



Patrick Teufel, BSc

# Einfluss der Kolbenmuldengeometrie auf die Motorfunktionskennwerte eines Hochleistungsdieselmotors

## MASTERARBEIT

zur Erlangung des akademischen Grades

Diplom-Ingenieur

Masterstudium Maschinenbau

eingereicht an der

**Technischen Universität Graz**

Betreuer

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Weitere Betreuer

Ing. Herbert Berger  
BMW Motoren GmbH Steyr

Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner  
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Graz, November 2015



# Vorwort

Die vorliegende Arbeit wurde im Entwicklungszentrum Steyr der BMW Motoren AG in der Abteilung „Applikation und Verbrennung 4-Zylinder“ (ZM-E-31) im Zeitraum von Mai bis Oktober 2015 durchgeführt. Ich möchte an dieser Stelle allen Kollegen recht herzlich für die angenehme Arbeitsatmosphäre und deren Unterstützung danken.

Besonderen Dank für die Betreuung meiner Arbeit möchte ich Herrn Ing. Berger Herbert und Herrn Dipl.-Ing. Hofmanninger Stefan aussprechen, die mir die Möglichkeit gaben diese interessante Aufgabenstellung zu erarbeiten und auch jederzeit mit Rat und Tat zur Seite standen. Weiters möchte ich den Prüfstandsbetreuern Herrn Hörtler Karl und Herrn Kohl Franz für die gute Zusammenarbeit bei den umfangreichen Versuchsdurchführungen am Motorenprüfstand danken.

Auch für die Betreuung und Unterstützung seitens des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik möchte ich mich hiermit bei Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Grabner Peter herzlich bedanken.

Ein großer Dank gilt meiner Familie und Freunden für deren Unterstützung in den letzten Jahren. Allen voran möchte ich mich bei meinen Eltern Leopold und Monika bedanken, die mir dieses Technische Studium ermöglichten.

Vielen Dank!



# Eidesstattliche Erklärung

## *Affidavit*

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

*I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources/resources, and that I have explicitly indicated all material which has been quoted either literally or by content from the sources used.*

Graz, am 30.11.2015

Patrick Teufel



# Kurzfassung

Der Dieselmotor erfreut sich aufgrund seines guten, dynamischen Fahrverhaltens vor allem in Europa hoher Beliebtheit. Der entscheidendste Aspekt der Kunden ist der geringere Verbrauch gegenüber Benzinmotoren. Die in den letzten Jahren kontinuierlich verschärften Emissionsgesetzgebungen erfordern auch eine ständige Weiterentwicklung durch die Automobilhersteller. Zukünftig sollen die bisherigen Prüfzyklen ersetzt werden um das Fahrverhalten des Kunden besser abzubilden. Sogenannte Real-Driving-Emission-Tests (RDE) werden 2017 eingeführt. Entscheidend in der Entwicklung sind die Rohemissionen des Motors, da die Systeme der Abgasnachbehandlung mit mehr Aufwand und Kosten verbunden sind. Um sich von der Konkurrenz abzusetzen, sollten solche Optimierungen immer möglichst mit einer Leistungssteigerung einhergehen.

Diese Masterarbeit befasst sich mit der Bewertung einer geänderten Kolbenmulde, die Vorteile im Emissionsverhalten eines direkteinspritzenden Vierzylinder-Hochleistungs-Dieselmotors von BMW mit Piezo-Injektoren und zweistufiger Aufladung ermöglichen soll. Grund zu dieser Annahme schaffen vorhergehende Prüfstandläufe an einem Vierzylinder-Dieselmotor mit niedrigerer Leistungsdichte. Durch eine Senkung des Verdichtungsverhältnisses und einen runder ausgeführten Muldenrand sollte der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off verbessert werden. Des Weiteren sollen sich Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid möglichst nicht erhöhen.

Die gesamten Messreihen wurden an einem Motorenprüfstand im BMW-Entwicklungszentrum Steyr absolviert. Zuerst stand eine ausführliche Basisvermessung mit dem in Serie befindlichen Kolben am Programm. Nach dem Kolbenumbau wurde durch zwei Optimierungsschleifen in der Teillast die Applikation optimiert. Neben der Brennverfahrensoptimierung in der Teillast wurde auch das Volllastpotential erhoben. In den meisten Teillastpunkten verringerten sich die Rußemissionen bei gleichgestelltem NO<sub>x</sub> deutlich. Die Auswertung und Analyse der Messergebnisse dieser Kolbenmulde wies kein Potential zur Leistungssteigerung im Nennleistungspunkt auf.



# Abstract

Based on a good dynamic driving characteristic the diesel engine enjoys great popularity, especially in Europe. The most important aspect for customers is the better fuel consumption compared to gasoline engines. The continuous tightened emission regulations of the last years made a permanent development of the car manufacturers necessary. In the future the previous test cycles will be replaced by emission cycles which reproduce the real driving behaviour in a better way. So called Real-Driving-Emission-tests (RDE) will come in 2017. The raw emissions are essential for development because of the higher effort and costs of exhaust gas treatment. To set apart from competitors a emission-optimization should be attended with performance improvement.

This master thesis concerns with the evaluation of a modified piston bowl. This new piston should enable enhancements related to emissions of an four-cylinder high performance engine of BMW with direct fuel injection using Piezo-injectors and a two-staged turbo charging. Reasons for this assumption are previous test runs of a four-cylinder engine with lower power density. Due to a lower compression ratio and a rounded bowl rim the soot/NO<sub>x</sub> trade-off should improve. Furthermore hydrocarbons and carbon monoxide should not increase.

The series of measurements are carried out on a stationary engine test bed in the BMW development center Steyr. First of all there was a base survey of the serial piston. After changing the piston the engine ran through two optimization-loops to improve application at part load. Beside optimizing the combustion process in part load also the potential of the full load were tested. In most of the load points the soot could be increased by holding the same NO<sub>x</sub>-level. The evaluation and analysis of the measuring results of the piston bowl shows no potential for increasing performance in the point of maximum rated power.



# Inhaltsverzeichnis

<b>Formelzeichen und Abkürzungen</b>	<b>xi</b>
<b>1 Einleitung</b>	<b>1</b>
<b>2 Aufgabenstellung</b>	<b>5</b>
<b>3 Grundlagen</b>	<b>7</b>
3.1 Zylinderinnenströmung . . . . .	8
3.1.1 Drall . . . . .	8
3.1.2 Quetschströmung . . . . .	9
3.2 Brennraumgeometrie . . . . .	10
3.2.1 Allgemein . . . . .	10
3.2.2 Strahlauffreffpunkt . . . . .	13
3.2.3 Verdichtungsverhältnis . . . . .	14
3.3 Einspritzhydraulik und Gemischbildung . . . . .	19
3.3.1 Strahlausbreitung . . . . .	19
3.3.2 Brennverlauf . . . . .	20
3.3.3 Common-Rail-System . . . . .	21
3.4 Schadstoffbildung . . . . .	22
3.4.1 Produkte aus vollständiger Verbrennung . . . . .	22
3.4.2 Produkte aus unvollständiger Verbrennung . . . . .	22
3.4.3 Emissionsminimierung . . . . .	26
<b>4 Versuchsträger und Versuchsaufbau</b>	<b>27</b>
4.1 Allgemeines . . . . .	27
4.2 Versuchsträger . . . . .	30
4.3 Prüfstandsmessung und Messtechnik . . . . .	32
<b>5 Basisvermessung</b>	<b>35</b>
5.1 Prüfprogramm . . . . .	35
5.2 Einfluss des Düsenvorstehmaßes . . . . .	37
<b>6 Kolbenmulde „Option 3“</b>	<b>41</b>
6.1 Einfluss des Düsenvorstehmaßes . . . . .	42

6.2	Teillast . . . . .	45
6.2.1	Teillast-Variation bei 95°C . . . . .	50
	Spritzbeginn . . . . .	50
	Einspritzdruck . . . . .	52
	Ladedruck . . . . .	54
	Drallklappe . . . . .	55
	Piloteinspritzung . . . . .	56
	Nacheinspritzung . . . . .	60
6.2.2	Teillast-Variation bei 40 °C . . . . .	65
6.3	Volllast . . . . .	68
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>73</b>
	<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>77</b>
	<b>Anhang</b>	<b>79</b>
A	Applikation Basis und „Option 3“ Teillast- $t_{WE}$ von 95 °C . . . . .	79
B	Applikation Basis und „Option 3“ Teillast- $t_{WE}$ von 40 °C . . . . .	80
C	Muldengeometrie „Option 3“ . . . . .	81

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Lateinische Formelzeichen

$b_e$	g/(kW h)	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c_p$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$
$c_v$	J/(kg K)	spezifische Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$
$L$	kg L/kg B	Luftmenge (auch: kmol L/kmol B)
$L_{\min}$	kg L/kg B	Mindestluftbedarf (auch: kmol L/kmol B)
$L_{\text{st}}$	kg L/kg B	stöchiometrischer Luftbedarf
$m$	kg	Masse
$m_{\text{Br}}$	kg	Masse Brennstoff
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$M_d$	Nm	Drehmoment
$m_L$	kg	Luftmasse
$n$	min <sup>-1</sup>	Drehzahl
$O_2$	kg O <sub>2</sub> /kg B	Sauerstoffmenge (auch: kmol O <sub>2</sub> /kmol B)
$p$	bar, Pa	Druck
$p_d$	bar	Dampfdruck
$p_e$	bar	effektiver Mitteldruck
$p_{\text{rail}}$	bar	Raildruck
$P$	(k)W	Leistung
$q$	J/kg	spezifische Wärme(menge)
$Q$	J	Wärme
$Q_h$	cm <sup>3</sup> /30s	hydraulischer Durchfluss
$dQ_H/d\varphi$	J/°KW	Heizverlauf
$t$	°C	Temperatur
$t$	s	Zeit
$T$	K	thermodynamische Temperatur
$U$	V	elektrische Spannung
$v$	m <sup>3</sup> /kg	spezifisches Volumen
$V$	m <sup>3</sup>	Volumen
$V_c$	m <sup>3</sup>	Kompressionsvolumen
$V_h$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen
$V_H$	m <sup>3</sup>	Hubvolumen des gesamten Motors
$Z_D$	–	Drallzahl

