Einspritzstrahlen um fünf Grad vergrößert wurde. Solange durch die Winkeländerung zu keiner Anlagerung der Einspritzstrahlen an den Brennraumwänden kommt, hat der Spritzwinkel einen geringen Einfluss.

Volllastpunkt Notch 8

In Abbildung 66 ist eine AGR-Variation mit konstantem Einspritzbeginn mit 2200 bar Einspritzdruck für die Achtlochdüse 553 (8 x 0.400 x 145 x 3850) und Neunlochdüse 552 (9 x 0.400 x 150 x 3850) im Notch 8 dargestellt.

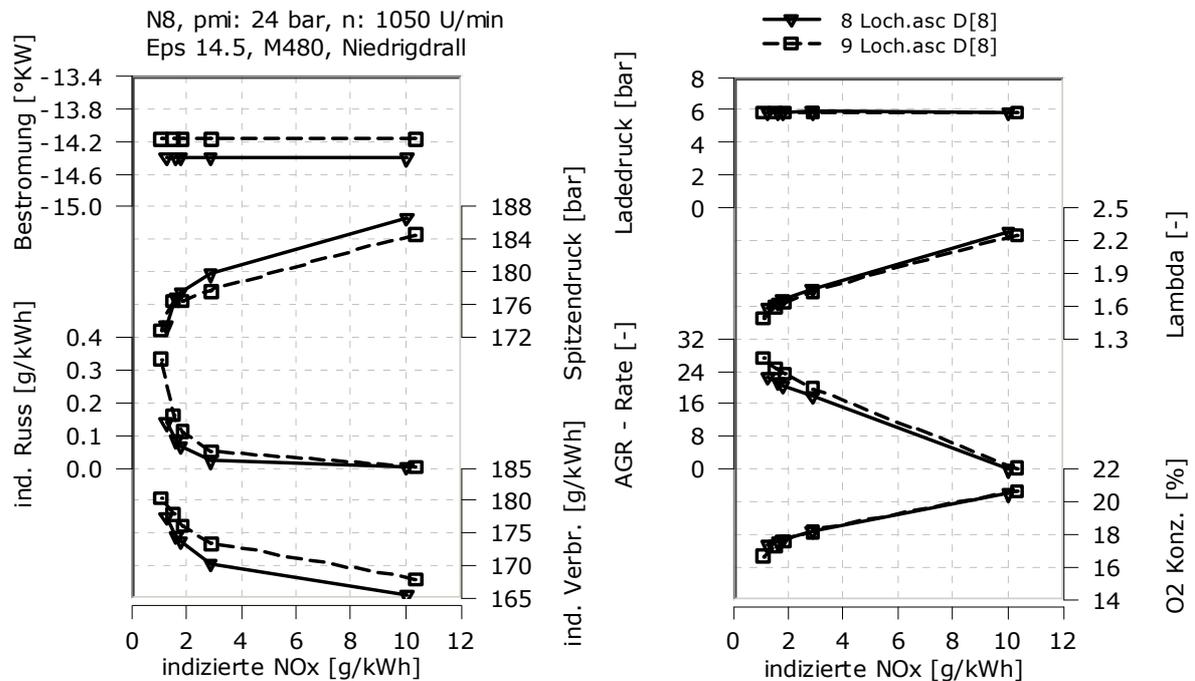


Abbildung 66: AGR - Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Acht- und Neunlochdüse, Notch 8

Obwohl bei der Neunlochdüse 552 um 0.2 Grad Kurbelwinkel später bestromt wurde, liegt der NO_x-Startwert der AGR-Variation geringfügig höher als bei der Achtlochdüse 552. Dadurch sind die höheren AGR-Raten für Düse 552 erklärbar. Durch die frühere Verbrennungslage der Achtlochdüse sind der Verbrauchsvorteil und höhere Spitzen- druck erklärt. Mit Verwendung der Neunlochdüse steigen die Russwerte an. Eine mög- liche Erklärung der verschlechterten Russwerte bei der Neunlochdüse ist, dass es zu

einer Interaktion zwischen den Flammenkeulen, und so zu einer Verschlechterung der Luftausnutzung kommt.

Teillastpunkt Notch 4

In Abbildung 67 ist wiederum eine AGR-Variation mit konstantem Einspritzbeginn mit 2200 bar Einspritzdruck für die Achtlochdüse 553 (8 x 0.400 x 145 x 3850) und Neunlochdüse 552 (9 x 0.400 x 150 x 3850) im Notch 4 dargestellt.

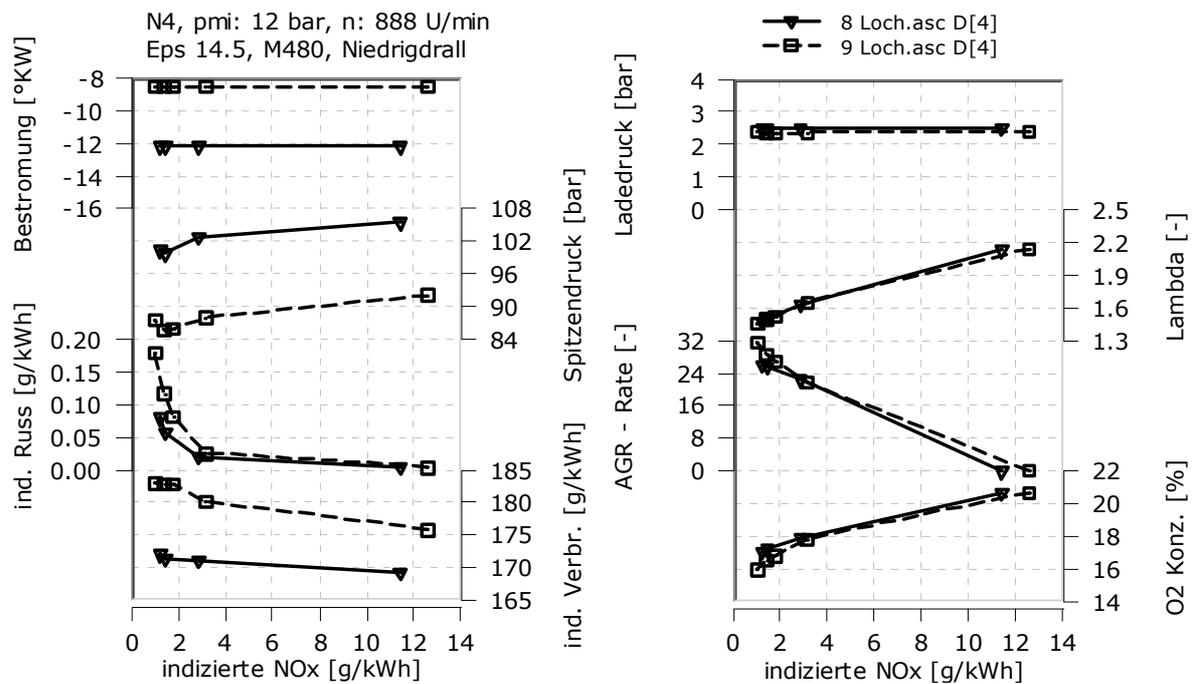


Abbildung 67: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Acht- und Neunlochdüse, Notch 4

Es ist ersichtlich, dass bei der Verbrennung mit der Neunlochdüse 552 mehr Stickoxidemission entstehen, obwohl bei der Achtlochdüse 553 um 3.7 Grad Kurbelwinkel später eingespritzt wird. Der Verbrauchsvorteil und der höhere Spitzendruck für die Achtlochdüse sind durch die frühere Verbrennungslage erklärbar. Da für die Erreichung des NO_x Zielbereiches bei der Neunlochdüse um fünf Prozent höhere Abgasrückführaten notwendig sind, kommt es zu einer Verdoppelung der Russwerte gegenüber der Achtlochdüse.

Um die gesteigerte Stickoxidbildung der Neunlochdüse zu bestätigen, wurde eine Simulationsrechnung durchgeführt. Dazu wurde zuerst die Simulation auf den Messpunkt der Achtlochdüse 553 ohne Abgasrückführung abgestimmt. Im Anschluss daran wurde in der kalibrierten Simulationsrechnung die Neunlochdüse 552 eingesetzt und mit denselben Randbedingungen nochmals gerechnet. Als exemplarisches Ergebnis

sind die Rate der NO-Bildung und der kumulierte NO-Verlauf in Abbildung 68 dargestellt.

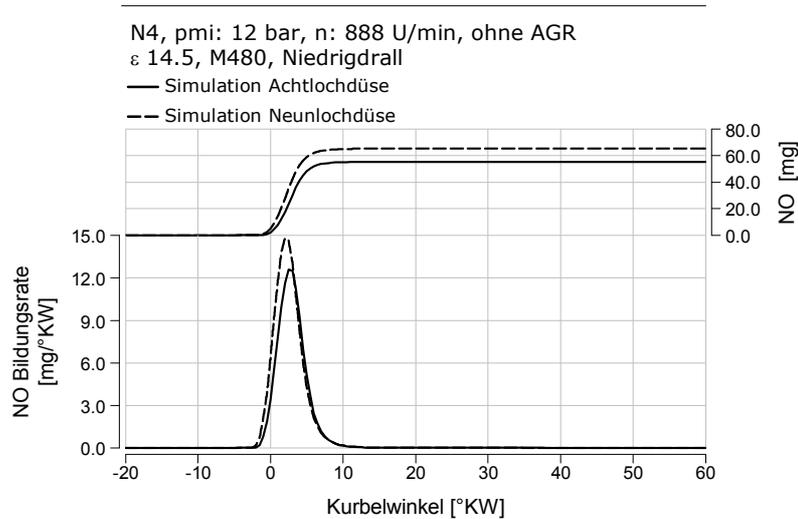


Abbildung 68: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Acht- und Neunlochdüse, Simulation, Notch 4 ohne AGR

Es ist erkennbar, dass die Neunlochdüse mehr Stickstoffmonoxid- und somit mehr Stickoxidemission erzeugt.

In Abbildung 69 sind der Brennverlauf und die Energieumsetzung für die Messpunkte ohne Abgasrückführung (Abbildung 67) dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die Neunlochdüse um 3.7° KW später bestromt werden muss, damit die Stickoxidemission annähernd konstant gehalten werden kann.

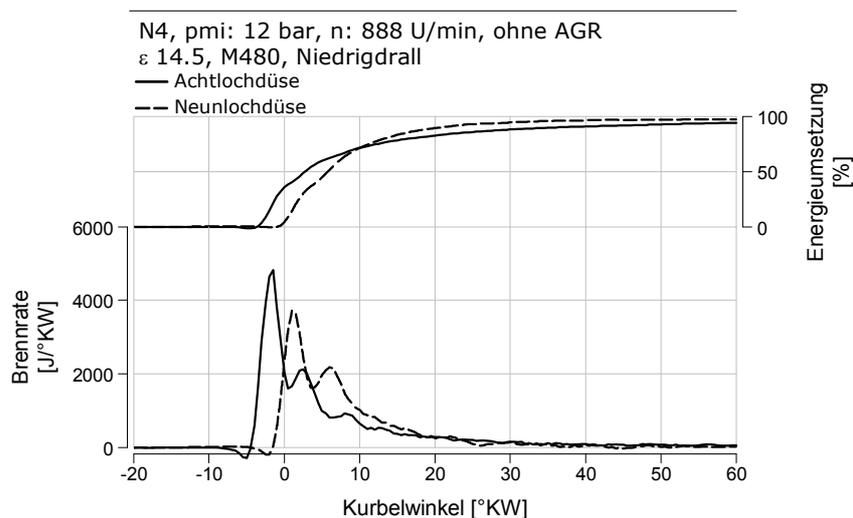


Abbildung 69: Brennrate und Energieumsetzung Acht- und Neunlochdüse, Notch 4 ohne AGR

Zusammenfassung Lochanzahl

Für die weitere Abstimmung des Brennverfahrens wurde die Achtlochdüse 553 (8 x 0.400 x 145 x 3850) gewählt, da diese sowohl in der Teillast-, als auch in der Volllast hinsichtlich des Russverhaltens Vorteile gegenüber der Neunlochdüse aufweist. Desweiteren sind für Achtlochdüse deutliche Verbrauchsvorteile über den gesamten Lastbereich erkennbar.

4.2 Entwicklung der Motorbetriebstrategien

Wie in Kapitel 3.3 beschrieben wurde zuerst ein globales DoE-Modell zur Beschreibung der Stickoxidemissionen, Partikelemissionen und Verbrauch für das gesamte Kennfeld erstellt. Dabei kam das zuvor entwickelte Brennraumkonzept zum Einsatz.

Im Anschluss wurde mit Hilfe lokaler Modelle eine detaillierte Optimierung in den zyklusrelevanten Betriebspunkten mit stark reduziertem Messaufwand durchgeführt.

Beispielhaft ist das Optimierungsergebnis für den Teillastpunkt N4 in Abbildung 70 dargestellt.

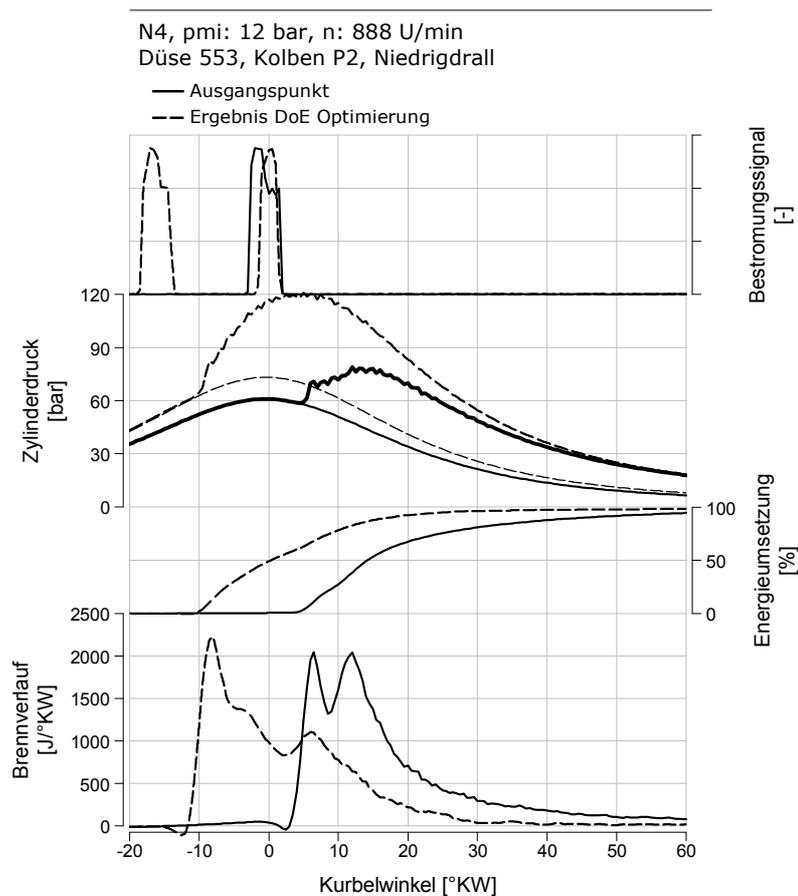


Abbildung 70: Ergebnis der DoE-Optimierung, Notch 4

Aus den Diagrammen ist ersichtlich, dass es ausgehend vom Ausgangspunkt zu einer Änderung des Luftverhältnisses und des Einspritzzeitpunktes kam. Desweiteren wurde eine Nacheinspritzung appliziert. In den folgenden Kapiteln sind Ergebnisse von Messungen dargestellt die durchgeführt wurden um die mit DoE ermittelnden Optima erklären zu können.

4.2.1 AGR spezifische Aufladestrategie

Die DoE – Optimierung zeigte, dass hohe Luftverhältnisse Vorteile in den Russemissionen bringen, obwohl gesteigerte Luftverhältnisse erhöhte Abgasrückführaten für konstante Stickoxidemissionen erfordern. Gleichzeitig ist die Empfindlichkeit des Brennverfahrens auf erhöhte Ladelufttemperaturen untersucht worden. Dies ist wichtig abzuklären, da der Wirkungsgrad des AGR – Kühlers durch Versottung sinkt und dadurch die Ansaugluftgemischtemperatur des Motors steigt.

4.2.1.1 Luftverhältnis und Sauerstoffkonzentration

Durch eine optimale Auslegung des Turboladers wird versucht das Luftverhältnis über den gesamten Lastbereich des Motors zu erhöhen. Wird der Motor mit einem höheren Luftverhältnis betrieben, wird eine gesteigerte Abgasrückführate benötigt, um die gewünschten Stickoxidemissionen zu erreichen. Der Vorteil des höheren Luftverhältnisses ist der gesteigerte Sauerstoffpartialdruck. Die Frage die sich stellt, ist, ob die durch die Erhöhung des Luftverhältnisses gewonnenen Vorteile durch die gesteigerte Abgasrückführate kompensiert werden, oder ob ein Vorteil bestehen bleibt.

Volllastpunkt Notch 8

In Abbildung 71 sind Timingvariationen mit Abgasrückführung für drei unterschiedliche Luftverhältnisse dargestellt. Zielbereich der Stickoxidemission war 1.5 g/kWh entsprechend Vollmotor, wobei dieser bei einem Luftverhältnis von 1.5 geringfügig unterschritten wurde. Der Einspritzdruck betrug 2200 bar.

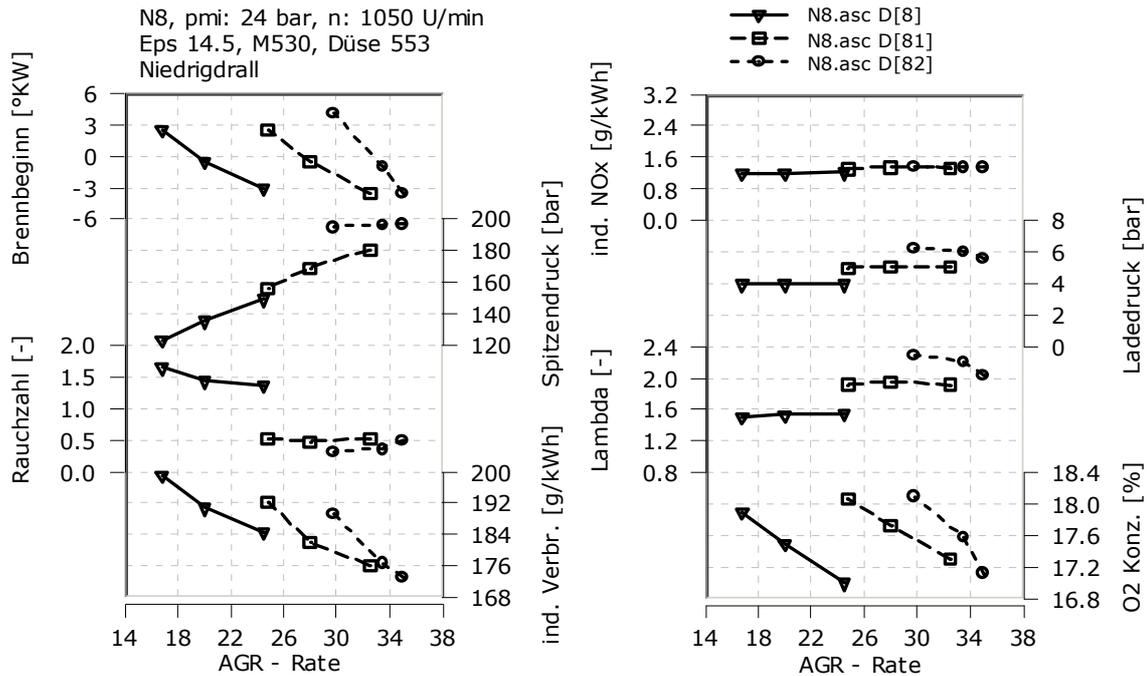


Abbildung 71: Einspritzzeitpunktvariation für drei Luftverhältnisse, NO_x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8

Basis dieser Untersuchung war das Luftverhältnis von 1.5. Bei diesem werden je nach Einspritzzeitpunkt AGR-Raten von 16 bis 24 Prozent benötigt. Dabei stellt sich eine Sauerstoffkonzentration von 17 bis 17.8 Prozent ein. Dies entspricht einem indizierten Stickoxidniveau von 1.2 g/kWh. Im Anschluss wurde das Luftverhältnis auf 1.9 erhöht und wiederum eine Timingvariation durchgeführt. Um dies zu erreichen musste der Ladedruck von vier bar auf fünf bar angehoben werden. Die zur Erreichung des Stickoxidzielbereichs notwendigen Abgasrückführraten sind bei gleichem Einspritzzeitpunkt um etwa acht Prozent erhöht. Durch die Anhebung des Luftverhältnisses wird eine Reduktion der Rauchzahl von 1.5 auf 0.5 und eine Senkung des indizierten Kraftstoffverbrauchs von 8 g/kWh erreicht. Dieser Umstand wird in Abbildung 72 erklärt.

Die höheren Sauerstoffkonzentrationen sind auf die unterschiedlichen Stickoxidniveaus der Timingvariationen zurückzuführen. Da der Steigerung des Luftverhältnisses in der Volllast durch das Spitzendrucklimit Grenzen gesetzt sind, stellt die dritte Messung das Grenzpotential der Russverbesserung durch Erhöhung des Luftverhältnisses bei diesem Motor dar. Dazu wurde beim frühesten Einspritzzeitpunkt der Timingvariation der Ladedruck solange erhöht, bis der Spitzendruck erreicht wurde. Dadurch konnte das Luftverhältnis nochmals um 0.1 auf 2 gesteigert werden. Durch die Spätstellung der Verbrennung würde der Spitzendruck sinken. Um dies zu vermeiden wurde der Ladedruck gesteigert bis wiederum der maximale Spitzendruck erreicht war. Das Luftverhältnis war in diesem Fall kein Vorgabewert sondern hat sich durch diese Vorgehensweise eingestellt und erreicht Werte zwischen 2 und 2.3. Dadurch kommt es nochmals

zu einer Reduktion der Rauchzahl. Diese fällt für den frühen Bestromungsbeginn geringer aus, da der Unterschied im Luftverhältnis geringer ist, da der Spitzendruckunterschied zwischen den Messpunkten nur 20 bar beträgt. Somit fällt die Erhöhung im Gegensatz zu den späteren Einspritzzeitpunkten geringer aus. Auch hier führt die Steigerung des Luftverhältnisses zur Erhöhung der notwendigen Abgasrückführrate und zur Verbesserung des indizierten Verbrauchs. Dies ist wiederum auf die Steigerung des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors zurückzuführen. Betrachtet man die Sauerstoffkonzentration, so fällt auf, dass diese für gleiche Stickoxidemissionen gleich sein muss. Somit erfordert eine Erhöhung des Luftverhältnisses eine Steigerung der AGR-Rate, damit die Stickoxidemissionen bestimmende Sauerstoffkonzentration wieder auf das Ausgangsniveau gesenkt wird.

In Abbildung 72 ist die Verlustteilung für die frühesten Einspritzzeitpunkte für das Basisluftverhältnis und den Variationen dargestellt.

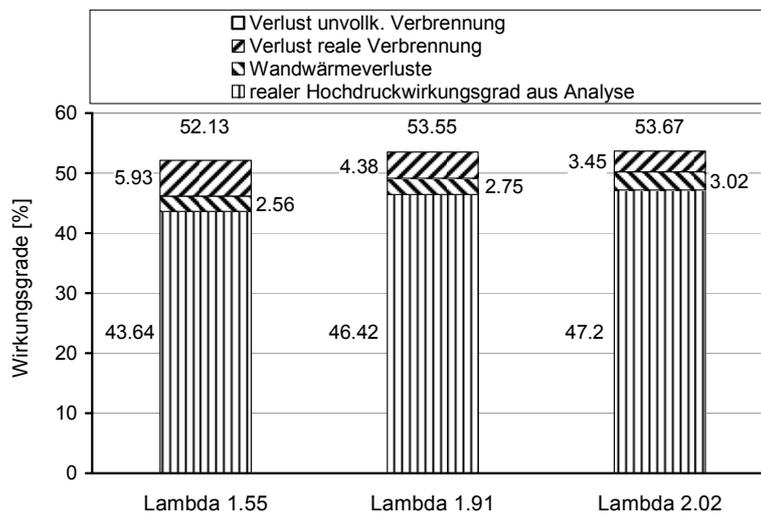


Abbildung 72: Verlustteilung P2, M530, Düse 553, Einspritzzeitpunkt 9 °KW vor OT und NO_x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8

Daraus ist ersichtlich, dass sich durch die Steigerung des Luftverhältnisses von 1.5 auf 1.91 der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors von 52.13 auf 53.55 Prozent erhöht. Bei der Anhebung des Luftverhältnisses auf 2.02 steigt dieser auf 53.67 Prozent. Bei der Verbrennung mit Lambda 1.91, sind gegenüber Lambda 1.5, die Wandwärmeverluste um 0.25 Prozentpunkte gestiegen. Die Abnahme der Verluste der realen Verbrennung mit steigendem Luftverhältnis, ist auf die schnellere Umsetzung des Brennstoffs zurückzuführen, wie in Abbildung 73 dargestellt.

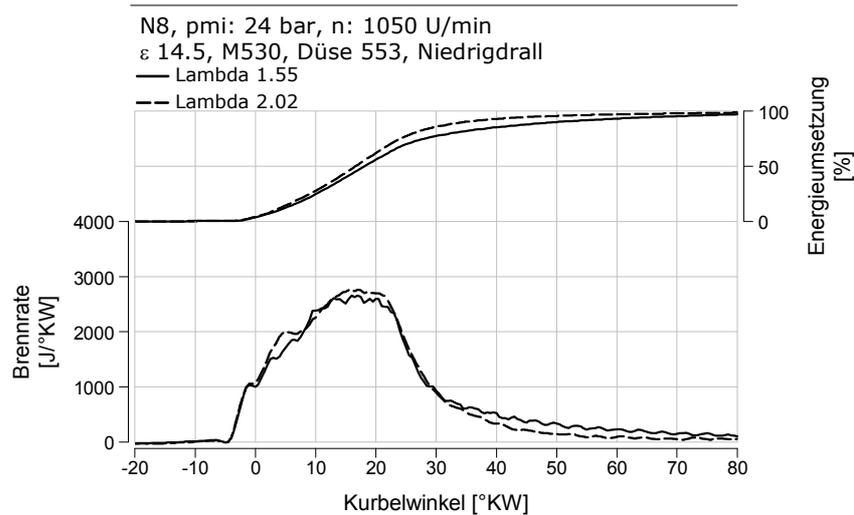


Abbildung 73: Energieumsetzung und Brennverlauf für Luftverhältnis 1.5 und 1.8 für Brennbeginn 4 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 8

Teillastpunkt Notch 4

In Abbildung 74 sind Timingvariationen mit Abgasrückführung für zwei unterschiedliche Luftverhältnisse im Teillastpunkt Notch 4, für einen Stickoxidwert von 1.5 g/kWh entsprechend Vollmotor dargestellt.