## Griechische Formelzeichen

$\varepsilon$	–	Verdichtungsverhältnis
$\eta_{th}$	–	thermodynamischer Wirkungsgrad
$\eta_{th,p}$	–	thermodynamischer Wirkungsgrad Gleichdruckprozess
$\kappa$	–	Isentropenexponent
$\lambda$	–	Luftverhältnis, Luftzahl
$\omega$	$s^{-1}$	Winkelgeschwindigkeit

## Indizes und Abkürzungen

0	Bezugs-/Standardzustand	MFB90%	90%-Umsatzpunkt aus der
1, 2, ...	Zustandspunkte		Heizverlaufsrechnung
ab	abgeführt(e Wärme)	N <sub>2</sub>	Stickstoff
AGR	Abgasrückführung	NO	Stickstoffmonoxid
AMA	Abgasmessanlage	NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
ATL	Abgasturbolader	NO <sub>x</sub>	Stickoxide
BP	Betriebspunkt	NOISE_KS	Körperschallaufnehmer
CNL	Combustion Noise Level	ND	Niederdruck
CO	Kohlenmonoxid	O <sub>2</sub>	Sauerstoff
CO <sub>2</sub>	Kohlendioxid	OT	oberer Totpunkt
CRS	Common-Rail-System	PAK	polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe
DDE	Digitale Diesel-Elektronik	Pil	Piloteinspritzung
DK	Drallklappe	Poi	Nacheinspritzung
DPF	Dieselpartikelfilter	RDE	Real Driving Emissions
DS	Dichtscheibe	RW	Rauchwert
e	Eintritt; effektiv	SCR	Selektive Catalytic Reduction
EU	Europäische Union	st	stöchiometrisch
EWZ	Entwicklungszentrum	S	System
FSN	Filter Smoke Number	TL	Teillast
H <sub>2</sub> O	Wasser	TLO	offene Teillastschnitte
HC	Kohlenwasserstoff	<i>v</i>	Volumen
HD	Hochdruck(phase)	VL	Volllast
IMA	Injektormengenabgleich	VNT	Variable Nozzle Turbine
INJ	Injektor	VTG	Variable Turbinengeometrie
KW	Kurbelwinkel	WE	Wassereintritt
L	Luft; Ladeluft	WLTC	Worldwide Harmonized Light Vehicles Test Cycle
LLK	Ladeluftkühler		zu
max	maximal		zugeführt(e) (Wärme)
MFB05%	5%-Umsatzpunkt aus der Heizverlaufsrechnung	ZOT	Zünd-OT
MFB50%	50%-Umsatzpunkt aus der Heizverlaufsrechnung	Zyl	Zylinder

## SI-Präfixe

Y	$10^{24}$	Yotta	d	$10^{-1}$	Dezi
Z	$10^{21}$	Zetta	c	$10^{-2}$	Zenti
E	$10^{18}$	Exa	m	$10^{-3}$	Milli
P	$10^{15}$	Peta	$\mu$	$10^{-6}$	Mikro
T	$10^{12}$	Tera	n	$10^{-9}$	Nano
G	$10^9$	Giga	p	$10^{-12}$	Piko
M	$10^6$	Mega	f	$10^{-15}$	Femto
k	$10^3$	Kilo	a	$10^{-18}$	Atto
h	$10^2$	Hekto	z	$10^{-21}$	Zepto
da	$10^1$	Deka	y	$10^{-24}$	Yokto



# 1 Einleitung

Die ständig weiter verschärften Emissionsbegrenzungen treiben die Automobilindustrie immer wieder aufs Neue zu innovativen Lösungsfindungen um diese geforderten Limits nicht zu überschreiten. Mittlerweile sind nicht nur die bei der innermotorischen Verbrennung entstehenden Schadstoffe wie Kohlenmonoxid (CO), Stickoxide (NO<sub>x</sub>), Kohlenwasserstoffe (HC) und Partikel (PM) gesetzlich limitiert, sondern auch Grenzwerte für Kohlendioxid (CO<sub>2</sub>) müssen eingehalten werden. Obwohl CO<sub>2</sub> ein „erwünschtes“ Produkt aus der vollständigen Verbrennung darstellt, ist Kohlendioxid mitunter hauptverantwortlich für den Treibhauseffekt und somit leistet es erheblichen Beitrag an der Klimaerwärmung. Da der Dieselmotor in Europa einen beachtlichen Marktanteil von ca. 53 % einnimmt [1] – in Österreich betrug der Anteil der PKW-Neuzulassungen im Jahr 2014 56,8 % [2] – steckt in ihm ein enormes Potential zur Senkung der gesetzlichen Vorgaben. Im Jahr 2020 soll ein Flottenziel des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes von 95 g/km erreicht werden. Wie Abbildung 1.1 zeigt, heißt das von 140 g/km im Jahr 2010 im Schnitt eine jährliche Minderung um 3,8 %. Des Weiteren werden in Zukunft die sogenannten WLTC- (Worldwide harmonized Light Vehicles Test Cycle) und RDE-Tests (Real Driving Emission) eingeführt, die das reale Fahrverhalten des Kunden besser abbilden sollen als die bisherigen Rollentests.

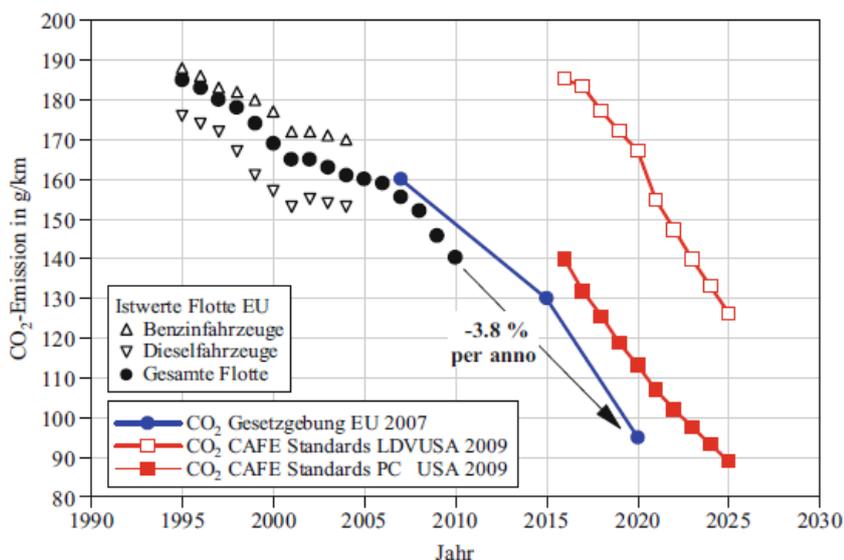


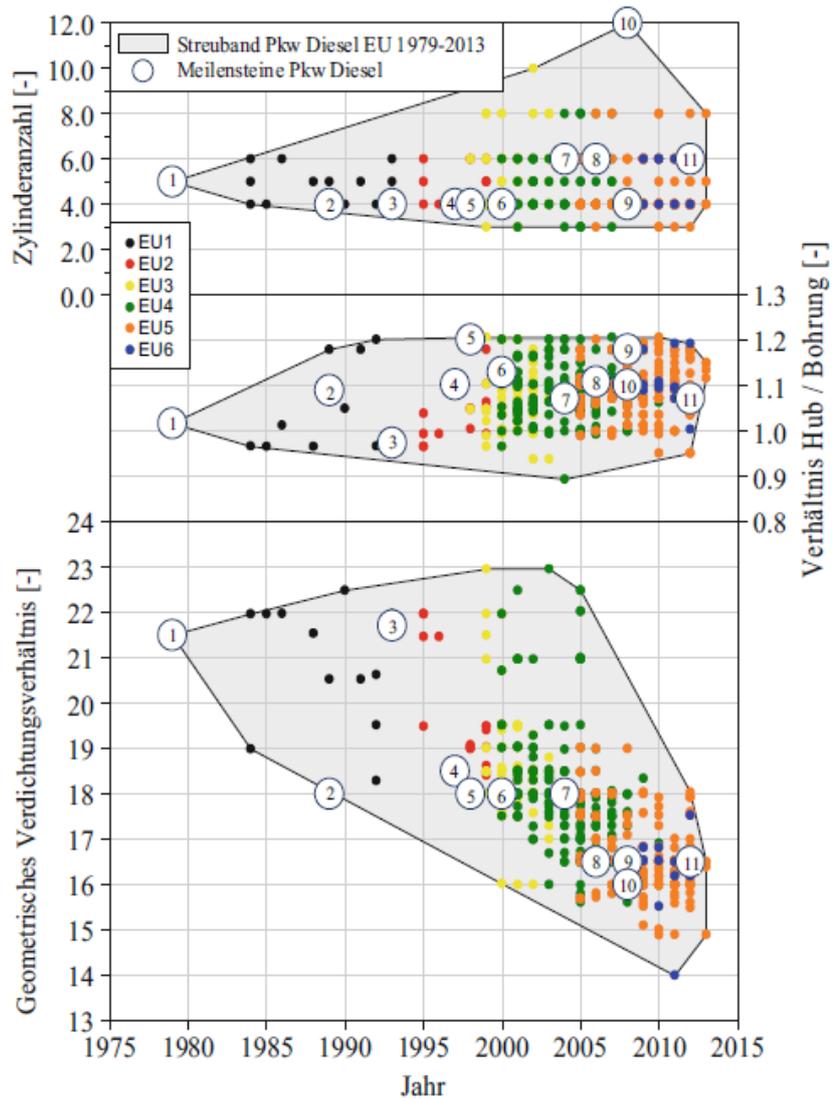
Bild 1.1: CO<sub>2</sub>-Gesetzgebung EU und USA, Europäische CO<sub>2</sub>-Flottenwerte [3]

Die Maßnahmen zum Einhalten der zukünftigen Vorgaben sollen Leistungskennwerte und Geräuschemissionen möglichst nicht negativ beeinflussen. In der Entwicklung des Dieselmotors ist das mit Downsizing in den letzten Jahren immer wieder gut gelungen. Zu den maßgeblichen Weiterentwicklungen zum Erreichen der definierten Zielvorgaben zählen [12]:

- Aufladung (z.B.: mehrstufige Aufladung, variable Turbinengeometrie)
- AGR (Niederdruck-/Hochdruck-AGR)
- Einspritzsysteme (Common-Rail, Steigerung der Einspritzdrücke, Piezo-Injektoren)
- Abgasnachbehandlung (DPF, SCR, NO<sub>x</sub>-Speicherkatalysator, etc.)
- Reibungsminimierung (Schmierung, Werkstoffe, bedarfsgerechte Elektrifizierung, Steuerung der Nebenaggregate)
- Optimierungen am Einlass (Phasing, Masking, Drallklappen, etc.)

Neben den Baugruppen Aufladesystem, AGR, Einspritzhydraulik und Abgasnachbehandlungssystem ist auch der Grundmotor einer der wichtigsten Stellhebel zum Erreichen der Emissions- und Leistungsziele. Abbildung 1.2 zeigt den Entwicklungstrend der Motorenbauer bezüglich der Zylinderanzahl und dem geometrischen Verdichtungsverhältnis des Grundmotors in den letzten Jahren. Das Streuband bezüglich Hub-Bohrungsverhältnis hat sich über die Jahre prinzipiell nicht verschoben. Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist in den letzten zehn Jahren immer weiter gesenkt worden, dadurch ergeben sich in der Regel Vorteile bezüglich Nennleistung bzw. Bildung von Stickoxiden. Grund dafür sind die Temperaturabsenkung bei der Verdichtung, welche die NO<sub>x</sub>-Bildung positiv beeinflusst und auf der anderen Seite können Rußemissionen reduziert werden, da ein Freiraum bezüglich AGR-Auslegung entsteht [3].

Jedoch ist es auch wichtig den Einfluss von bestimmten Detailoptimierungen im Auge zu behalten, wie zum Beispiel der Muldengeometrie. Die Geometrie der Mulde hat einen erheblichen Einfluss auf die gesamte Bewegung der Luft und des Brennstoffes und somit auf die Gemischbildung, Verbrennung und deren Schadstoffentstehung. Grundsätzlich ist das Zusammenspiel Zylinderinnenströmung, Einspritzhydraulik und Brennraumgeometrie das ausschlaggebendste Thema in Bezug auf die Verbrennung. Auf diese Themen wird auch im Kapitel 3 näher eingegangen. Eine thermodynamisch günstige Kolbenmuldenform ist auch nur in Zusammenhang mit diesen beiden anderen Faktoren abzustimmen und zu optimieren. Bereits kleine Änderungen an der Kolbenform wie beispielsweise bestimmte Radien an Muldenrand oder Muldenrund können wesentliche Einflüsse in positiver wie negativer Richtung für die Verbrennung, thermische Belastungen und die Festigkeit des Kolbens bedeuten.



**Bild 1.2:** Änderung von Zylinderanzahl, Hub-Bohrungsverhältnis und Kompressionsverhältnis über die Jahre [3]



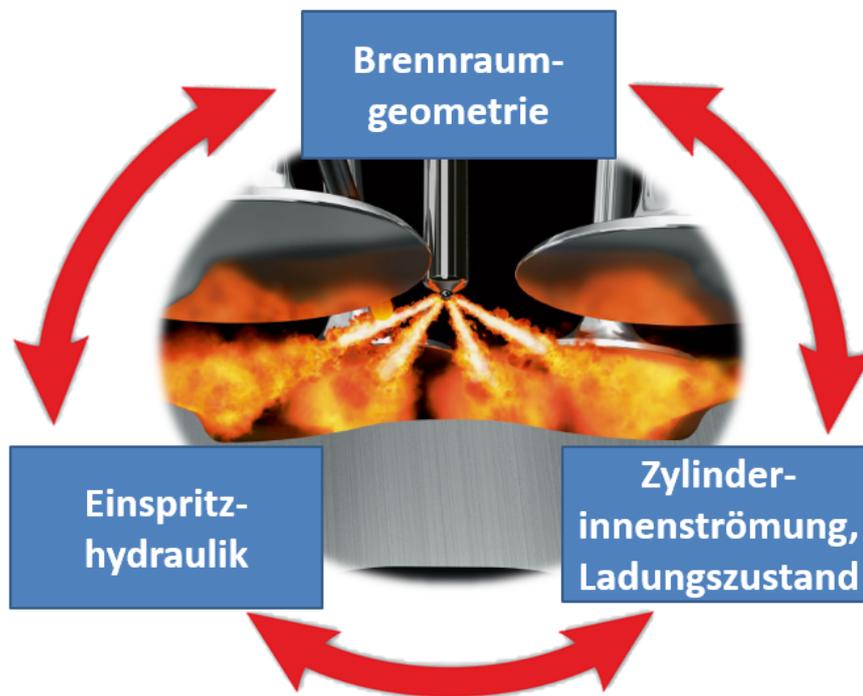
## 2 Aufgabenstellung

Aufgabe der Masterarbeit ist es den Einfluss der Kolbenmuldengeometrie auf die Motorfunktionskennwerte eines Hochleistungsdieselmotors zu untersuchen. Die Kolbenmuldengeometrieänderung soll am Stationärmotorprüfstand an einem zweistufig hochaufgeladenen Vierzylindermotor mit Commonrail-Piezo-Einspritztechnik betrachtet werden. Dieser Masterarbeit ging eine Überprüfung der Muldenkontur an einem einstufig aufgeladenen Vierzylindermotor voraus, bei der sich eine bestimmte Muldenform als sehr vorteilhaft bezüglich Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off und dem Nennleistungsverhalten zeigte. Es soll überprüft werden, ob dieses Potential der sogenannten Kolbenmulde „Option 3“ auch bei der zweistufigen Aufladung mit Piezo-Injektoren nachweisbar ist.

Die wesentlichen Änderungen der optimierten Kolbenmulde beinhalten die Muldeneinströmkontur und das Kompressionsverhältnis. Nach einer Basisvermessung des Motors mit Standardkolben in relevanten Betriebspunkten, wird der Motor auf den optimierten Kolben umgebaut und der Versuchsablauf soll wiederholt bzw. durch Parametervariation die Applikation auf das neue Optimum angepasst werden. Nach der Bewertung dieser betreffenden Mulde, wird der Bedarf einer Bewertung weiterer Muldenoptionen erhoben.



### 3 Grundlagen



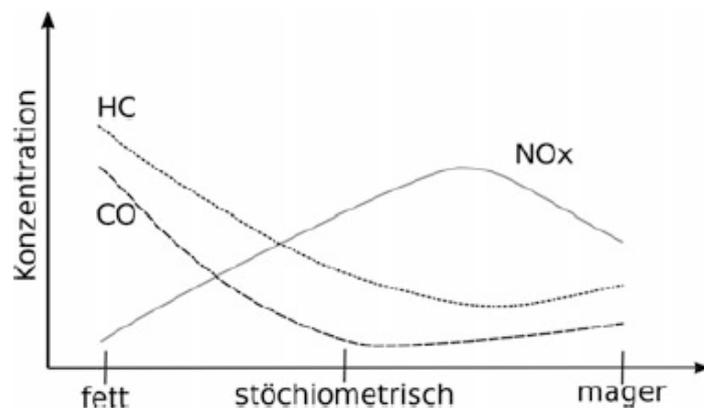
**Bild 3.1:** Hauptinflussfaktoren auf die Verbrennung

Die ablaufende Verbrennung des direkteinspritzenden Dieselmotors, bei der durch Selbstzündung der eingebrachte Kraftstoff während der Verdichtung mit genügend vorhandenem Sauerstoff möglichst vollständig verbrennt, ist ein sehr komplexer Vorgang und von einer Menge Einflussfaktoren abhängig. Die drei Hauptinflusskomponenten setzen sich prinzipiell aus der Brennraumgeometrie, der Einspritzhydraulik, der Zylinderinnenströmung und deren Ladungszustand zusammen. Deren Zusammenspiel und Auslegung ist ausschlaggebend für die Verbrennungsoptimierung und somit auch wichtig für die Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte und Leistungskennwerte. Jede Einstell- bzw. Komponentenänderung in einem dieser Bereiche zieht meist auch eine Anpassung in den anderen Bereichen nach sich. Im vorliegenden Kapitel soll näher auf diese Motorkomponenten und deren Einflüsse eingegangen werden.

### 3.1 Zylinderinnenströmung

Das Luftverhältnis  $\lambda$  ist sehr entscheidend für eine vollständige Verbrennung und somit für die Bildung der Schadstoffkomponenten. Es beschreibt das Verhältnis zwischen der im Brennraum vorhandenen Luft  $L$  und dem stöchiometrischen Luftbedarf  $L_{st}$ , der für eine vollständige Verbrennung nötig ist. Die Beziehung kann auch über die Massen der Luft  $m_L$  und des Brennstoffs  $m_{Br}$  geschaffen werden [4]. Wie in Abbildung 3.2 gezeigt, bilden sich vor allem CO, HC und auch Ruß in Gebieten mit hohen Lambda-Werten.

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} = \frac{m_L}{m_{Br}L_{st}} \quad (3.1)$$



**Bild 3.2:**  $\lambda$ -Abhängigkeit Schadstoffbildung [3]

Obwohl der Dieselmotor mit einem global mageren Luftverhältnis betrieben wird, treten in vielen Bereichen des Brennraums auch Zonen mit fettem Gemisch auf. Bereiche zwischen magerem und fettem Gemisch, je nach Entfernung vom Kraftstofftropfen, sind notwendig um Gebiete zu erhalten die innerhalb der Zündgrenzen liegen (Abbildung 3.3). Um jedoch eine gute Durchmischung des Kraftstoffs mit der Luft und somit eine Reduzierung der Schadstoffbildung zu erreichen sind Strömungen im Brennraum nötig. Als wichtigste Arten der Zylinderinnenströmung sind die Drallströmung und die Quetschströmung zu nennen.