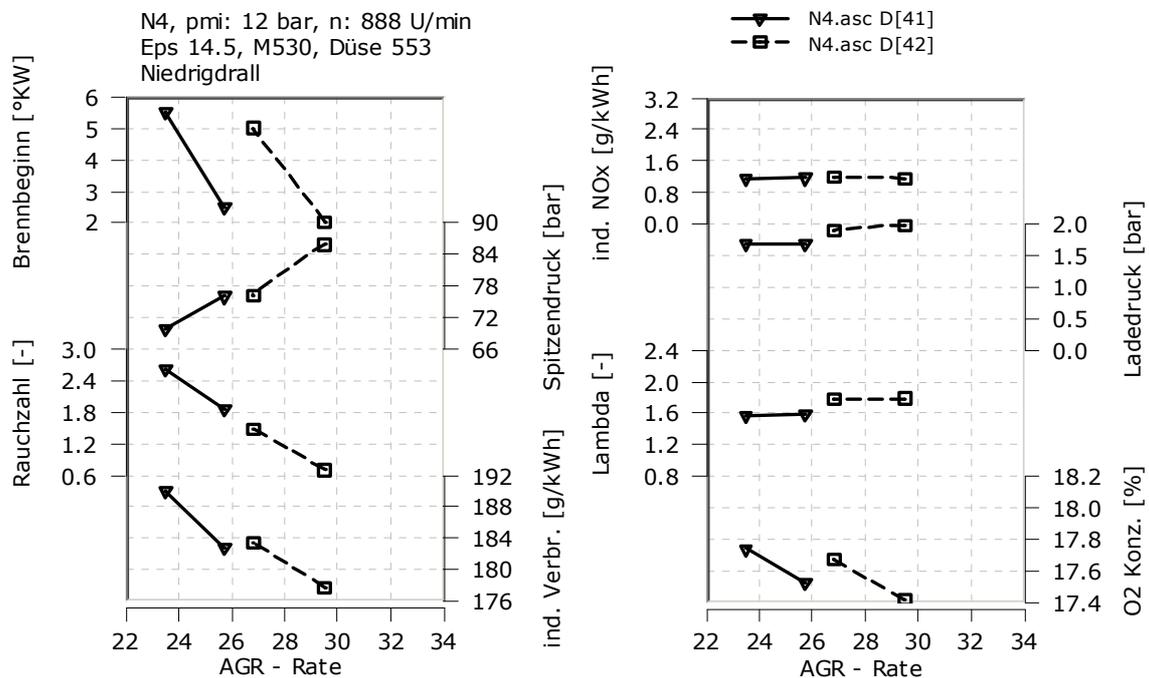


Abbildung 74: Einspritzzeitpunktvariation für drei Luftverhältnisse, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Ausgehend von einem Luftverhältnis von 1.6 wurde dieses auf 1.8 angehoben. Der für die Anhebung höhere notwendige Ladedruck ist deutlich erkennbar, ebenso der dadurch gesteigerte Spitzendruck. Die Rauchzahl sinkt mit steigendem Luftverhältnis, bei

der Steigerung auf 1.8 kommt es zu einer Halbierung. Durch die Anhebung des Luftverhältnisses muss auch die Abgasrückführrate gesteigert werden, um wieder gleiche Sauerstoffkonzentration zu erreichen.

In Abbildung 75 sind die Verlustteilungen für die frühen Einspritzzeitpunkte der Variation des Luftverhältnisses dargestellt.

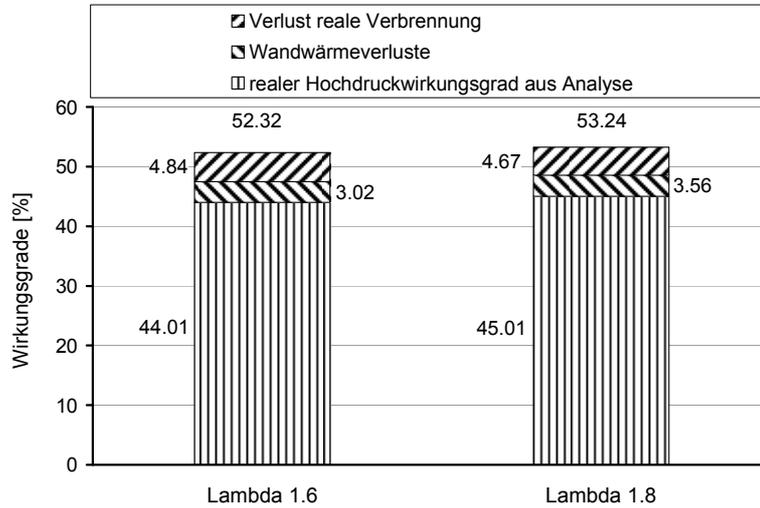


Abbildung 75: Verlustteilung ϵ 14.5, M530, Düse 553, Einspritzzeitpunkt 6 °KW vor OT und NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4

Es ist ersichtlich, dass mit Steigerung des Luftverhältnisses der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors steigt. Die Verluste der realen Verbrennung nehmen mit steigendem Luftverhältnis ab. Dies liegt an der schnelleren Verbrennung, wie Abbildung 76 zeigt.

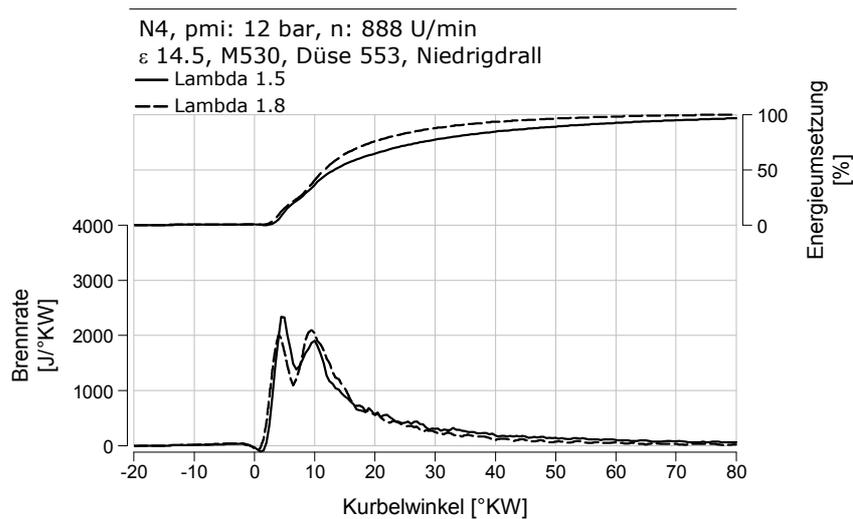


Abbildung 76: Energieumsetzung und Brennverlauf für Luftverhältnis 1.5 und 1.8 für Brennbeginn 2 Grad Kurbelwinkel nach OT, Notch 4

Aufgrund des höheren Verbrennungsdrucks und der schnelleren Verbrennung steigen die Wandwärmeverluste mit steigendem Luftverhältnis. Insgesamt kommt es bei der Erhöhung von 1.5 auf 1.8 zu einer Wirkungsgradverbesserung um 1.91 Prozentpunkte.

Zusammenfassung Luftverhältnis und Aufladestrategie

Wie im vorangegangenen Abschnitt gezeigt, wird es von Nöten sein das Luftverhältnis zu steigern um die von US EPA TIER 4 vorgegebenen Partikelgrenzwerte zu erreichen. In der Vollast ist eine Ausschöpfung des Spitzendrucklimits hinsichtlich Russemissionen, nicht notwendig, da die zu erwartenden Verbesserungen zu gering ausfallen. In der Teillast hingegen, muss nach einem möglichst hohen Luftverhältnis getrachtet werden, da die Anhebung deutliche Verbesserungen hinsichtlich Verbrauch und Emissionen mit sich bringt.

4.2.1.2 Ladelufttemperatur

Da es bei einem AGR-Brennverfahren notwendig ist, auch untere Teillast- und Niedriglastpunkt mit Abgasrückführung zu betreiben, ist die Gefahr, dass der Kühler im Abgasrückführfad verschmutzt und versottet wird, sehr hoch. Mit der Verschmutzung geht eine Senkung des Kühlerwirkungsgrad einher und somit kommt es über die Lebensdauer zu einer Erhöhung der Ansauggemischtemperatur im Einlasssammler. Darum ist es wichtig, ein Brennverfahren zu entwickeln, das robust und unempfindlich gegen diese Ansauglufttemperaturschwankungen ist.

Vollastpunkt Notch 8

Für den Vollastpunkt Notch 8 wurde eine Ansauglufttemperaturvariation bei konstantem Luftverhältnis durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 77 dargestellt sind.

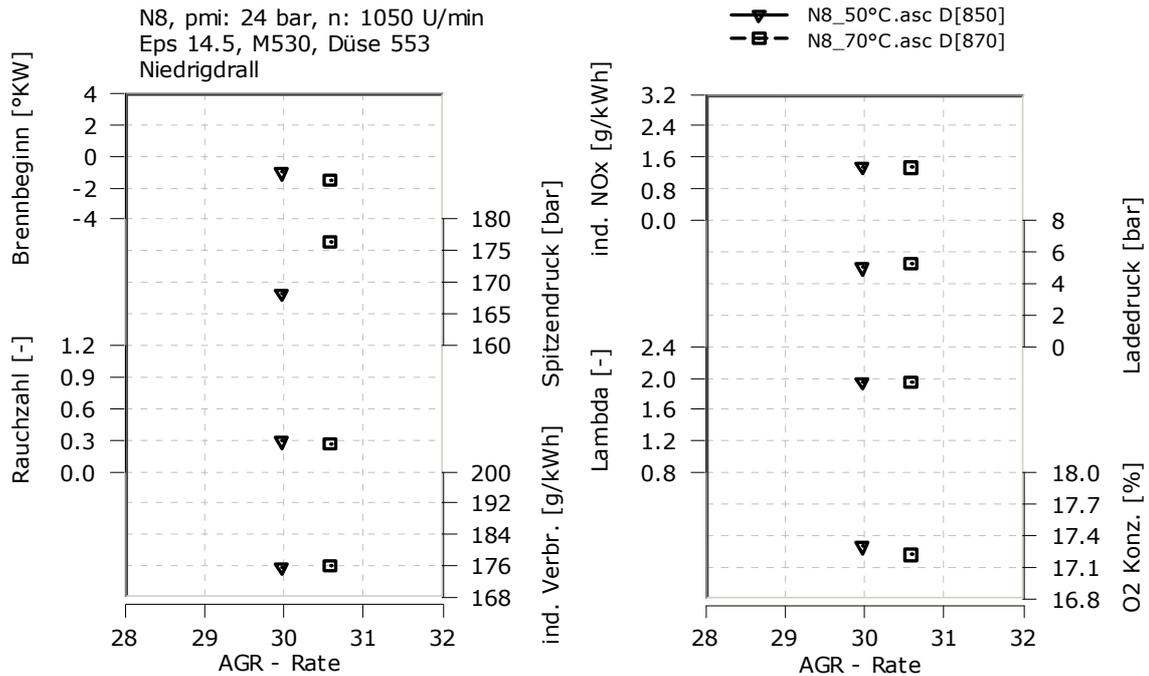


Abbildung 77: Ansauglufttemperaturvariation, NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 8

Um das Luftverhältnis konstant zu halten, musste bei der Gemischtemperatur von 70 Grad Celsius der Ladedruck geringfügig angehoben werden. Dies, und der höhere Verdichtungsdruck bei gesteigerter Temperatur zum Schließzeitpunkt des Einlassventils, führen zu einer Erhöhung des Spitzendrucks. Um die Stickoxidemissionen von 1.5 g/kWh beizubehalten, musste die Abgasrückführrate um 0.75 Prozentpunkte erhöht werden. Diese Erhöhung hat keine negativen Auswirkungen auf die Russemissionen, im Gegenteil kommt es zu einer Reduktion der Rauchzahl von 0.29 auf 0.27. Aufgrund des hohen Einspritzdruckes von 2200 bar hat die gesteigerte Abgasrückführrate keinen Einfluss auf die Russformation, die gesteigerte Ansauglufttemperatur hingegen, beeinflusst die Russoxidation positiv, wodurch die Verbesserung im Russverhalten erklärt werden kann.

Teillastpunkt Notch 4

In Abbildung 78 sind die Ergebnisse einer Ansauglufttemperaturvariation bei konstantem Ladedruck dargestellt.