#### 3.1.1 Drall

Die Drallströmung ist prinzipiell eine um die Zylinderachse rotierende Strömung die luftseitig vom Einlasssystem erzeugt wird. Es gibt die Möglichkeit dies durch die Geometrie der Einlasskanäle, bestimmte Formung der Ventilsitze oder auch durch einen extra zur Drallerzeugung geregelten Drallkanal zu realisieren. Um für jeweilige Betriebspunkte in der Teillast genügend Drall zu erzeugen sind die beiden Einlasskanäle für gewöhnlich unterschiedlich zur Drallerzeugung ausgeführt und werden als Füllungskanal

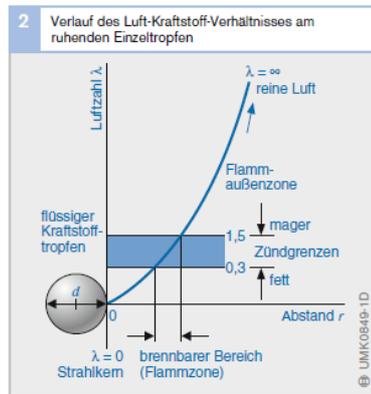


Bild 3.3:  $\lambda$ -Verlauf im Bereich des Kraftstofftropfens [14]

bzw. Drallkanal bezeichnet. Der sogenannte Füllungskanal kann je nach Drallbedarf mit Hilfe einer Drallklappe geregelt werden um beispielsweise bei niedrigeren Drehzahlen den Drall bei der Zylinderfüllung zu erhöhen. In diesem Fall strömt die Luft größtenteils – bei geschlossener Klappe gänzlich – über den Drallkanal. Mit erhöhtem Drall sinkt aber auch der Luftaufwand, aufgrund erhöhter Ladungswechselverluste. Der Drall wird üblicherweise mit der sogenannten Drallzahl  $Z_D$  angegeben, welche das Verhältnis aus der räumlich gemittelten Winkelgeschwindigkeit der Ladungsrotation  $\omega_D$  und zeitlich gemittelter Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle  $\omega_K$  beschreibt [3, 14, 15].

$$Z_D = \frac{\omega_D}{\omega_K} \quad (3.2)$$

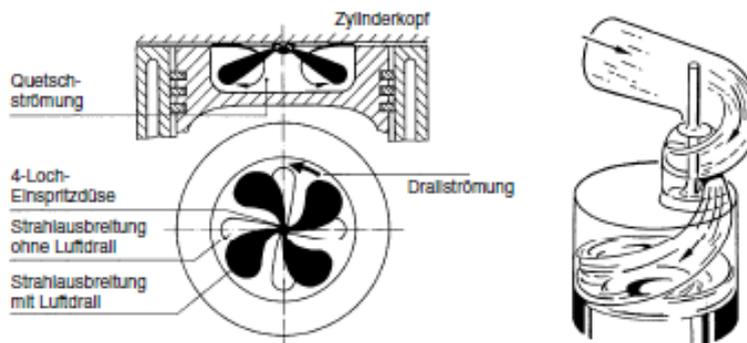


Bild 3.4: Quetsch- und Drallströmung im Zylinder [8]

### 3.1.2 Quetschströmung

Die Quetschströmung nimmt mit Annäherung an den OT zu, da sie aus der Aufwärtsbewegung des Kolbens resultiert. Die Luft im sogenannten Quetschspalt entweicht in

Richtung Kolbenmulde und erzeugt somit eine Strömung im Brennraum. Maßgeblich sind hierfür also Quetschfläche und Quetschspalt. Die Strömung unterstützt natürlich die Durchmischung des Kraftstoffes mit der vorhandenen Luft, jedoch bedeuten große Quetschflächen auch das es zum Flammenlöschen in diesen Spalten kommen kann, was zu erhöhten HC-Emissionen führt. Dieser Effekt ist bei der heterogenen Verbrennung jedoch geringer als bei homogener Verbrennung [3].

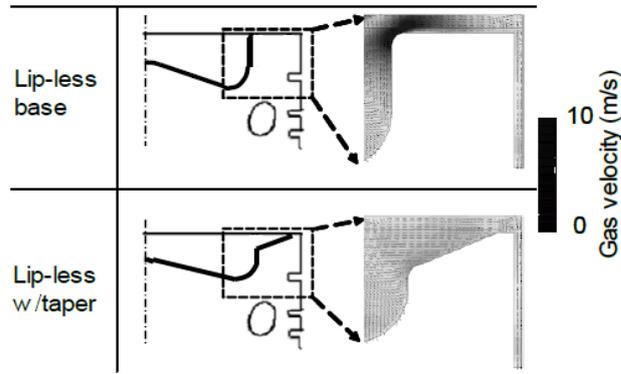
Hohe Zylinderströmungen sind mit Ladungswechselverlusten behaftet und erhöhen auch die Wandwärmeverluste im Zylinder. Sehr hohe Drallauslegungen können zu sogenannten Strahlverwehungen führen. Vor allem bei höherer Anzahl der Düsenlöcher und hohen Luftdurchsätzen kann es dazu kommen, dass ein Strahl so stark abgelenkt wird und sich so mit einem anderem Strahl kreuzt bzw. vermischt [3, 8, 14].

## 3.2 Brennraumgeometrie

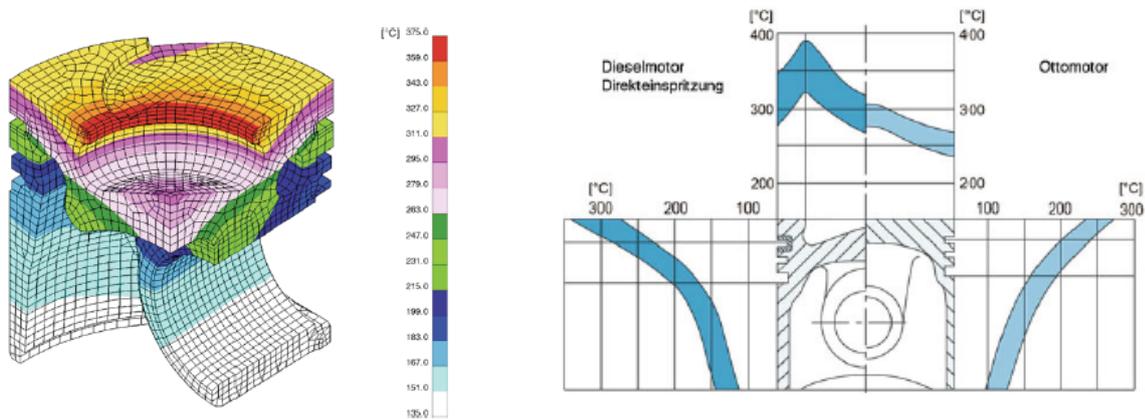
### 3.2.1 Allgemein

Neben den Aufgaben der Kraftübertragung auf das Pleuel bzw. die Kurbelwelle und der Abdichtung des Brennraums bestimmt der Kolben die Geometrie des Brennraums. In den meisten Fällen entspricht die Form einer  $\omega$ -Mulde obwohl es prinzipiell auch zu verschiedensten Arten der Realisierung kommen kann, wie beispielsweise w-Mulden, Stufenmulden, Topfmulden, ausgeprägte Mittenerhebungen, tiefe sowie auch flache Mulden. Kolbenmulden in PKW-Motoren sind verhältnismäßig tiefer als dies bei Nfz-Motoren der Fall ist. Bei den Muldengeometrien am PKW-Sektor ist in den letzten Jahren ein Trend von tiefen Mulden mit eher kleinem Muldendurchmesser hin zu weiten, flacheren Mulden zu erkennen. Je nach Bedarf kann mit bestimmter Formgebung gezielt auf die Gemischbildung eingegriffen werden. W-Mulden bilden im Vergleich zur Topfmulde beispielsweise einen größeren Quetschspalt zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf am oberen Totpunkt, was die Quetschströmung mindert. Dies kann wie in [16] beschrieben einen positiven Effekt auf die Wandwärmeverluste zur Folge haben, siehe Abbildung 3.5.

Bei der Entwicklung einer Muldenform ist es nicht zielführend bestimmte Bauformen auf gleiche bzw. sehr ähnliche Weise von Mitbewerbern zu übernehmen, da die richtige Kolbengeometrie mit der Einspritzhydraulik und Zylinderströmung des jeweiligen Motors abgestimmt werden muss. Die Entwicklung einer Kolbenform basiert auf vergangenen Erfahrungen von Entwicklungsprozessen, aktuellem Status, Mitbewerbervergleich und auch der Festigkeitsauslegung des Kolben. Die Haltbarkeit kann sehr stark in Konkurrenz mit einem thermodynamischen Formoptimum stehen. Der Kolben ist mechanisch und thermisch ein höchst beanspruchter Bauteil, wobei er natürlich auch möglichst gewichtsoptimiert ausgeführt werden soll um die oszillierenden Massen ge-



**Bild 3.5:** Vergleich der Quetschströmung von Topfmulde und w-Mulde [16]



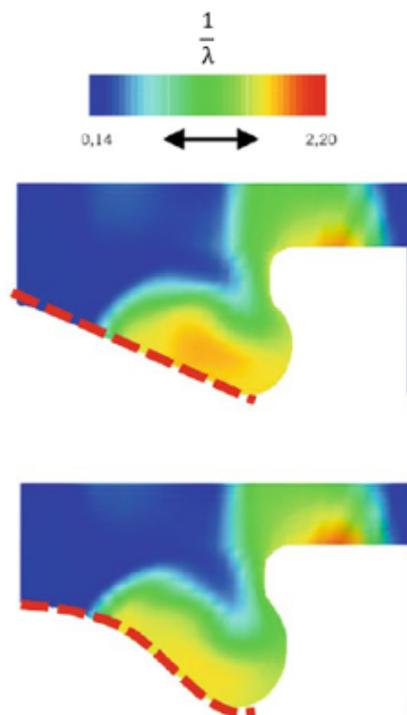
**Bild 3.6:** Temperaturverteilung am Dieselkolben [19]

**Bild 3.7:** Vergleich Oberflächentemperaturprofile von Kolben bei Otto- und Dieselmotoren [19]

ring zu halten. Wie in Bild 3.6 und 3.7 veranschaulicht treten vor allem im Bereich des Muldenrands enorme Spitzentemperaturen auf, diese sind bei Dieselkolben auch wesentlich höher als bei Kolben für Ottomotoren.

Aufgrund von Optimierungen hinsichtlich Luftbewegung und Durchmischung können  $\omega$ -Mulden sehr stark in der Ausführung der Tiefe, Radien/Verrundungen, Hinterschneidung, etc. variieren, was das thermische Verhalten und die Festigkeit ändert. Ein Beispiel zeigt Abbildung 3.8. Aus der Abbildung mit dem Kolben für einen 1,6l-Dieselmotor von Honda ist abzuleiten, dass eine gekrümmte Mulde hin zur Mittenerhebung des Kolbens gegenüber einer geradlinigen Verbindung entsprechende Vorteile bei der Rußbildung hat. Das Bild zeigt klar die Reduzierung der Bereiche mit fettem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ , da durch die Muldenform eine stärkere Luftbewegung erreicht

wird [17].



**Bild 3.8:** Einfluss der Muldengeometrie auf die Verteilung des Luftverhältnisses  $\lambda$  [17]

Abbildung 3.9 zeigt eine Aufstellung einiger Mitbewerber von BMW bezüglich der Kolbenmuldengeometrie. Es sind sehr unterschiedliche Tendenzen zu erkennen. VW und Mazda besitzen einen vergleichsweise großen Durchmesser der Mulde, wobei bei diesen beiden die Muldentiefe stark voneinander abweicht. Volvo weist die niedrigste Mittenerhebung im Vergleich zu den anderen dargestellten Herstellern auf. Die Unterschiede der Motorkomponenten bezüglich Aufladung, Einspritzhydraulik, Zylinderdurchmesser, etc. bewirken also teilweise signifikante Unterschiede in den Kolben- bzw. Muldenabmaßen. Ein sehr entscheidender Bereich bezüglich Zylinderströmungen und Kolbenfestigkeit ist der Muldenrand. In diesem Bereich zeigt sich, dass der bisherige Basiskolben von BMW sehr „scharfkantig“ gefertigt wird. Auch die Ausführung bzw. Größe der Radien unterscheiden sich sehr zwischen den hier gezeigten Herstellern. Auf das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  wird im Kapitel 3.2.3 noch eingegangen.

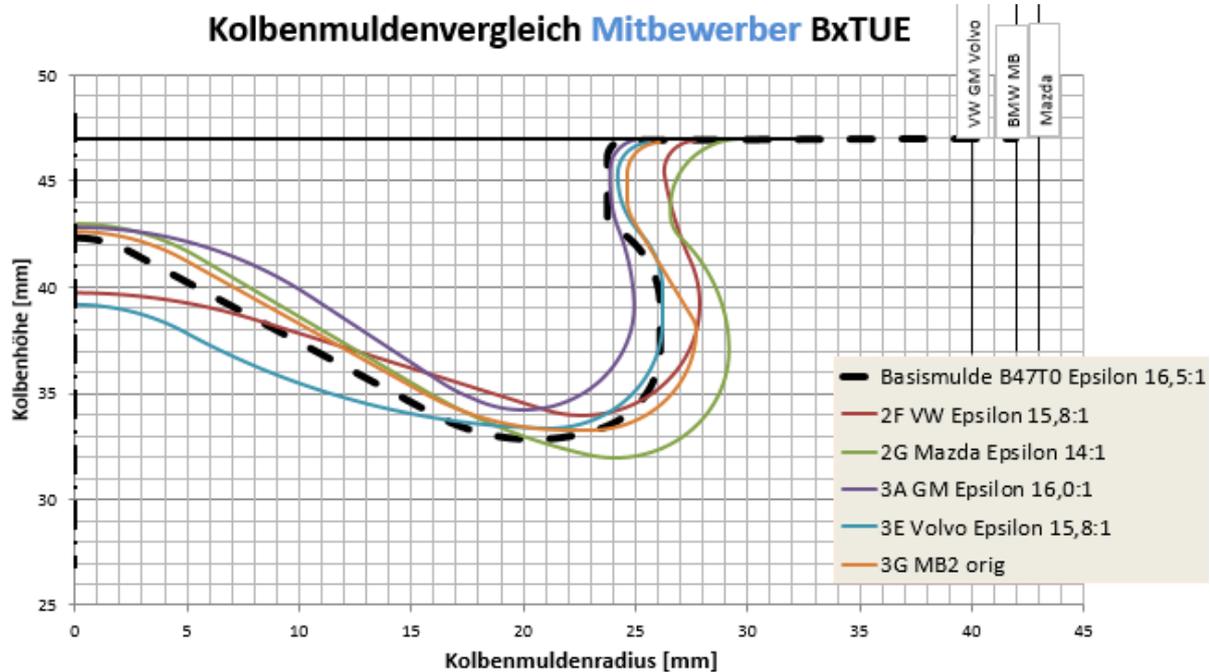
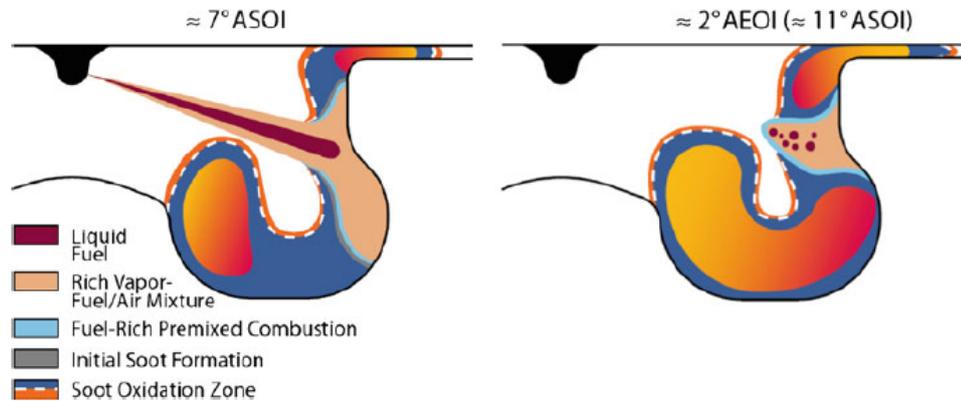


Bild 3.9: Mitbewerbervergleich – Pleuellmuldengeometrien

### 3.2.2 Strahlaufreffpunkt

Ein weiterer wichtiger Faktor in Abstimmung mit der Einspritzhydraulik ist der Auftreffpunkt des Einspritzstrahles in der Pleuellmulde. Abbildung 3.10 zeigt schematisch wie sich der Einspritzstrahl nach dem Auftreffen nach unten in den Muldenrund und teilweise auch nach oben in den Quetschpalt ausbreitet. Die Muldengeometrie am Auftreffpunkt hat großen Einfluss auf den Durchmischungsvorgang des Kraftstoffs mit der Luft. Bei geringer Krümmung der Muldenwand ist der Einfluss der Variation des Einspritzstrahlaufreffpunkts geringer, jedoch kann es zu Nachteilen in der Durchmischung kommen. Da der Kraftstoff nur schwer bzw. spät bis in die Mitte des Brennraums vordringt, füllt die Mittenerhebung einen Teil des Brennraums aus [3].

Der Auftreffpunkt ist ein entscheidender Faktor für die Gemischaufbereitung, dadurch können Fertigungstoleranzen in der Injektorfertigung bzw. auch Toleranzen der Dichtscheiben zwischen Zylinderkopf und Injektor einen maßgeblichen Einfluss auf die Emissionsbildung nehmen. Abbildung 5.6 in Kapitel 5.2 zeigt durch Variation der Dichtscheiben in 0,5 mm Schritten den enormen Einfluss des Strahlaufreffpunktes im Betriebspunkt  $2000 \text{ min}^{-1}$  und 20 bar effektiver Mitteldruck  $p_e$ .



**Bild 3.10:** Interaktion des Einspritzstrahls mit der Kolbenmulde [3]

### 3.2.3 Verdichtungsverhältnis

Das Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$ , das vom Kompressionsvolumen  $V_c$  und Hubvolumen  $V_h$  abhängt, ist maßgeblich für die Höhe des thermodynamischen Wirkungsgrades  $\eta_{th}$  verantwortlich.

$$\varepsilon = \frac{V_c + V_h}{V_c} \quad (3.3)$$

Um den Motorprozess vereinfacht analysieren zu können, werden idealisierte Vergleichsprozesse herangezogen. Für den Dieselmotor gilt aus thermodynamischer Sicht näherungsweise der Gleichdruck- bzw. der Seiliger-Prozess. Für die Berechnung dieser vereinfachten Vergleichsprozesse werden folgende Idealisierungen vorausgesetzt [4]:

- Ideales Gas mit konstanten Stoffgrößen
- Verbrennung mit gegebenen Gesetzmäßigkeiten
- adiabater Prozess (wärmedichte Wandungen)
- Reibungsfreiheit im Zylinder
- keine Strömungs- und Lässigkeitsversuche

Im folgenden Teil des Kapitels soll die Berechnung des thermodynamischen Wirkungsgrades  $\eta_{th}$  des Gleichdruck-Prozesses näher erläutert werden [7]:

Der thermodynamische Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  wird durch die zu- und abgeführte Wärmemenge beschrieben. Bei dem idealisierten Motorprozess ist  $q_{zu}$  als „Aufwand“ und die erhaltene Arbeit aus der Differenz von  $q_{zu}$  und  $q_{ab}$  als „Nutzen“ zu sehen.