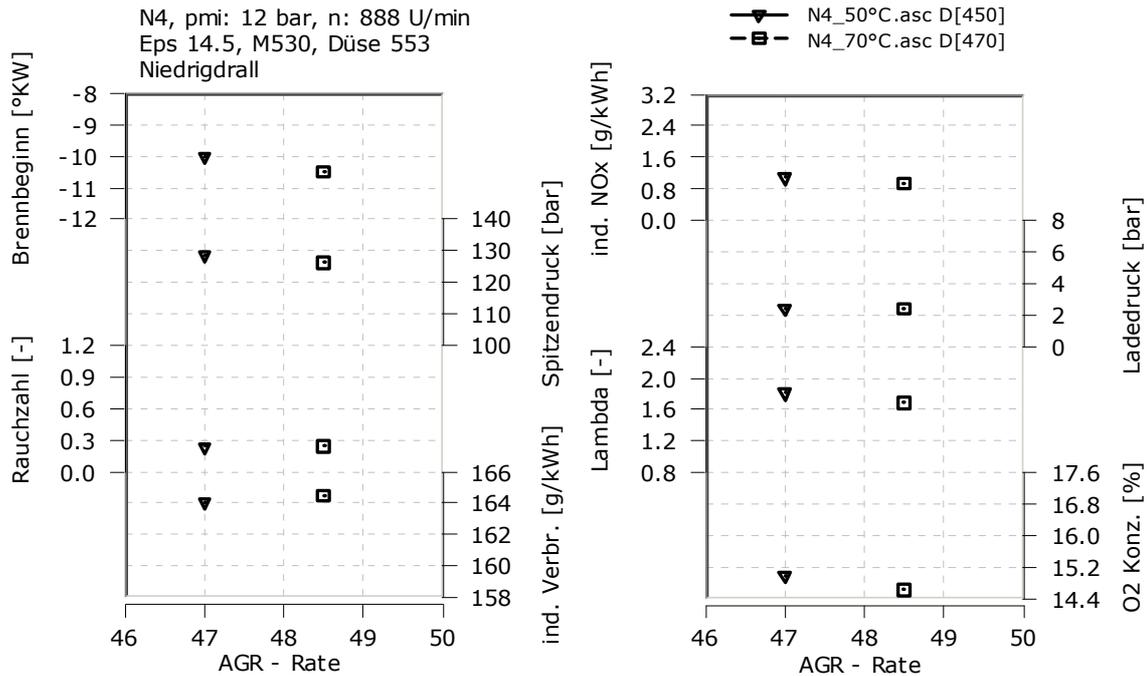


Abbildung 78: Ansauglufttemperaturvariation, NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4

Durch die Erhöhung der Gemischtemperatur von 50 auf 70 Grad Celsius kommt es zu einer thermischen Drosselung des Motors. Dadurch, und durch die um 1.5 Prozentpunkte gesteigerte Abgasrückführrate für konstante Stickoxidemissionen, kommt es zu einer Absenkung des Luftverhältnisses von 1.81 auf 1.68. Die Unterschiede in der Sauerstoffkonzentration sind dadurch erklärt, dass bei der Verbrennung mit 70 Grad Celsius mehr Stickoxid gebildet wird und somit eine geringere Sauerstoffkonzentration benötigt wird um die gewünschte Stickoxidemission zu erreichen. Trotzdem kommt es zu keiner Verschlechterung des Russverhaltens. Dies ist durch die Verbesserung der Russoxidation durch die Anhebung des Temperaturniveaus, wie in Abbildung 79 dargestellt, erklärt.

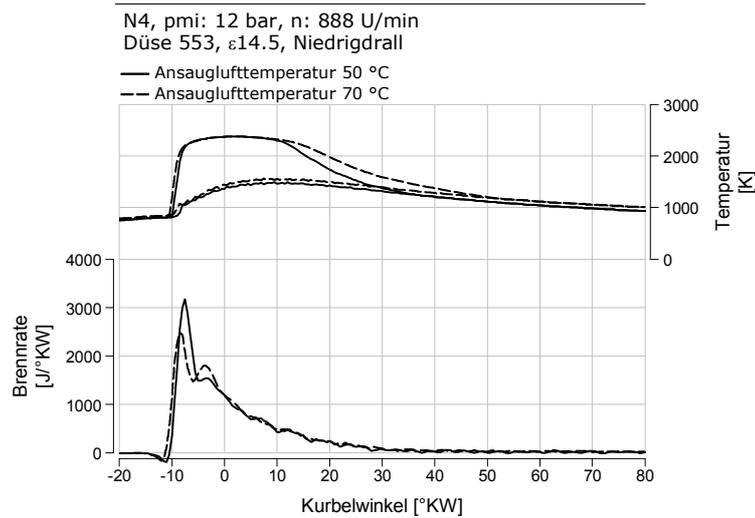


Abbildung 79: Flammen-, mittlere Brennraumtemperatur und Brennverlauf für 50 und 70° Celsius für Brennbeginn 11 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4

Aus Abbildung 79 ist auch ersichtlich, dass sich mit Anhebung der Gemischtemperatur der Zündverzug verkürzt. Somit reduziert sich der Anteil der vorgemischten Verbrennung und es kommt zu einer langsameren Verbrennung, die das Temperaturniveau nach 10 Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt steigen lässt.

4.2.2 AGR spezifische Einspritzstrategie

4.2.2.1 Einspritzzeitpunkt

Volllastpunkt N8

Da der Volllastpunkt je nach Zyklusstrategie zwischen 65 und 80 Prozent zum Gesamtverbrauch beiträgt, wird der Einspritzzeitpunkt so gewählt, dass das Spitzendrucklimit voll ausgeschöpft wird, um den bestmöglichen Wirkungsgrad zu erreichen. Bei der Motorkonfiguration mit $\epsilon = 14.5$, Steuerzeit M530 und einer einstufigen Aufladegruppe, liegt der Einspritzzeitpunkt im Bereich von 10 Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt. In Abbildung 80 ist der Bestromungsverlauf des Injektors und der Zylinderdruckverlauf dargestellt. Darin ersichtlich ist die Ausschöpfung des Spitzendrucklimits von 200 bar.

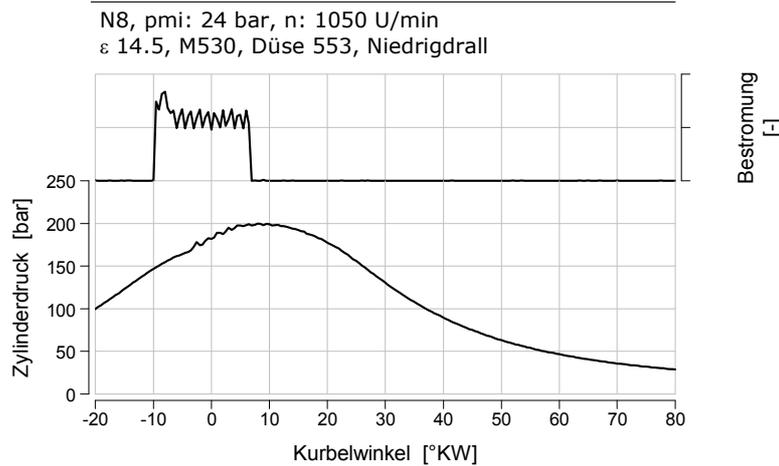


Abbildung 80: Bestromungssignal, Zylinderdruck, Schlepdruckkurve, Notch 8

Teillastpunkt Notch 4

Im Teillastpunkt Notch 4 wurde eine Einspritzzeitpunktvariation mit 2200 bar Einspritzdruck bei konstantem Luftverhältnis und Stickoxidemissionen durchgeführt, deren Ergebnisse in Abbildung 81 dargestellt sind.

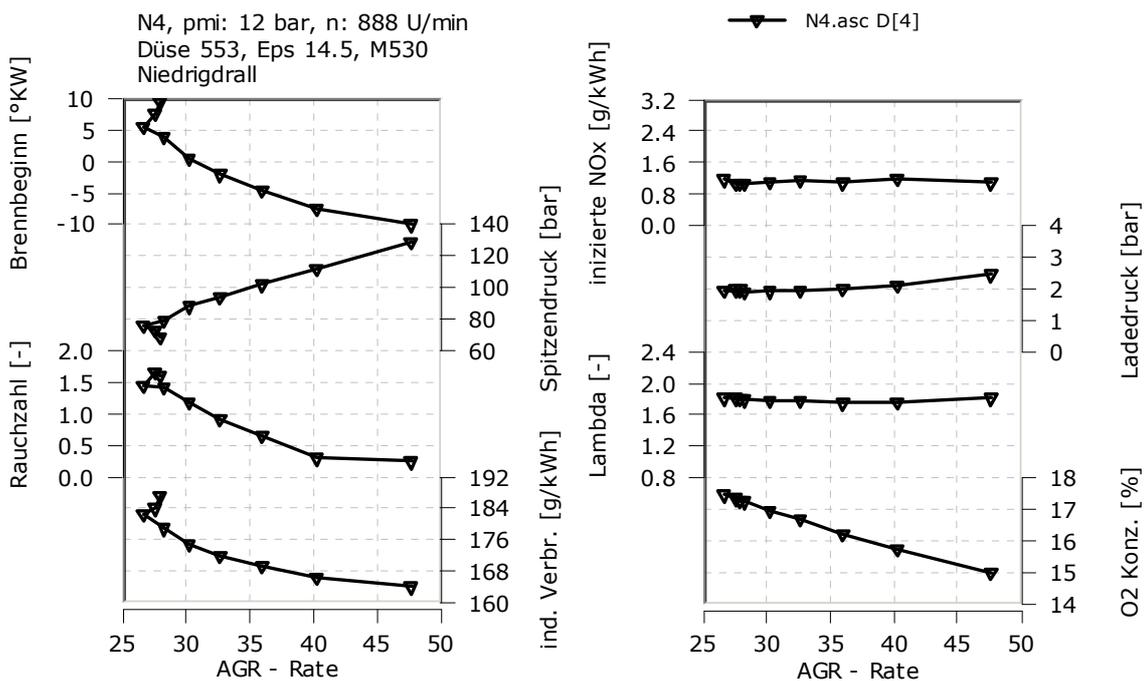


Abbildung 81: Einspritzzeitpunktvariation, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Es ist ersichtlich, dass mit Frühstellen der Verbrennung der Spitzendruck steigt, der Verbrauch und die Rauchzahl sinken. Da die früheren Verbrennungslagen mehr Stickoxid bilden, muss die Sauerstoffkonzentration bei diesen gesenkt werden, um gleichbleibende Stickoxidemissionen zu erreichen. Dies geschieht über die Steigerung der Abgasrückführrate. Auffällig ist, dass es bei späten Bestromungsbeginnen zu einer

Steigerung der AGR-Rate kommt. Dies ist durch die Vergrößerung des Vormischanteiles erklärbar. Dieser steigt durch die Verlängerung des Zündverzuges bedingt durch das Spätstellen der Verbrennung, wie Abbildung 82 zeigt.

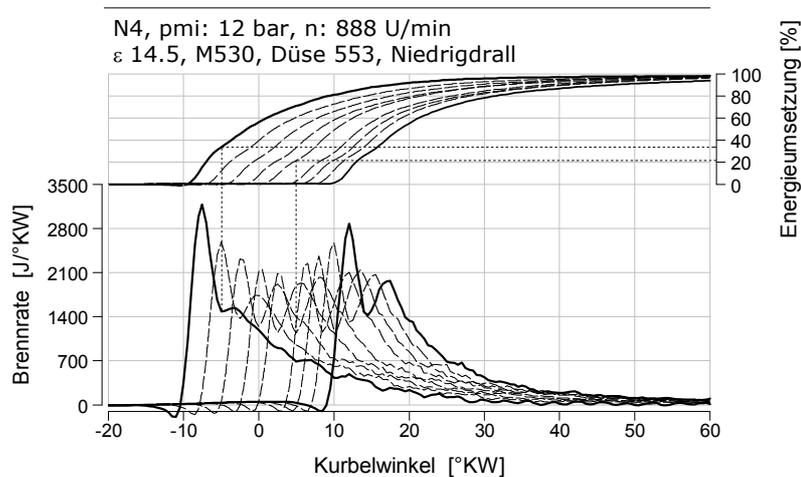


Abbildung 82: Brennverläufe und Energieumsetzung Timingvariation, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Ebenso ist die Russverbesserung bei Frühstellen der Verbrennung, durch den gesteigerten Anteil der vorgemischten Verbrennung, erklärbar. Dieser steigt von 21 Prozent, der bei dem Umkehrpunkt erreicht wird, auf 37 Prozent bei der frühesten Verbrennungslage. Die Vergrößerung des vorgemischten Anteils wird durch den verlängerten Zündverzug verursacht. Dieser ist kommt durch die gesteigerte Abgasrückführrate und den gesenkten Temperatur- und Druckniveau bei frühen Einspritzzeitpunkten zustande.

In Abbildung 83 ist je ein Brennverlauf und ein Temperaturverlauf vom frühesten Einspritzzeitpunkt und der Verbrennung mit dem geringsten Vormischanteil dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das Frühstellen der Verbrennung eine geringe Temperaturabsenkung verursacht. Somit ist die Russverbesserung nicht auf eine verbesserte Oxidation, sondern auf die verbesserte Russformation, bedingt durch den längeren Zündverzug, zurückzuführen.

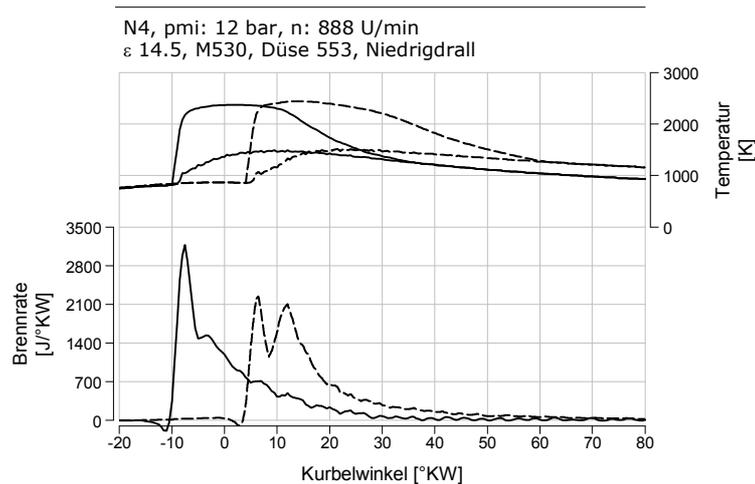


Abbildung 83: Brenn- und Temperaturverläufe frühesten Punkt der Timingvariation und Umkehrpunkt, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4

Zusammenfassung Einspritzzeitpunkt

Von den Betriebspunkten Notch 3 bis Notch 8 zeigen alle Punkte das in Abbildung 81 und Abbildung 82 gezeigte Verhalten. Bei Notch 8, 7 und 6 wird die Frühstellung der Verbrennung durch das Ausnutzen des Spitzendrucklimits reglementiert. Dabei werden Abgasrückführaten von 36 (Notch 8) bis 48 Prozent (Notch 3) benötigt. Im Teillastbereich ist somit die Frühstellung der Verbrennung durch die Ausführung der AGR-Bringung, und somit von den maximalen möglichen AGR-Raten in den jeweiligen Betriebspunkten, abhängig. Für optimale indizierten Verbrauch und geringste Russwerte, sind frühe Einspritzzeitpunkte zu bevorzugen.

4.2.2.2 Mehrfacheinspritzung

Mithilfe einer optimierten Einspritzstrategie lässt sich eine Verbesserung im Emissionsverhalten erzielen, ohne damit den Kraftstoffverbrauch zu verschlechtern. Das am Einzylinderforschungsmotor verwendete Einspritzsystem erlaubt bis zu vier Einspritzvorgänge während eines Arbeitsspiels. Zusätzlich zur Haupteinspritzung besteht die Möglichkeit eine Voreinspritzung und zwei Nacheinspritzungen zu applizieren.

Die Voreinspritzung wurde dafür verwendet, bei Motoren mit Stickoxidemissionen auf dem Niveau von US EPA TIER 2, den Kraftstoffverbrauch zu optimieren. Dies wird durch die verringerten Stickoxidemissionen bei gleichem Einspritzzeitpunkt ermöglicht, wodurch eine frühere Verbrennungslage erreicht werden kann. Da bei diesem Brennverfahren die Steuerzeit M530 verwendet wird und frühe Einspritzzeitpunkte angestrebt wurden, liegen die Verbrennungsschwerpunkte im Bereich des Optimums von 8 Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt. Somit macht eine Voreinspritzung für diese Anwendung keinen Sinn und es wurde auf eine Optimierung dieser verzichtet.

Die Nacheinspritzung ermöglicht bei optimaler Lage eine Verbesserung der Russ- bzw. CO-Emissionen, ohne dass eine Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs eintritt. Als Parameter stehen der Abstand zur Haupteinspritzung und die Nacheinspritzmenge zur Verfügung. Der Abstand zwischen den Einspritzereignissen kann nicht beliebig verringert werden, da die Düsennadel des Injektors eine gewisse Massenträgheit aufweist. Somit kann der Zeitraum zwischen dem Ende der Haupteinspritzung und dem Beginn der Nacheinspritzung nur so verkürzt werden, solange die Düsennadel am Ende der Haupteinspritzung sauber schließt. Kommt es zu einer Unterschreitung des minimalen Zeitraums führt dies zu mangelhaftem Schließen der Düsennadel am Ende der Haupteinspritzung. Somit kommt es zu unkontrollierten Einspritzvorgängen, die die Russ-emissionen dramatisch ansteigen lassen. Wird der Abstand zwischen Haupt- und Nacheinspritzung zu groß gewählt, kommt es zu einer Verschlechterung des Kraftstoffverbrauchs, da sich die Lage des 50-Prozent-Umsatzpunktes nach spät verschiebt.

Auch Druckwellen die im Einspritzsystem laufen, haben Einfluss auf das Schließen der Düsennadel. Dies ist beim Einzylinderforschungsmotor aufgrund der kurzen Leitungswege zu vernachlässigen, wie Abbildung 84 zeigt. Ebenda sind die Bestromungssignale und die Verläufe des Einspritzdruckes des Injektors für zwei Nacheinspritzungen dargestellt. Man erkennt, den bis zum Beginn der Nacheinspritzungen, nahezu identischen Verlauf der Einspritzdrücke. Somit herrschen bei den Starts der Nacheinspritzung gleichbleibende Verhältnisse.

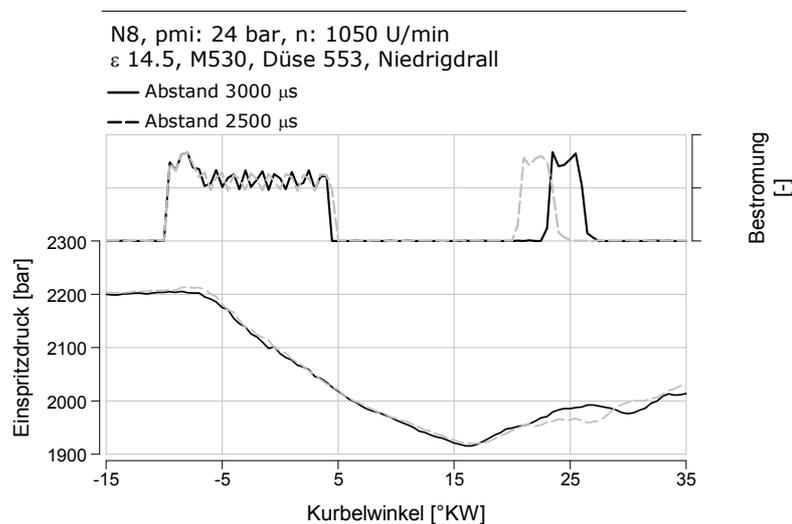


Abbildung 84: Bestromungssignal und Einspritzdruck für unterschiedliche Nacheinspritzungen, Notch 8

Untersucht wurden die Möglichkeiten der Nacheinspritzung über den gesamten Lastbereich, wobei bei Notch 2 nicht von einer Nacheinspritzung, sondern von einer geteilten Einspritzung gesprochen werden muss. In den Lastpunkten Notch 3 bis Notch 8 konn-

ten Verbesserungen im Russverhalten von bis zu 40 Prozent, ohne Verschlechterung der Kraftstoffverbräuche, erreicht werden. Teilweise konnten bei manchen Lastpunkten die indizierten Hochdruckwirkungsgrade durch die Applizierung der Nacheinspritzung gesteigert werden. Folgend werden die Ergebnisse exemplarisch für den Volllastpunkt Notch 8 und den Teillastpunkt Notch 4 dargestellt und erläutert.

Volllastpunkt N8

In Abbildung 85 ist eine Optimierung einer Nacheinspritzung für den Volllastpunkt Notch 8 dargestellt. Dabei wurden der Einspritzbeginn der Haupteinspritzung, die Leistung über Anpassung der Einspritzmenge und über Anpassung der Abgasrückführrate die Stickoxidemissionen, wiederum entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, konstant gehalten. Der Ladedruck betrug 5.2 bar und wurde nicht variiert. Das Luftverhältnis von zwei war nahezu gleichbleibend, da die indizierten Verbräuche annähernd konstant geblieben sind.

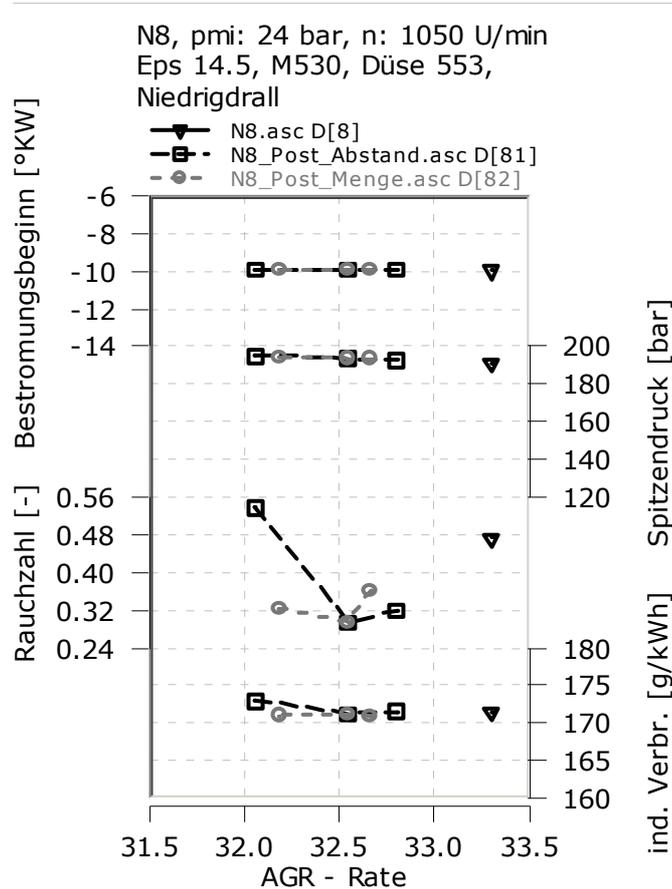


Abbildung 85: Mengen- und Abstandsoptimierung Nacheinspritzung, Notch 8

Der einzelne Messpunkt ohne Nacheinspritzung [8] ist als Basis anzusehen. Davon ausgehend wurde eine Nacheinspritzung, Kurve [81] appliziert und der Abstand, bei gleichbleibender Nacheinspritzmenge, variiert. Dabei betrug der größte Abstand zwischen den Einspritzvorgängen 3000 µs. Bei diesem Messpunkt ist eine Verschlechterung

rung des Russwertes und des Verbrauchs erkennbar. Aufgrund des großen Abstandes wird der 90-Prozent-Umsatzpunkt um 2.5 Grad Kurbelwinkel nach spät verschoben und so die Ausbrennphase verlängert. Danach wurde der Abstand verkleinert bis ein Minimum durchschritten wurde. In diesem Minimum wurde im Anschluss eine Variation der Nacheinspritzmenge, Kurve [82], durchgeführt. Es ist ersichtlich, dass die voreingestellte Nacheinspritzmenge bereits ein lokales Optimum darstellt. Bei Notch 8 konnte so die Russemissionen um 37.5 Prozent reduziert werden, ohne eine Verbrauchsverschlechterung hinnehmen zu müssen.

In Abbildung 86 sind die Standardverbrennung und die Verbrennung mit optimierter Nacheinspritzung gegenübergestellt.

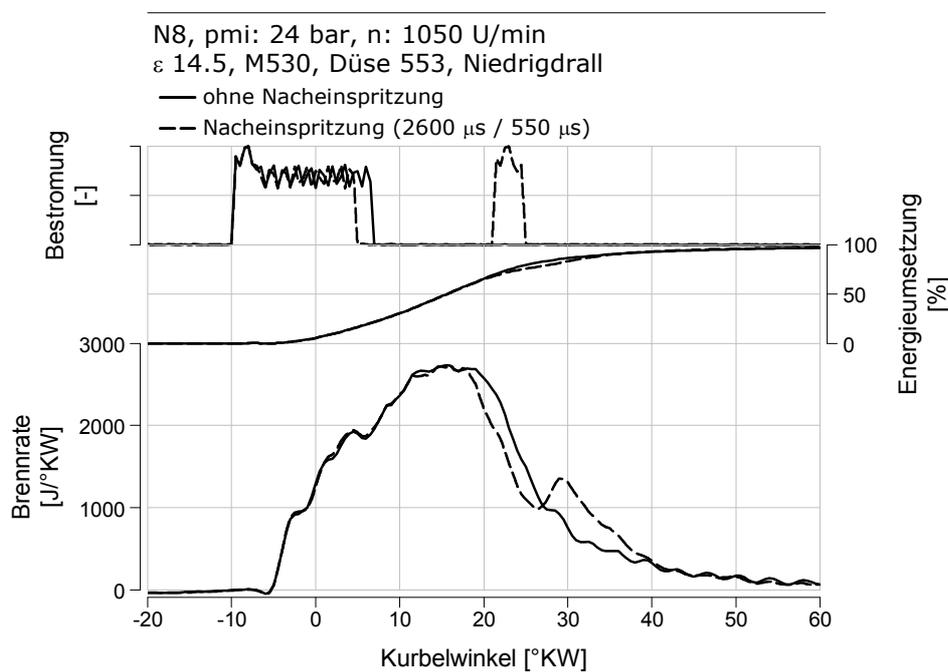


Abbildung 86: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 8

Es ist ersichtlich, dass bis 18 Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt die Brennverläufe identisch sind. Danach kommt es bei der Verbrennung mit Nacheinspritzung zu einem Rückgang der Brennrates, der bei der Verbrennung ohne Nacheinspritzung zwei Grad Kurbelwinkel später einsetzt. Dies ist auch in der Energieumsetzung erkennbar. Mit Beginn der Nacheinspritzung kommt es zu einer Beschleunigung der Verbrennung und somit herrschen verbesserte Russoxidationsbedingungen. Die Verbesserung erfolgt verbrauchsneutral, da von der Nacheinspritzung weder der 50-, noch der 90-Prozent-Umsatzpunkt betroffen sind. Der Anteil der Energiemenge der Nacheinspritzung an der gesamten eingebrachten Energiemenge beträgt 14 Prozent, der Abstand zwischen den Einspritzvorgängen 16.4 Grad Kurbelwinkel.

Teillastpunkt Notch 4

Im Teillastpunkt Notch 4, wie auch in den anderen Betriebspunkten, wurde dieselbe Vorgehensweise angewandt. In Abbildung 87 ist das Ergebnis der Optimierung einer Verbrennung mit Nacheinspritzung einer ohne Nacheinspritzung gegenübergestellt. Dabei wurden der Einspritzbeginn der Haupteinspritzung, die Leistung über Anpassung der Einspritzmenge und über Anpassung der Abgasrückführrate die Stickoxidemissionen, wiederum entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, konstant gehalten. Der Ladedruck betrug 2.4 bar und wurde nicht variiert. Das Luftverhältnis betrug 1.7 und war nahezu gleichbleibend.