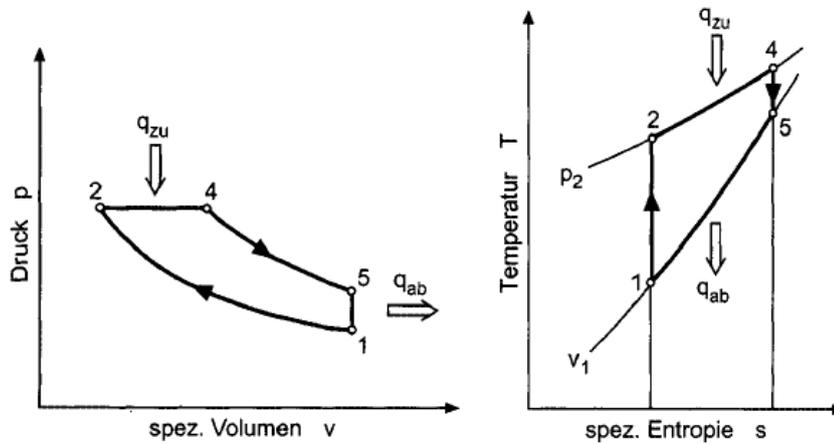


Bild 3.11: pv- und Ts-Diagramm des Gleichdruckprozesses [7]

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{q_{\text{ab}}}{q_{\text{zu}}} \quad (3.4)$$

$q_{\text{ab}}$  und  $q_{\text{zu}}$  erhält man unter der Annahme von konstanten Stoffgrößen durch:

$$q_{\text{ab}} = c_v(T_5 - T_1) \quad (3.5)$$

$$q_{\text{zu}} = c_p(T_4 - T_2) \quad (3.6)$$

Von 1 auf 2 findet eine isentrope Kompression statt:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{v_1}{v_2} \right)^{\kappa-1} \quad (3.7)$$

Gefolgt von einer Gleichdruckverbrennung:

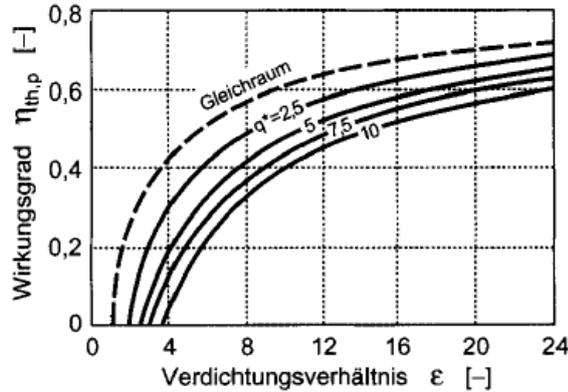
$$\frac{T_4}{T_2} = \frac{v_4}{v_2} \quad (3.8)$$

Danach wird isentrop expandiert:

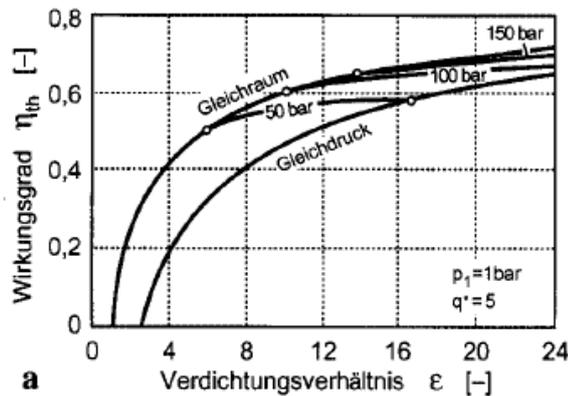
$$\frac{T_4}{T_5} = \left( \frac{v_5}{v_4} \right)^{\kappa-1} \quad (3.9)$$

Durch Umformen und Einsetzen der oben genannten Beziehungen erhält man folgende Gleichung:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\kappa q^*} \left[ \left( \frac{q^*}{\epsilon^{\kappa-1}} \right) - 1 \right] \quad (3.10)$$



**Bild 3.12:** Thermodynamischer Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  des Gleichdruckprozesses [7]

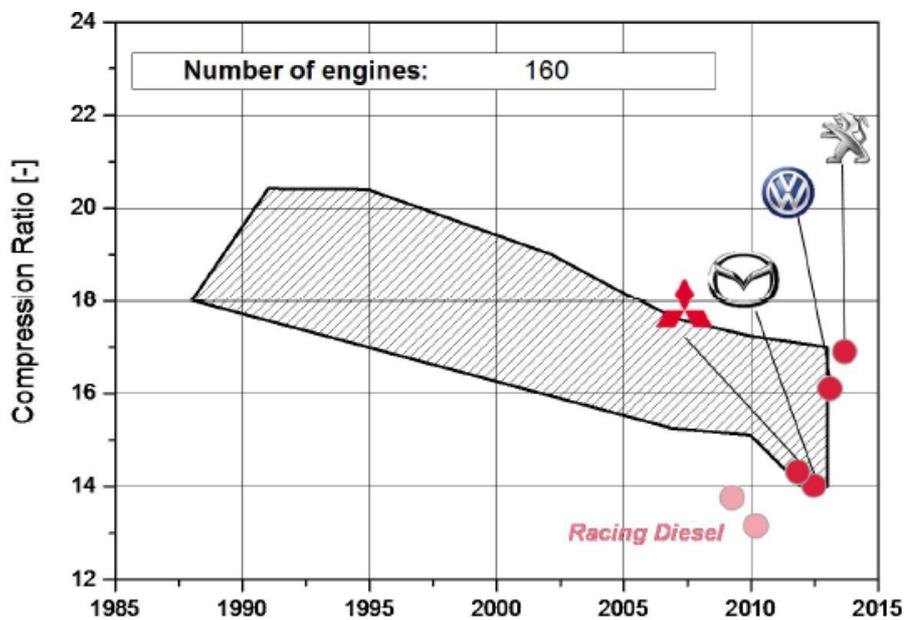


**Bild 3.13:** Thermodynamischer Wirkungsgrad  $\eta_{th}$  des kombinierten Prozesses [7]

Ein gesteigertes  $\epsilon$  hat eine Erhöhung des thermischen Wirkungsgrades zur Folge, jedoch ist aus den Kurvenverläufen in Abbildung 3.12 klar erkennbar, dass sich dieser Effekt vor allem bei niedrigen Verdichtungsverhältnissen sehr stark auswirkt. In den höheren  $\epsilon$ -Bereichen in denen der Dieselmotor arbeitet, ist die Wirkungsgradverbesserung nicht mehr so hoch und kann durch die entsprechend hohen Drücke bzw. Temperaturen im realen Prozess schon wieder negative Einflüsse (z.B. erhöhte Reibung) zur Folge haben. Der Wirkungsgrad in Abhängigkeit vom Verdichtungsverhältnis zeigt auch beim Seiliger-Prozess, dem kombinierten Vergleichsprozess aus Gleichraum- und Gleichdruckverbrennung, in Bild 3.13 die gleiche Tendenz.

Durch diverse Vorteile hinsichtlich thermischen und mechanischen Beanspruchungen des Triebwerks weist sich in den letzten Jahren vermehrt ein Trend zu verringerten

Verdichtungen, siehe [10, 11, 12]. Die geminderten Beanspruchungen der Bauteile bei niedrigeren Verdichtungsverhältnissen resultieren aus niedrigeren Drücken und reduzierten Spitzentemperaturen. Neben den Belastungen und Reibdrücken sollen geminderte  $\varepsilon$ -Werte auch den Emissionen entgegenwirken. Gesenkte Verbrennungstemperaturen wirken sich schließlich positiv auf die  $\text{NO}_x$ -Bildung aus (näheres in Kapitel 3.4). Aus Abbildung 3.14 ist der oben erwähnte Entwicklungstrend der letzten Jahre bezüglich gesenkten geometrischen Verdichtungsverhältnissen klar erkennbar. Wurden in den 1990-er Jahren noch vermehrt Kompressionsverhältnisse bis hin zu 20:1 realisiert, so sanken diese bis heute stetig ab. Die untere Grenze der verwirklichten Verdichtungen in der Entwicklung zeigt ein  $\varepsilon$  von 14:1.

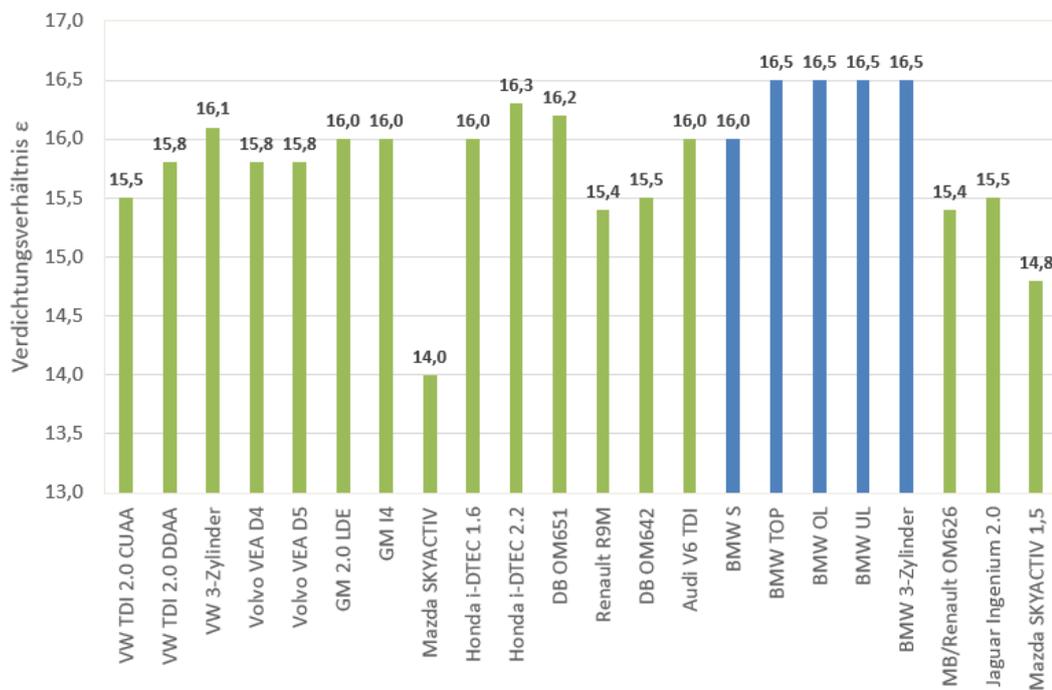


**Bild 3.14:** Entwicklung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses  $\varepsilon$  in den letzten Jahren [10]

Tabelle 3.1 zeigt einige Kennwerte aktueller Motoren im Mitbewerbervergleich. Man erkennt, dass ein Großteil der Hersteller in den letzten Jahren ein  $\varepsilon$  in der Gegend von 16:1 bzw. darunter realisiert haben. Ein extrem niedriges Verdichtungsverhältnis von 14:1 hat der 2,2l SKYACTIV Diesel-Motor von Mazda. In Abbildung 3.15 sind die  $\varepsilon$ -Daten grafisch dargestellt. In blau sind die aktuellen Verdichtungsverhältnisse der BMW-Motoren hervorgehoben. Diese liegen klar im oberen Bereich, verglichen mit anderen Herstellern.