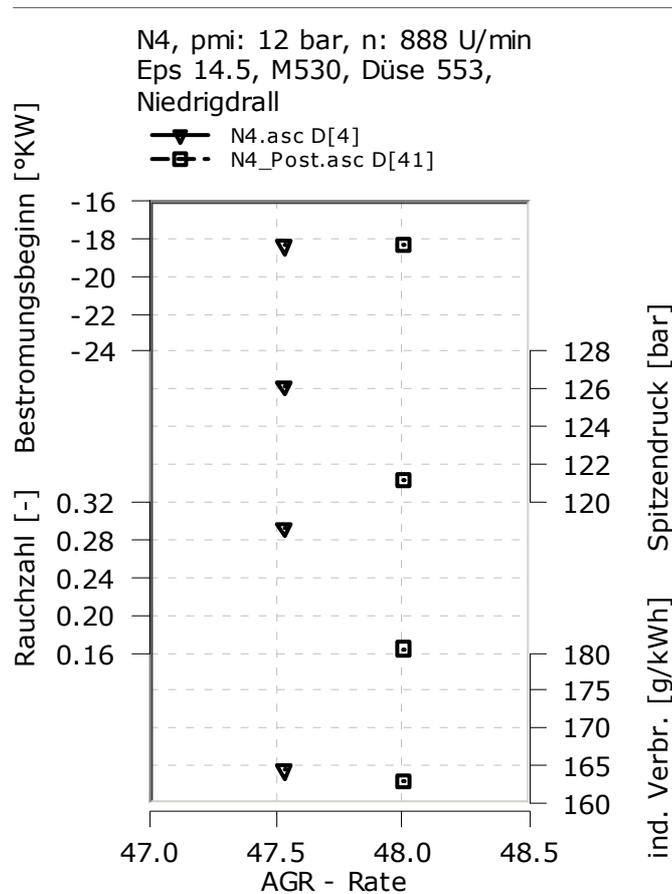


Abbildung 87: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 4

Es ist ersichtlich, dass durch die Nacheinspritzung der Spitzendruck um 4.5 bar sinkt und sich der indizierte Verbrauch um 1.5 g/kWh verbessert. Die Rauchzahl wird von 0.29 auf 0.17 um 41 Prozent gesenkt. Eine Erklärung liefert Abbildung 88.

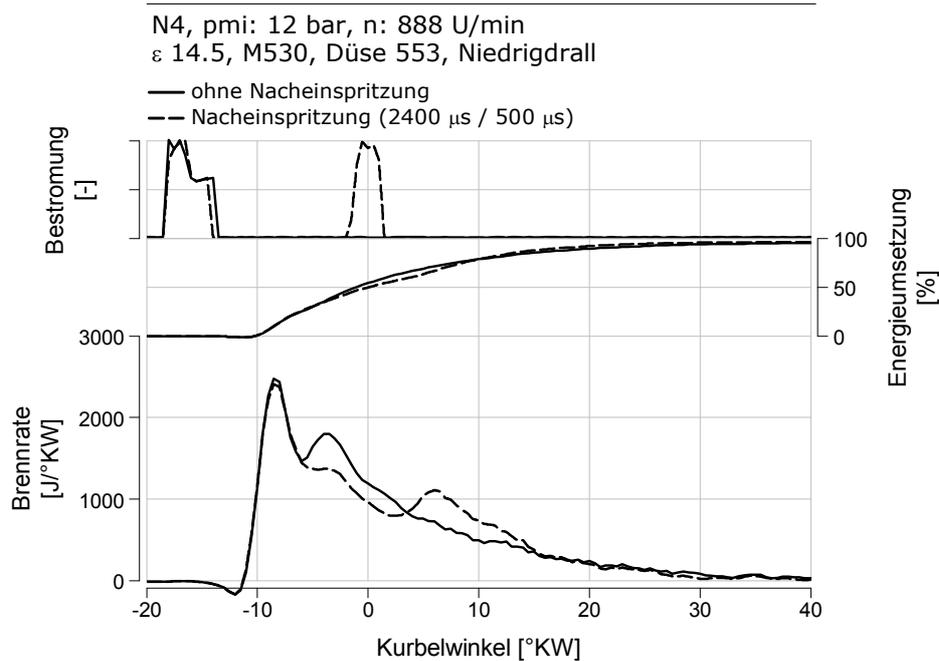


Abbildung 88: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 4

Man erkennt, dass bis sieben Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt kein Unterschied in den Brennraten besteht. Dadurch, dass die Leistung bei der Verbrennung mit Nacheinspritzung über eine angepasste Haupteinspritzmenge konstant gehalten wurde, ist bei dieser weniger Brennstoff vorhanden. Deshalb kommt es zum Einbruch der Brennraten. Bedingt durch die Nacheinspritzung kommt es zwei Grad Kurbelwinkel nach dem oberen Totpunkt wieder zum Anstieg der Brennraten. Diese Beschleunigung der Verbrennung verursacht ein schnelleres Ausbrennen und ist auch in der Brennratenrate ersichtlich. Der Kraftstoffvorteil für die Verbrennung mit Nacheinspritzung ist durch das schnellere Ausbrennen und durch die Lage des 50-Prozent-Umsatzpunktes erklärt, da dieser genau im oberen Totpunkt liegt. Der Energiegehalt der Nacheinspritzmenge an der gesamten eingebrachten Energiemenge beträgt 13 Prozent, der Abstand zwischen den Einspritzereignissen 12.8 Grad Kurbelwinkel.

Zusammenfassung Mehrfacheinspritzung

Durch die Applikation einer Nacheinspritzung ergibt sich die Möglichkeit der Reduktion der Russ- bzw. Partikel- und CO-Emissionen um bis zu 40 Prozent ohne Verschlechterung des Verbrauchs. Die ist von der unteren Teillast bis hin zur Volllast möglich. Dabei ist es wichtig, die Nacheinspritzmenge und den Abstand zu optimieren, da durch ungünstige Kombination dieser beiden Parameter eine drastische Emissions- und Verbrauchsverschlechterung eintreten kann.

4.3 Zyklusstrategie

Da eine Lokomotive, wie in Abbildung 37 dargestellt, nur in definierten Punkten im Kennfeld betrieben wird, ist eine detaillierte Optimierung der Betriebsstrategie relativ einfach möglich. Generell ist zu sagen, dass aufgrund der ausgezeichneten AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens, von dessen Seite her keine Einschränkungen hinsichtlich der maximalen Abgasrückführraten gegeben sind. Diese werden durch die Aufladegruppe bzw. durch das System der AGR-Förderung gesetzt.

4.3.1 Volllastpunkt Notch 8

Da der Volllastverbrauch einer Lokomotive stark im Fokus von Bahnbetreibern ist, wird der Volllastpunkt Notch 8 so eingestellt, dass das Spitzendrucklimit voll ausgeschöpft und so ein optimaler Verbrauch erzielt wird. In Tabelle 10 ist der Beitrag von Notch 8 zu den Zyklusemissionen für die jeweiligen Emissionsarten und zum Gesamtverbrauch dargestellt.

Betriebspunkt	Gewichtung [%]	Leistung [kW]	gew. Leistung		NO _x [%]	Russ [%]	CO [%]	HC [%]	BSFC [%]
			[kW]	[%]					
Notch 8	16.2	293.21	47.5	59.72	55.39	69.04	6.30	12.92	61.38

Tabelle 10: Beitrag Notch 8 zu Zyklusemissionen und Verbrauch

Der Gewichtungsfaktor im Zyklus beträgt für Notch 8 16.7 Prozent, für die gewichtete Leistung ergeben sich somit 59.72 Prozent. Es ist ersichtlich, dass die Stickoxidemissionen bei der Volllast zurückgenommen wurden. Das heißt, dass der tatsächliche Anteil unter der gewichteten Leistung liegt. Dies ist notwendig, um ein Guthaben für die Niedriglastpunkte zu erarbeiten. Auch ist ersichtlich, dass Notch 8 hinsichtlich Russ-emission und Verbrauch den größten Beitrag zum Zyklusergebnis liefert.

4.3.2 Teillastpunkte Notch 7 bis Notch 1

In Tabelle 11 sind von Notch 7 bis 1 die Gewichtungsfaktoren und deren Beitrag zu den Zyklusemissionen und zum Zykluskraftstoffverbrauch, dargestellt.

Betriebspunkt	Gewichtung [%]	Leistung [kW]	gew. Leistung		NO _x [%]	Russ [%]	CO [%]	HC [%]	BSFC [%]
			[kW]	[%]					
Notch 7	3.0	235.92	7.08	8.90	8.65	7.25	0.56	1.64	11.26
Notch 6	3.9	193.64	7.55	9.50	9.25	5.33	0.57	6.50	9.12
Notch 5	3.8	145.60	5.53	6.96	5.74	6.28	0.95	5.01	7.12
Notch 4	4.4	99.04	4.36	5.48	4.58	3.30	0.81	6.21	5.01
Notch 3	5.2	67.35	3.50	4.41	3.51	4.95	2.75	3.20	3.72
Notch 2	6.5	31.79	2.07	2.60	1.92	0.29	1.06	1.66	1.71
Notch 1	6.5	9.02	0.59	0.74	0.49	0.13	7.23	4.71	0.67
Summe				38.59	34.14	27.53	13.93	28.93	38.61

Tabelle 11: Beitrag Notch 7 bis Notch 1 zu Zyklusemissionen und Verbrauch

Es ist wiederum ersichtlich, dass ein Guthaben bei den Stickoxidemissionen erarbeitet wurde. Insgesamt tragen diese sieben Punkte mit 34.14 Prozent zu den Stickoxidemissionen, mit 27.53 Prozent zu den Russemissionen, mit 13.93 Prozent zu den Kohlenmonoxidemissionen, mit 28.93 Prozent zu den Kohlenwasserstoffemissionen und mit 38.61 Prozent zum Zyklusverbrauch bei.

4.3.3 Niedriglastpunkte Idle, Low Idle, Dynamic Brake

Ein AGR-Betrieb des Motors bei Niedrig-, bzw. Niedrigstlast ist aufgrund der tiefen Abgastemperaturen und somit auch niederen Temperaturen im Abgasrückführsystem, unerwünscht, um die eine Versottung des Kühlers und Bildung von schwefeliger Säure, zu vermeiden.

Mit dem ermittelnden Brennraumkonzept und der entwickelten Betriebsstrategie ist es möglich den Motor in den Lastpunkten Dynamic Brake, Idle, und Low Idle ohne Abgasrückführung zu betreiben und die Zyklusgrenzwerte zu erfüllen.

Dies wird durch die bei dieser Konfiguration auftretenden langen Zündverzüge und durch die sehr kurzen Einspritzdauern erreicht. Dadurch kommt es vor dem Beginn der Verbrennung zu einer Teilhomogenisierung der Zylinderfüllung. Beispielhaft ist in Abbildung 89 das Bestromungssignal und der Brennverlauf für den Betriebspunkt Low Idle dargestellt.

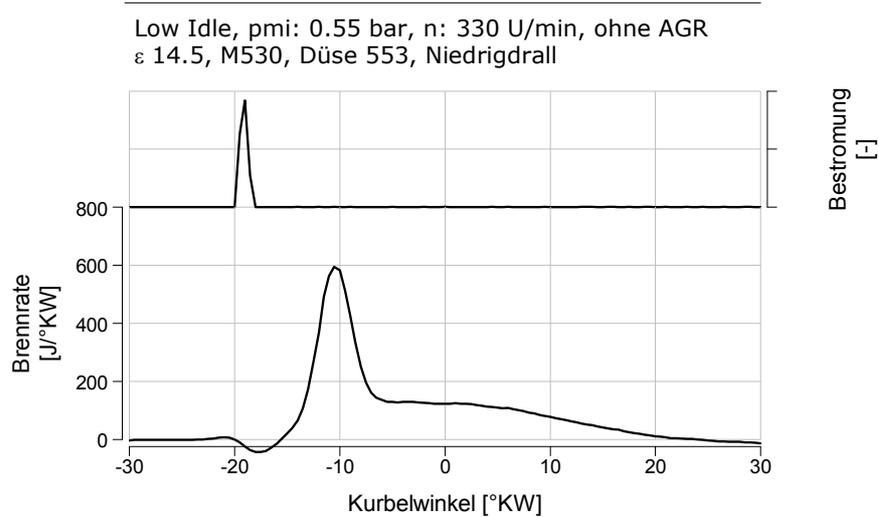


Abbildung 89: Bestromungsverlauf und Brennverlauf, Low Idle

Wie aus Abbildung 89 ersichtlich kann noch nicht von einem alternativen Brennverfahren gesprochen werden, da für ein solches der Einspritzvorgang vor dem Brennbeginn abgeschlossen sein muss. Desweiteren ist keine kalte Vorreaktion ersichtlich. Für diese Arbeit standen keine Injektoren zur Verfügung, die mit einem Nadelhubsensor appliziert waren. Geht man von einem ähnlichen Verhalten wie bei den Serieninjektoren aus, folgt der Nadelhub etwa drei Grad Kurbelwinkel verzögert dem Bestromungssignal. Für diesen Betriebspunkt konnte, ohne Abgasrückführung, ein Stickoxidwert von 2.67 g/kWh bei einer Schwärzungszahl von 0.017 erreicht werden.

In Tabelle 12 sind die Gewichtungsfaktoren und der Beitrag zu den Zyklusemissionen und zum Zykluskraftstoffverbrauch der Niedriglastpunkte dargestellt.

Betriebspunkt	Gewichtung [%]	Leistung [kW]	gew. Leistung		NO _x [%]	Russ [%]	CO [%]	HC [%]	BSFC [%]
			[kW]	[%]					
Dynamic Brake	12.5	6.64	0.82	1.03	7.42	1.68	19.17	28.55	-
Idle	19.0	1.55	0.28	0.36	2.13	0.97	32.29	17.88	-
Low Idle	19.0	1.25	0.21	0.26	0.92	0.78	28.31	11.72	-
Summe				1.71	10.47	3.43	79.77	58.15	

Tabelle 12: Beitrag Dynamic Brake, Idle und Low Idle zu Zyklusemissionen und Verbrauch

Aus Tabelle 12 ist ersichtlich, dass die drei Niedriglastpunkte 79.77 Prozent zu den CO-, und 58.15 Prozent zu den HC-Emissionen beitragen. Durch die Teilhomogenisierung tragen diese Punkte 3.43 Prozent zum Russzykluswert bei, 10.47 Prozent beitragen die Stickoxidemissionen. Dieser hohe Wert kommt durch den Verzicht auf Abgasrückführung zustande.