Tabelle 3.1:  $\varepsilon$ -Vergleich Mitbewerber

Motor	Z	$P$ $\frac{kW}{l}$	$M_d$ Nm	$p_{rail}$ bar	$V_H$ ccm <sup>3</sup>	Hub mm	Bohrung mm	$\varepsilon$
VW TDI 2.0 CUA	4	88	500	2500	1968	95,5	81	<b>15,5</b>
VW TDI 2.0 DDAA	4	67,5	380	2000	1968	95,5	81	<b>15,8</b>
VW 3-Zylinder	3	53	250	-	1422	95,5	79,5	<b>16,1</b>
Volvo VEA D4	4	70	400	2500	1969	93,2	82	<b>15,8</b>
Volvo VEA D5	4	85	480	2500	1969	93,2	82	<b>15,8</b>
GM 2.0 LDE	4	62,5	400	2000	1956	90,4	83	<b>16,0</b>
GM I4	4	62,5	320	-	1598	80,1	79,7	<b>16,0</b>
Mazda SKYACTIV	4	64,5	420	2000	2184	94	86	<b>14,0</b>
Honda i-DTEC 1.6	4	55	300	1800	1597	88	76	<b>16,0</b>
Honda i-DTEC 2.2	4	55	350	1800	2199	96,9	85	<b>16,3</b>
DB OM651	4	70	500	2000	2148	99	83	<b>16,2</b>
Renault R9M	4	60	340	-	1598	79,5	80	<b>15,4</b>
DB OM642	6	65	620	1800	2987	92	83	<b>15,5</b>
Audi V6 TDI	6	67	600	2000	2967	91,4	83	<b>16,0</b>
BMW TOP	4	85	500	2500	1995	90	84	<b>16,5</b>
BMW OL	4	60	360	2000	1995	90	84	<b>16,5</b>
BMW 3-Zylinder	3	57	270	2000	1496	90	84	<b>16,5</b>
MB/Renault OM626	4	62,5	320	1600	1598	79,5	80	<b>15,4</b>
Jaguar	4	66	430	-	1999	92,4	83	<b>15,5</b>

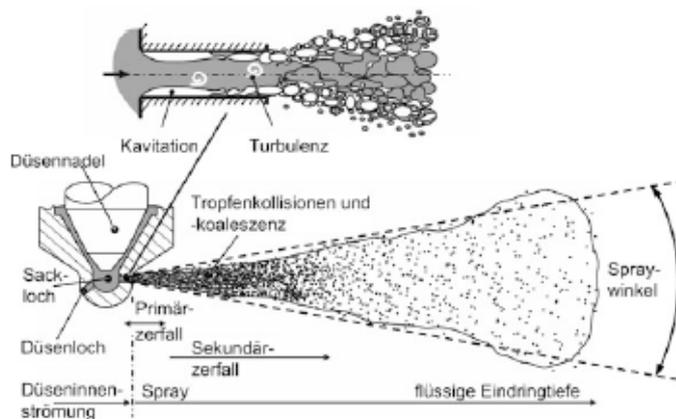
Bild 3.15: Aktuelle  $\varepsilon$ -Werte verschiedener Motorenhersteller

### 3.3 Einspritzhydraulik und Gemischbildung

Durch die eingespritzte Brennstoffmenge, den Einspritzbeginn bzw. Brennbeginn wird die Last des Motors geregelt. Eine optimale Zerstäubung und gezielte Verteilung des Kraftstoffes im Brennraum, um fette Zonen und somit Ruß- und CO-Bildung bestmöglichst zu unterbinden, ist ein maßgeblicher Faktor in der Entwicklung der Einspritzhydraulik. Die Gemischbildung setzt sich im Wesentlichen aus den einzelnen Teilprozessen Strahlzerfall, Phasenübergang, Zündung, Verbrennung und Schadstoffbildung zusammen, die sich gegenseitig stark beeinflussen und simultan ablaufen [3].

Neben den in obigen Kapiteln näher erläuterten Themen der Strömungseinflüsse im Zylinder und der Interaktion mit der Muldenwand (Strahlaufreffpunkt), ist das Aufbrechen des Einspritzstrahls sehr maßgeblich für die Durchmischung mit der vorhandenen Luft verantwortlich.

#### 3.3.1 Strahlausbreitung



**Bild 3.16:** Strahlausbreitung an einer Injektordüse [3]

Der Brennstoffstrahl kann grob in zwei Regionen aufgeteilt werden, den primären und sekundären Zerfall, Bild 3.16. Beim primären Strahlzerfall verlässt der Strahl die Düse mit sehr hohen Geschwindigkeiten und die wichtigsten Mechanismen bezüglich Strahlaufbereitung sind Kavitation und Turbulenz. In Bereichen des Nadelsitzes in der Düse kommt es zu Kavitation, der Druck der Flüssigkeit sinkt unter den Dampfdruck  $p_d$ . Aus diesem Grund bilden sich Brennstoffdampfblasen. Wenn der Brennstoff die Düse verlässt bzw. bei einem Druckanstieg kollabieren diese Blasen und die Turbulenz erhöht sich, was als primärer Strahlzerfall bezeichnet wird und zu guter Zerstäubung führt. Kavitation mindert die Verkokungsneigung der Düse, erhöht jedoch das Risiko von mechanischen Schädigungen. Die Kavitation kann durch Anpassung der Strömungsbedingungen in der Düse beeinflusst bzw. minimiert werden. Weiter strahlabwärts liegt

eine Region mit weniger dichterem Spray vor, in der sich die vorhanden Tropfen durch die Relativgeschwindigkeit mit der Umgebung in kleinere Tropfen aufteilen, dies wird als sekundärer Strahlzerfall bezeichnet. Durch den Strahlimpuls wird die vorhandene Luft in den Strahl eingezogen, es kommt zur Konvektion. Die Brennstoffverdunstung ist vom Oberflächen-zu-Volumen-Verhältnis abhängig und somit vom primären und sekundären Strahlzerfall [3, 9].

### 3.3.2 Brennverlauf

Der tatsächliche Brennverlauf kann in 3 Phasen aufgeteilt werden und unterscheidet sich vom theoretischen Brennverlauf. Der in Abbildung 3.17 ersichtliche Einspritzverlauf unterscheidet sich auf Grund des Zündverzugs erheblich vom Brennverlauf. In der Zeit des Zündverzugs laufen physikalische und chemische Prozesse ab, die durch Zerstäubung, Verdampfung und Durchmischung mit der Luft im Brennraum ein zündfähiges Gemisch erzeugen. Zuerst kommt es zur vorgemischten Verbrennung. Hier entsteht während des Zündverzugs ein beinahe homogenes Gemisch von Brennstoff und Luft, dass sich entzündet und sehr rasch verbrennt. Durch den raschen Druckanstieg ist dieser Teil der Verbrennung auch maßgebend für das Verbrennungsgeräusch (Verbrennungsstoß) und kann durch etwaige Voreinspritzungen reduziert werden. Anschließend kommt es zur Mischungskontrollierten Hauptverbrennung, bei der Einspritzung, Verdunstung, Durchmischung, Verbrennung und Schadstoffbildung gleichzeitig stattfinden. In der letzten Phase, der sogenannten verschleppten Verbrennung, wird der Kraftstoff durch mangelhafte Gemischbildung thermodynamisch ungünstig umgesetzt und hohe HC- und Rußemissionen sind die Folge [3, 5].

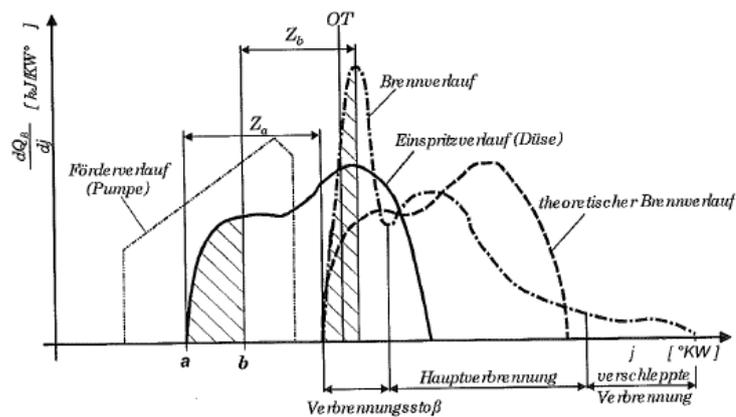


Bild 3.17: Zusammenhang von Einspritz- und Brennverlauf [5]

### 3.3.3 Common-Rail-System

Das Common-Rail-System (CRS) hat sich bei den heutigen Anforderungen durchgesetzt, da zu jeder Zeit flexibel mit Raildruck und Einspritzdauer der Einspritzverlauf geformt werden kann. Durch flexibel gestaltbare Einspritzstrategien, die variabel bezüglich Einspritzanzahl, -menge und -abstände von Vor- und Nacheinspritzungen sind, konnten erhebliche Verbesserungen hinsichtlich Schadstoff- wie auch Geräuschemissionen geschaffen werden [3].

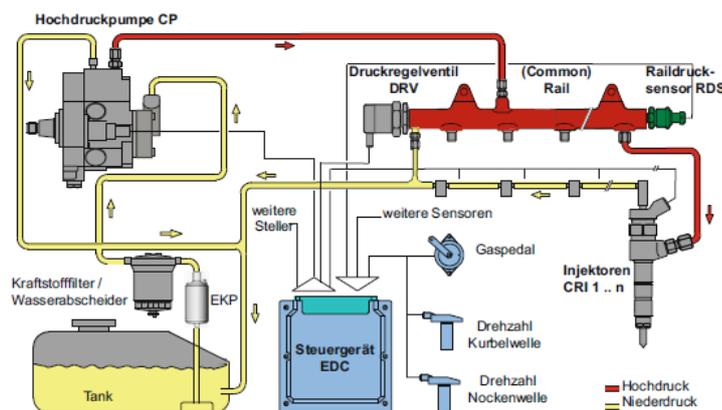


Bild 3.18: Common-Rail-System [3]

Die Kraftstoffversorgung vom Tank bis in den Brennraum ist prinzipiell in Niederdruck- und Hochdrucksystem zu unterteilen, Abbildung 3.18. Zum Niederdrucksystem gehört die Kraftstoffförderung über Kraftstofffilter bis zur Hochdruckpumpe und auch die Rückführung der Leckage des Hochdruckteils. Im Hochdruckteil wird durch die vom Motor angetriebene Hochdruckpumpe der benötigte Einspritzdruck erzeugt. Das Rail dient als Druckspeicher und soll so ausgelegt sein, dass möglichst wenig Druckschwingungen entstehen aber auch schnell Druck aufgebaut werden kann. Die im Injektor sitzende Düse soll eine möglichst optimale Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum gewährleisten [3].