4.3.4 Zykluswerte

In Tabelle 13 sind die mit dieser Entwicklung erreichten Ergebnisse im Vergleich zu einer TIER 3–Applizierung des Motors dargestellt. Da die Frage der AGR–Bringung noch nicht geklärt ist wird diese zuerst nicht berücksichtigt. Im zweiten Schritt ist die mechanische Antriebsleistung des AGR–Verdichters am Einzylinderforschungsmotor auf den Vollmotor hochgerechnet und im mechanischen Wirkungsgrad berücksichtigt worden.

[g/kWh]	TIER 3	TIER 4 ohne AGR Transport	TIER 4 mit AGR Verdichter
NO _x	7.04	1.60	1.69
NO _x Grenzwert	7.37	1.74	1.74
Russ	0.09	0.016	0.017
PM Grenzwert	0.13	0.04	0.04
CO	0.57	0.92	0.93
CO Grenzwert	2.00	2.00	2.00
HC	0.16	0.14	0.15
HC Grenzwert	0.40	0.19	0.19
Zyklusverbrauch	100 [%]	92.9 [%]	98.8 [%]
Verbrauch Notch 8	100 [%]	97.3 [%]	102.1 [%]

Tabelle 13: Zyklusergebnisse Emissionen und Verbrauch TIER 2, TIER 4 ohne und TIER 4 mit AGR Transport

Es ist ersichtlich, dass bei gesenkter Stickoxidemission eine Reduktion des Russwertes von 0.09 auf 0.016 erreicht werden konnte. Dies entspricht 82.2 Prozent. Der Russwert repräsentiert den unlöslichen Anteil an den Partikeln. Bei der vorgeschriebenen, gravimetrischen Messung der Partikel werden sowohl unlösliche, als auch lösliche Bestandteile berücksichtigt. Um den Anteil der löslichen Bestandteile quantifizieren zu können, wurden bei einzelnen Betriebspunkten gravimetrische Partikelmessungen durchgeführt. Von Notch 8 bis Notch 1 kann der Partikelgrenzwert eingehalten werden. Aufgrund der hohen CO- und HC–Emissionen im Niedriglastbereich und deren Auswirkung auf die löslichen Anteile, kann der Partikelzyklusgrenzwert nicht eingehalten werden.

Betrachtet man nur den Hochdruckprozess konnte der Zyklusverbrauch trotz der hohen gefahrenen Abgasrückführaten drastisch gesenkt werden. Diese Verbesserung ist auf die extreme Frühstellung der Verbrennung im Teillastbereich zurückzuführen. Wird der Aufwand der zur Förderung des Abgases notwendig ist berücksichtigt, so kann trotzdem eine geringfügige Verbesserung im Zyklusverbrauch erreicht werden.

4.4 Vergleich mit SCR – Brennverfahren

Für diese Versuche wurde von einem Umsetzungswirkungsgrad des SCR-Katalysators von 80 Prozent ausgegangen. Bei einem Stickoxidentwicklungszielwert von 1.5 g/kWh entspricht dies einer Rohemission von 7.5 g/kWh. Das Verdichtungsverhältnis wurde, bei gleicher Muldengeometrie, auf 17.2 erhöht. Der Rest der Motorkomponenten ist identisch. Lediglich der Einspritzdruck wurde von 2200 auf 1800 bar gesenkt und es wurde auf eine Mehrfacheinspritzung verzichtet. Für den Harnstoffpreis wurden 50 Prozent der Kosten des Dieselkraftstoffs zugrunde gelegt und auf den Verbrauch der AGR-Lösung bezogen. Das Ergebnis dieses Vergleichs ist in Tabelle 14 dargestellt.

[g/kWh]	TIER 4 mit AGR Verdichter	TIER 4 SCR
NO _x	1.69	7.5 (Rohemission)
NO _x Grenzwert	1.74	1.74
Russ	0.017	0.014
PM Grenzwert	0.04	0.04
Zyklusverbrauch		
Kraftstoff	100 [%]	101.3 [%]
Harnstoff	- [%]	3.0 [%]
Gesamt	100 [%]	104.3 [%]
Verbrauch Notch 8		
Kraftstoff	100 [%]	97.9 [%]
Harnstoff	- [%]	3.0 [%]
Gesamt	100 [%]	100.9 [%]

Tabelle 14: Vergleich AGR / SCR

Unter diesen Randbedingungen ist ein Vorteil in den Gesamtbetriebskosten über den Zyklus für die AGR-Route von 4.3 Prozent ersichtlich. Dies ist möglich, da die AGR-Lösung nicht an den Umsetzungswirkungsgrad des Katalysators gebunden ist und daher der Verbrennungsschwerpunkt früher gelegt werden kann. Es ist ersichtlich, dass die SCR-Lösung nur eine geringfügige Verbesserung des Russzykluswertes bringt. Möchte man gegenüber der AGR-Lösung Vorteile im Russverhalten generieren, müssen SCR-Katalysatoren mit höheren Umsetzungswirkungsgraden verwendet werden. Hohe Umsetzungswirkungsgrade sind notwendig um frühe Einspritzzeitpunkte und somit bessere Russwerte realisieren zu können. Dies ist hinsichtlich der Gesamtbetriebsmittelkosten aber kontraproduktiv, da die Kostenoptima bei SCR-Lösungen bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen zu liegen kommen. Ein weiterer Weg ist die Möglichkeit den Einspritzdruck anzuheben und eine Mehrfacheinspritzung zu applizieren.

5. Schlussbetrachtung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde an einem Einzylinderforschungsmotor ein Brennverfahren entwickelt, dass die Grenzwerte nach US EPA TIER 4 für Lokomotivmotoren über 560 Kilowatt, ohne Abgasnachbehandlung darstellen kann. Durch eine enge Verflechtung zwischen Versuch und Simulation ist es gelungen, die Versuche mit vollmotorgerechten Randbedingungen durchzuführen. Aufgrund der hohen CO- und HC – Emissionen in den Niedriglastpunkten, konnte der Grenzwert für Kohlenwasserstoffe nur schwierig erreicht werden. Dies ist eine Unsicherheit hinsichtlich der Übertragung auf den Vollmotor, da die CO- und HC-Emissionen großen Einfluss auf den löslichen Anteil der Partikelemission haben.

Diese Arbeit zeigt, dass Abgasrückführung nicht nur ein geeignetes Mittel zur Reduktion der Stickoxidemissionen ist. Durch den richtigen Einsatz der Abgasrückführung können im Teillastbereich auch der indizierte Verbrauch und die Russemissionen gesenkt werden. Dies ist möglich, da über die Abgasrückführrate einerseits der Zündverzug verlängert wird und so die Russformation positiv beeinflusst wird und andererseits der Einsatz von Abgasrückführung frühere Verbrennungsschwerpunktlagen ermöglicht.

Aufgrund der Vorteile hinsichtlich der Betriebsmittelkosten, der beschränkten Platzverhältnisse bei Lokomotiven und Wegfall eines zusätzlich notwendigen Betriebsmittels, wird der Weg zur Erfüllung von US EPA TIER 4 für Lokomotiven die Abgasrückführung sein. Dies ist um so mehr anzunehmen, da Lokomotivmotoren mit Abgasrückführung in EU Stage III B- Applizierung, zwar mit Partikelnachbehandlung durch einen geschlossenen Dieselpartikelfilter, bereits in Serie sind [66].

Ob TIER 4 ohne Partikelnachbehandlung erfüllbar ist, hängt von der Auflade- und Einspritztechnologie ab. Steht eine zweistufige Aufladegruppe für höhere Luftverhältnisse und gleichzeitig ein maximaler Einspritzdruck von 2500 bar oder mehr und ein geeignetes System zur Rückführung des Abgases zur Verfügung, werden die Grenzwerte zukünftig ohne Partikel- und Stickoxidnachbehandlung eingehalten ohne dass sich der Verbrauch verschlechtert.

Generell ist zu sagen, dass neben der Brennverfahrensentwicklung, aufgrund des zu minimierenden Ölverbrauchs, zunehmend ein Augenmerk auf die Mechanikentwicklung gelegt werden muss. Dies ist notwendig, da die löslichen Anteile der Partikelemissionen nur teilweise vom Brennverfahren beeinflussbar sind und diese bei den niedrigen Partikelwerten beträchtliche Anteile dazu beitragen.

6. Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Prinzipielle Vorgehensweise Brennverfahrensentwicklung mit Abgasrückführung	8
Abbildung 2: Zusammenhang Nadelhub und zugehöriger Brennverlauf.....	9
Abbildung 3: Quasistationäres Modell der Dieselerbrennung nach Dec [26]	11
Abbildung 4: Schadstoffkonzentrationen über die Last [27].....	12
Abbildung 5: Ruß- und Stickoxidbildung schematisch für die Einspritzung von Dieselkraftstoff [40].....	13
Abbildung 6: Typische NO – Bildungspfade [28]	14
Abbildung 7: Auswirkung von Abgasrückführung im Lambda Temperaturkennfeld [42]	17
Abbildung 8: Auswirkung von Abgasrückführung auf die Spitzentemperatur [44].....	17
Abbildung 9: Abhängigkeit des stöchiometrischen Luftbedarfs und der spezifischen Wärmekapazität von der AGR-Rate bei konstanter Einlasstemperatur [43].....	18
Abbildung 10: Lambda-AGR-Rate-O ₂ -Konzentration-NO _x Korrelation [45]	18
Abbildung 11: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit Gleichraumverbrennung, luftansaugend [47]	19
Abbildung 12: Grundprinzip des Millerverfahrens [49]	20
Abbildung 13: Nadelhub-, Brennverläufe und Energieumsetzung für verschiedene Einspritzstrategien	22
Abbildung 14: Zusammensetzung Partikelemissionen eines Einzylinderforschungsmotors für verschiedene Lastpunkte, Emissionsniveau nach US EPA TIER 2	23
Abbildung 15: erste Ringbildung durch Kombination und Umlagerung [31]	24
Abbildung 16: Russertag als Funktion von Luftverhältnis und Temperatur [33].....	24
Abbildung 17: Schematischer Russbildungsweg [35]	25
Abbildung 18: Russbildung und Russoxidation im Dieselmotor [37].....	26
Abbildung 19: Ladedruckvariation mit konstanten spezifischen Stickoxidemissionen von 1.8 g/kWh [59]	28
Abbildung 20: Partikelemissionen in Abhängigkeit vom Einspritzdruck [55].....	29

Abbildung 21: Ergebnisse einer Drallvariation CFD Simulation [44]	29
Abbildung 22: Verlustteilung AGR Variation; Seiliger Prozess mit 200 bar Spitzendrucklimit.....	31
Abbildung 23: LEC Entwicklungsmethodik [45]	36
Abbildung 24: Vorgehensweise experimentelle Brennverfahrensentwicklung	38
Abbildung 25: Layout Prüfstand 1 LEC.....	39
Abbildung 26: General Electric GEVO V12 [61]	40
Abbildung 27: Powerparts GEVO und deren Einbettung im Forschungsmotor [62]	40
Abbildung 28: FM250 Längs- und Querschnitt [62]	41
Abbildung 29: Muldenform Kolbenoberteil P4 [63]	42
Abbildung 30: geteilte Nockenwelle FM250 [63]	42
Abbildung 31: verwendete Steuerzeiten	43
Abbildung 32: Lage Common-Rail Injektor.....	43
Abbildung 33: Abgasrückführsystem	45
Abbildung 34: Transformationsschema LEC Methodik.....	51
Abbildung 35: eindimensionales Modell GEVO V12 mit mechanischem AGR Kompressor zur Ladungswechselrechnung [64].....	51
Abbildung 36: eindimensionales Modell FM250 zur Ladungswechselrechnung [64]	52
Abbildung 37: Betriebspunkte GE GEVO	53
Abbildung 38: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Verdichtungsverhältnis 14.5 und 17.2, Notch 8 ohne AGR.....	57
Abbildung 39: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf, Notch 8 ohne AGR	58
Abbildung 40: Vergleich NO _x -Messung mit Simulation, Notch 8 ohne AGR	58
Abbildung 41: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NO _x Emissionen für ϵ 17.2 und 14.5; NO _x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor	59
Abbildung 42: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für ϵ 17.2 und ϵ 14.5, Notch 8	60
Abbildung 43: Verlustteilung für ϵ 14.5 und ϵ 17.2 bei gleichem Spitzendruck; NO _x Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 8.....	61
Abbildung 44: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NO _x Emissionen für Kolben P4 und P2; NO _x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4	62

Abbildung 45: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Kolben P4 und P2, Notch 4	62
Abbildung 46: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf, Notch 4	63
Abbildung 47: Verlustteilung ϵ 14.5 und 17.2 bei Brennbeginn von 2 °KW vor OT; NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4	64
Abbildung 48: Bestromungsverlauf und Brennverlauf für Ventilsteuerzeiten M480 und M530, Volllastpunkt	65
Abbildung 49: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Variation Steuerzeit M480 und M530	66
Abbildung 50: Vergleich NOx-Messung mit Simulation, Notch 8 ohne AGR	66
Abbildung 51: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NOx Emissionen für Ventilsteuerzeiten M480 und M530; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8	67
Abbildung 52: Flammen-, mittlere Brennraumtemperatur und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 9 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 8	68
Abbildung 53: Verlustteilung Kolben P2 für M480 und M530, Brennbeginn 9 °KW vor OT und NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 8	68
Abbildung 54: Energieumsetzung und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 6 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4	69
Abbildung 55: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Variation Steuerzeit M480 und M530, Notch 4	70
Abbildung 56: Einspritzzeitpunktvariation bei konstanten NOx Emissionen für Ventilsteuerzeiten M480 und M530; NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4	71
Abbildung 57: Energieumsetzung und Brennverlauf für M480 und M530 für Brennbeginn 2 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4	72
Abbildung 58: Verlustteilung Kolben P2 für M480 und M530, Brennbeginn 0 °KW vor OT und NOx Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4	72
Abbildung 59: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Düse 521 und 553, Notch 8	74
Abbildung 60: Gegenüberstellung Brennverläufe Analyse und Simulation, Durchfluss 4215, Düse 521, Notch 8, ohne AGR	75
Abbildung 61: Simulation Brennverläufe Durchfluss 4215 und 3850, Simulation, Notch 8 ohne AGR	76

Abbildung 62: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Durchfluss 4215 und 3850, Simulation, Notch 8 ohne AGR	76
Abbildung 63: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Durchfluss 4215 und 3850, 1 °KW nach früh, Simulation, Notch 8 ohne AGR	77
Abbildung 64: Brennverlauf und Energieumsetzung, Durchfluss 4215 und 3850, Notch 8 ohne AGR	77
Abbildung 65: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Düse 521 und 553, Notch 4	78
Abbildung 66: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Acht- und Neunlochdüse, Notch 8.....	79
Abbildung 67: AGR – Variation mit konstantem Einspritzbeginn, Acht- und Neunlochdüse, Notch 4.....	80
Abbildung 68: NO-Bildungsrate und kumulierter NO – Verlauf Acht- und Neunlochdüse, Simulation, Notch 4 ohne AGR	81
Abbildung 69: Brennrate und Energieumsetzung Acht- und Neunlochdüse, Notch 4 ohne AGR	81
Abbildung 70: Ergebnis der DoE-Optimierung, Notch 4.....	82
Abbildung 71: Einspritzzeitpunktvariation für drei Luftverhältnisse, NO _x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 8.....	84
Abbildung 72: Verlustteilung P2, M530, Düse 553, Einspritzzeitpunkt 9 °KW vor OT und NO _x Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 8	85
Abbildung 73: Energieumsetzung und Brennverlauf für Luftverhältnis 1.5 und 1.8 für Brennbeginn 4 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 8.....	86
Abbildung 74: Einspritzzeitpunktvariation für drei Luftverhältnisse, NO _x Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4.....	86
Abbildung 75: Verlustteilung ε 14.5, M530, Düse 553, Einspritzzeitpunkt 6 °KW vor OT und NO _x Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4	87
Abbildung 76: Energieumsetzung und Brennverlauf für Luftverhältnis 1.5 und 1.8 für Brennbeginn 2 Grad Kurbelwinkel nach OT, Notch 4.....	87
Abbildung 77: Ansauglufttemperaturvariation, NO _x Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 8.....	89
Abbildung 78: Ansauglufttemperaturvariation, NO _x Niveau entsprechend 1.5 g/kWh Vollmotor, Notch 4.....	90

Abbildung 79: Flammen-, mittlere Brennraumtemperatur und Brennverlauf für 50 und 70° Celsius für Brennbeginn 11 Grad Kurbelwinkel vor OT, Notch 4	91
Abbildung 80: Bestromungssignal, Zylinderdruck, Schleppdruckkurve, Notch 8	92
Abbildung 81: Einspritzzeitpunktvariation, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4.....	92
Abbildung 82: Brennverläufe und Energieumsetzung Timingvariation, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4.....	93
Abbildung 83: Brenn- und Temperaturverläufe frühester Punkt der Timingvariation und Umkehrpunkt, NOx Niveau entspricht 1.5 g/kWh am Vollmotor, Notch 4	94
Abbildung 84: Bestromungssignal und Einspritzdruck für unterschiedliche Nacheinspritzungen, Notch 8.....	95
Abbildung 85: Mengen- und Abstandsoptimierung Nacheinspritzung, Notch 8.....	96
Abbildung 86: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 8	97
Abbildung 87: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 4	98
Abbildung 88: Gegenüberstellung optimierte Nacheinspritzung / ohne Nacheinspritzung, Notch 4	99
Abbildung 89: Bestromungsverlauf und Brennverlauf, Low Idle	102

7. Literaturverzeichnis

- [1] Der Fahrgast, Ausgabe 128, 4/2011, S.8: Mehr Bahn wagen: Große Herausforderungen für Güterverkehr und Logistik
- [2] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §92.8; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [3] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40 §1033.101; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [4] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.520; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, Tabelle 3, 12.1.2012
- [5] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.115; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [6] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.120; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [7] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.150; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [8] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.245; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [9] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [10] Electronic Code of Federal Regulations, Part 40, §1033.505; <http://ecfr.gpoaccess.gov/>, 1.6.2011
- [11] http://www.emdiesels.com/emdweb/products/na_freight.jsp, 12.1.2012
- [12] Schutting, Neureiter, Fuchs, Schatzberger, Klell, Eichseder, Kammerdiener: Miller- und Atkinsonzyklus am aufgeladenen Dieselmotor, MTZ 06/2007, Jahrgang 68
- [13] http://www.cat2-4mw.com/about_2.html, 12.4.2011
- [14] <http://www.getransportation.com/rail/rail-products/locomotives/powerhaul-series-locomotive.html>
- [15] Prof. Dr. Ing Klaus Mollenhauer, Prof. Dr. Ing Helmut Tschöke, Handbuch Dieselmotoren, Springer, ISBN 978-3 540 72164-2, S.122
- [16] Diesel and Gas Turbine Worldwide, December 2010, S26-27,
- [17] http://www.dieselnets.com/standards/inter/fuel_marine.php, 20.4.2011, 11:00
- [18] <http://www.dieselnets.com/us/fuel.php>, 21.4.2011, 08:00
- [19] <http://www.emitec.com/index.php?lang=de&mid=d5&doc=87>, 28.4.2011, 11:30
- [20] <http://www.baumot.ch/index.cfm?s=TmpStandard&hmID=9&um1ID=39&contentID=62&action=hm9&content=um139&z=2>, 28.4.2011, 15:00
- [21] Diesel & Gas Turbine Worldwide, November 2010, Seite 48
- [22] Sitkei György, Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren, Springer Berlin, ASIN: B0000BNZCZ, 1964
- [23] Produktinformation ABB, [http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/a06e0529251ec620c1257676004fd2a9/\\$file/abbtca100mh.pdf](http://www05.abb.com/global/scot/scot208.nsf/veritydisplay/a06e0529251ec620c1257676004fd2a9/$file/abbtca100mh.pdf), 9.6.2011, 17:00

- [24] Günter P. Merker, Christian Schwarz:, Grundlagen Verbrennungsmotoren, Vierte Auflage, ISBN 9783834807403
- [25] C. Baumgarten: Mixture Formation in Internal Combustion Engines, Heat and Mass Transfers in Sprays, ISBN 3540308350, Springer Berlin, 2006
- [26] J. Dec: A Conceptual model of DI diesel combustion based on laser sheet imaging, SAE paper 970873, 1997
- [27] F. Pischinger: Verbrennungsmotoren, Vorlesungsumdruck, RWTH Aachen Band I, II, 11. Auflage, Selbstverlag 1990
- [28] F. Joos, Technische Verbrennung, ISBN-13 978-3-540-34333-2, Springer Berlin, Heidelberg, New York, 2006
- [29] J. Zeldovich: The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions, Acta Physicochimica, Vol. XXI Nr. 4, Moskau, 1946
- [30] B. Berndt, L. Marquardt, Innermotorische NO_x Reduzierung, FVV-Vorhaben 821, Heft 840 – 2007
- [31] S. Stein et al: A new path to benzene in flames, Pro Comb Inst
- [32] R. Schubiger: Untersuchungen zur Rußbildung und -oxidation in der dieselmotorischen Verbrennung. Zürich, Dissertation ETH Zürich 2001
- [33] F. Pischinger, H. Schulte, J. Hansen: Grundlagen und Entwicklungslinien der dieselmotorischen Brennverfahren, VDI Bericht Nr. 14, VDI Verlag, 1988
- [34] W.Hühn: Russbildung und Russminimierung bei Nutzfahrzeugdieselmotoren, Symposium der technischen Akademie Esslingen, 1988
- [35] H. Bockhorn, T. Schäfer.: Sootformation in combustion, Springer Verlag, 1994
- [36] Vgl. Günter P. Merker, Christian Schwarz:, Grundlagen Verbrennungsmotoren, Vierte Auflage, ISBN 9783834807403
- [37] M. Hopp: Untersuchung der Russoxidation unter dieselmotorischen Randbedingungen, Dissertation, RWTH Aachen, 2001
- [38] J.B. Heywood: Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill Book Company, 1988
- [39] Vgl. A. Wiartalla: Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [40] A. Wiartalla: Untersuchung der Rußbildung bei der dieselmotorischen Verbrennung in einer Modellbrennkammer, Dissertation, RWTH Aachen, 1995
- [41] P. Mattes et al: Untersuchungen zur Abgasrückführung am Hochleistungsdieselmotor, MTZ 60, S. 234 – 242, 1999
- [42] M. Rauter: Potenzial der Abgasrückführung bei mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren, Technische Universität Graz, 2009
- [43] S. Röpke: Zu Ursachen der NO – Bildung in einem PKW – DI – Dieselmotor mit Abgasrückführung, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 1996
- [44] K.H. Fölzer et al: Partikelemissionen zukünftiger Großdieselmotoren-Mechanismen und Einflussfaktoren, 12. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, IVT Technische Universität Graz, 24. – 25.9.2009
- [45] Michael Engelmayer, Andreas Wimmer, Gerhard Pirker, Bernhard Pemp, LEC-Large Engines Competence Center, Gernot Hirschl, Kompetenzzentrum Das virtuelle Fahrzeug Forschungsgesellschaft mbH, Technische Universität Graz: SIMULATION

- BASED DEVELOPMENT OF COMBUSTION CONCEPTS FOR LARGE DIESEL ENGINES, Proceedings of the ASME 2011 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, October 2-5, 2011, Morgantown, West Virginia, USA, ICEF2011-60194
- [46] T. Sams et al: Möglichkeiten und Grenzen der Low – NO_x – Dieselerbrennung im Hinblick auf EURO 6, 11. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, IVT Technische Universität Graz, 20. – 21.9.2007
- [47] R. Pischinger et al: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Dritte Auflage, ISBN 978-3211-99276-0, Springer, 2009
- [48] U. Gärtner, T. Koch, G. König: Verdichtungsverhältnis und Spitzendruck: Einfluss auf das thermodynamische Verhalten von Nfz – Dieselmotoren, MTZ 1/2005, S. 36 – 42
- [49] Marquardt, L. et al: Innermotorische NO_x-Minderung in mittelschnelllaufenden Großdieselmotoren. MTZ 68, 2007, S. 964 – 972
- [50] Miller R.: Supercharging and Internal Cooling cycle for High Output, ASME Transactions, Vol.69, p.453, 1946.
- [51] K. Fölzer, F. Ruhri, M. Engelmayer, B. Pemp: AGR Konzepte und Aufladestrategien für TIER 4 Großdieselmotoren, 13. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, IVT Technische Universität Graz, 22. – 23.9.2011
- [52] Vgl: B. Berndt, L. Marquardt, Innermotorische NO_x Reduzierung, FVV-Vorhaben 821, Heft 840 – 2007
- [53] Schubiger, R., Boulouchos, K.: Analyse der Verbrennung und Schadstoffbildung im Dieselmotor – Synergien von Thermodynamik und optischer Sensorik. 8. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, IVT Technische Universität Graz, 2001, S. 205 – 219
- [54] Schubiger, R., Boulouchos, K., M. Eberle: Russbildung und Oxidation bei der dieselmotorischen Verbrennung, MTZ 63, 2002, S. 342 – 353
- [55] Schittler, M: Leistungsmerkmale der neuen Nutzfahrzeugmotoren OM 501 LA und OM 502 LA von Mercedes Benz, MTZ 57, 1996
- [56] Schubiger, R., Boulouchos, K. et. al: Optimierung von Arbeits- und Brennverfahren für größere Dieselmotoren mit Common Rail Einspritzung, Teil 2: Nutzfahrzeugmotor, MTZ 61, 2000, S. 336 – 345
- [57] D. Adolph, et al: Modernes Dieselerbrennverfahren: Günstige Motorrohmissionen bei verbessertem Verbrauchsverhalten, MTZ 69, 2008, S. 42 – 50
- [58] S. Spindler.: Beitrag zur Realisierung schadstoffoptimierter Brennverfahren an schnell laufenden Hochleistungsdieselmotoren, VDI Fortschrittsbericht 6/274, VDI Verlag Düsseldorf, 1992
- [59] G. Raab et al: Potenzial eines Doppelaufladeaggregats an einem modernen MAN D20 Nutzfahrzeugmotor, 10. Tagung: Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, IVT Technische Universität Graz, 22. – 23.9.2005
- [60] A. Wimmer, G. Pirker, M. Engelmayer, B. Pemp, G.: Simulation Based Development of Combustion Concepts for Large Diesel Engines, AMSE 2011 Internal Combustion Engine Division Fall Technical Conference, 2.-5.10.2011, Morgantown, West Virginia

- [61] <http://www.getransportation.com/rail/rail-products/locomotives/evolutionr-series-locomotive.html>, 27.6.2011, 17:30
- [62] AVL List GmbH
- [63] Beschaffungszeichnung AVL List GmbH
- [64] Gernot Hirschl, im Rahmen des Projekts K2-B02, Konzeptuntersuchung für Großdieselmotoren über 560kW hinsichtlich zukünftiger Emissionsgesetzgebung
- [65] Pattas K., Häfner G.: Stickoxidbildung bei der ottomotorischen Verbrennung, MTZ, Jahrgang 34, Nr. 12, Dezember 1973
- [66] http://www.tognum.com/presse/pressemitteilungen/pressedetail/news/innotrans_2010_mtu_to_debut_first_large_eu_stage_iii_b_certified_rail_engne/news_smode/images/cHash/d282ddb0035553a5a11dba4e8c6337a2/index.de.html