Die Injektoren sind entweder als elektromagnetische oder Piezo-Injektoren ausgeführt. Da Piezo-Injektoren geringere bewegte Massen besitzen und somit schnellere Ansteuerzeiten der Düse möglich sind, können Einspritzraten und Abstände der Einspritzungen flexibler gestaltet werden. Die Injektordüse soll die vorliegende Druckenergie des CRS bestmöglich in kinetische Energie umwandeln. Der Einspritzstrahl ist durch die Düsenausführung (Sitzlochdüse oder Sacklochdüse) mit ihrem Schadvolumen und der Sitzgeometrie geprägt. Das Ausdampfen des Kraftstoffes aus dem Schadvolumen der Düse wirkt sich negativ auf die HC-Emissionen aus [5, 8].

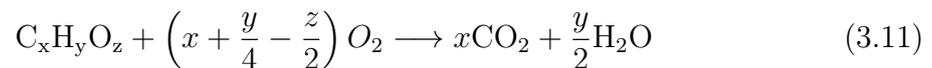
Die realisierbaren Einspritzdrücke für Common-Rail-Systeme sind in den letzten Jahren stetig gestiegen und mittlerweile sind Drücke von bis zu 3000 bar möglich, womit Vorteile für hohe Nennleistungen ohne entsprechende Schadstoffnachteile erreicht werden. In der Serie befinden sich zurzeit meist Einspritzsysteme mit Drücken bis zu 2500 bar [3, 18].

### 3.4 Schadstoffbildung

Dieses Kapitel wurde in Anlehnung an folgende Literatur verfasst [4, 6, 5].

#### 3.4.1 Produkte aus vollständiger Verbrennung

- Kohlendioxid ( $\text{CO}_2$ )
- Stickstoff ( $\text{N}_2$ )
- Wasser ( $\text{H}_2\text{O}$ )



Bei der im Idealfall vollständigen Verbrennung kommt es zur Oxidation des Kohlenstoffs und Wasserstoffs zu  $\text{CO}_2$  bzw.  $\text{H}_2\text{O}$ . Der Stickstoff in der Luft reagiert nicht.  $\text{CO}_2$  ist ein farb- und geruchloses Gas, dass bei der Verbrennung als erwünschtes Produkt hervorgeht. Es ist ungiftig, trägt jedoch als hochwirksames Treibhausgas zur Klimaerwärmung bei. Um Kohlendioxid zu reduzieren muss der Verbrauch reduziert werden, da zwischen  $\text{CO}_2$  und Verbrauch ein direkter Zusammenhang besteht.

#### 3.4.2 Produkte aus unvollständiger Verbrennung

Im Fall der innermotorischen Verbrennung entstehen praktisch immer Produkte der unvollständigen Verbrennung:

##### **Kohlenmonoxid (CO)**

Das farb- und geruchlose Gas CO tritt vor allem bei Luftmangel auf ( $\lambda < 1$ ) und ist hochgiftig. CO wird während der Expansion teilweise oxidiert, jedoch wird diese Reaktion durch Absinken der Temperaturen gehemmt. Um Kohlenmonoxid zu reduzieren muss also Luftüberschuss vorhanden sein und darauf geachtet werden, dass genügend Zeit zur CO-Oxidation zur Verfügung steht.

##### **Kohlenwasserstoffe (HC)**

HC-Emissionen steigen vor allem durch schlechte Kraftstoffumsetzung, wie am äußeren

Rand des Einspritzsprays, da dieser zu mager ist und nicht innerhalb der Zündgrenzen liegt. Im Spray-Inneren herrscht zu fettes Gemisch. Eine schlechte Verbrennung kann beispielsweise auch durch Flammlöschen in Spalten bzw. an kalten Brennraumwänden stattfinden. Auch durch den Schmierfilm an der Zylinderwand können Kohlenwasserstoffe in das Abgas gelangen. Ein weiterer Effekt der HC-Emissionen erhöhen kann, ist auf die Injektoren zurückzuführen. Aufgrund des vorhandenem Schadvolumens im Düsensitz, kann es zu einem Nachtropfen in den Brennraum kommen, wo dieser dann nur schlecht bzw. gar nicht verbrennt. Die gesundheitsschädlichen Kohlenwasserstoffe sind zusammen mit Stickoxiden im Sonnenlicht für die Smog-Bildung verantwortlich.

### Stickoxide (NO<sub>x</sub>)

Als Stickoxide werden die Abgaskomponenten NO und NO<sub>2</sub> bezeichnet. NO<sub>x</sub> können durch verschiedene Mechanismen aufgrund hoher bzw. niedriger Temperaturen aus dem Luftstickstoff und durch den im Brennstoff gebundenen Stickstoff entstehen. Diese 3 Arten werden als

- Thermisches NO und NO<sub>2</sub>
- Promptes NO
- Brennstoff NO

bezeichnet.

Für den Verbrennungsprozess spielen Thermische NO<sub>x</sub> die wichtigste Rolle. Sie werden bei hohen Verbrennungstemperaturen und genügend vorhandenem Sauerstoff gebildet.



### Partikel- und Rußemission

Zu den Partikelemmissionen zählen im Wesentlichen neben Ruß auch Anteile von Kraftstoff und Schmieröl. Definiert ist der Begriff des Partikelgehalts als die Menge aller Stoffe, die von einem bestimmten Filter, nach definierter Abgasverdünnung und Abkühlung, erfasst werden. Ruß bildet den größten Anteil an den Partikelemmissionen. Die Rußentstehung ist ein sehr komplexer Prozess, der bis heute noch nicht zur Gänze verstanden wird. Diese Bildungsprozesse laufen in örtlich sauerstoffarmen Gebieten und relativ hohen Temperaturen ab. Ausgang der Rußentstehung sind sogenannte polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK) durch Zusammenschließen von Benzolringen. Diese PAK wachsen zu immer größeren Gebilden. Ab dem Zeitpunkt, wo sie von

der Ebene ins räumliche Zusammenwachsen spricht man von Rußpartikeln. Diese Rußkerne sind ca. 1–2 nm groß und entscheidend für das Oberflächenwachstum. Es lagern sich Moleküle aus der Gasphase an und des Weiteren entstehen größere Partikel durch Kollision bzw. Agglomeration der Partikeln und es bilden sich verzweigte, kettenförmige Strukturen. Das Temperaturfenster zwischen 1500 K bis 1900 K und Luftverhältnisse unter  $\lambda = 0,6$  gelten als kritisch für die Rußentstehung, Abbildung 3.19.

In Abbildung 3.20 ist ersichtlich welchen Einfluss das mittlere Luftverhältnis  $\lambda$  auf die Bildung der entsprechenden Schadstoffe hat. Aufgrund des örtlichen Luftmangels steigen die Kohlenmonoxid- und Rußemissionen bei niedrigem Luftverhältnis stark an. In Bild 3.21 ist die Dieselerbrennung anhand des Einspritzstrahls gezeigt. Der eingespritzte Kraftstoff verdunstet und vermischt sich mit der im Brennraum vorhandenen Luft. Mit weiterer Entfernung von der Düse und der Strahlachse nimmt das Luftverhältnis zu. Es bildet sich eine fette Gemischzone. Durch diese fette vorgemischte Verbrennung kommt es zu CO, HC wie auch Partikelbildung und die Temperatur steigt in diesem Bereich auf bis zu 1600 K an. Um den Einspritzstrahl bildet sich eine Diffusionsflamme, bei der etwa stöchiometrisches Luftverhältnis herrscht. Die bei der vorgemischten Verbrennung entstandenen Produkte werden weiter stromabwärts in der Diffusionsflamme zu Kohlendioxid und Wasser oxidiert. Hier kommt es zu Temperaturen von 2700 K und es entstehen Stickoxide.

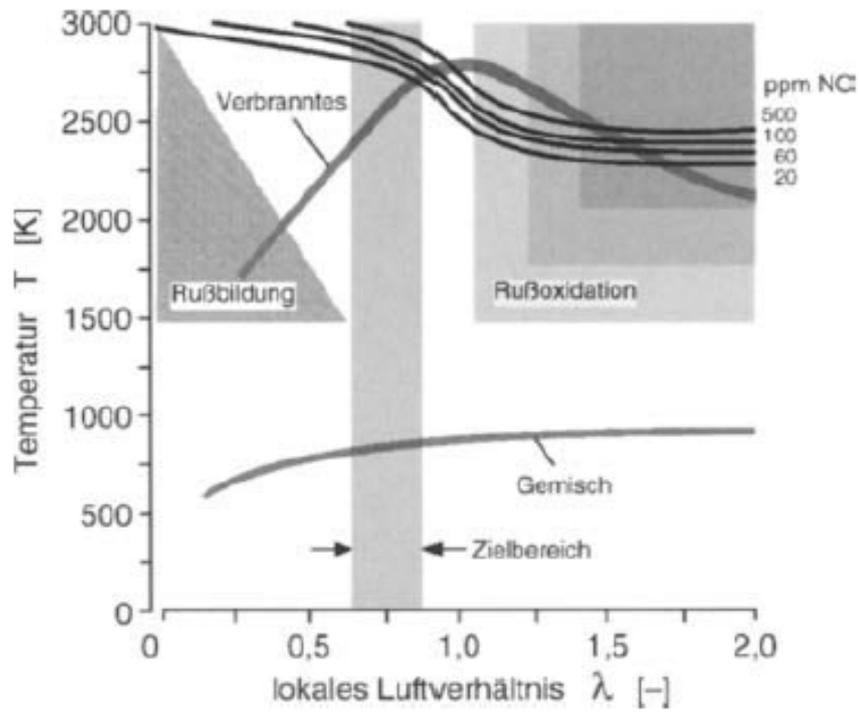


Bild 3.19: Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Bildung bei dieselmotorischer Verbrennung [7]

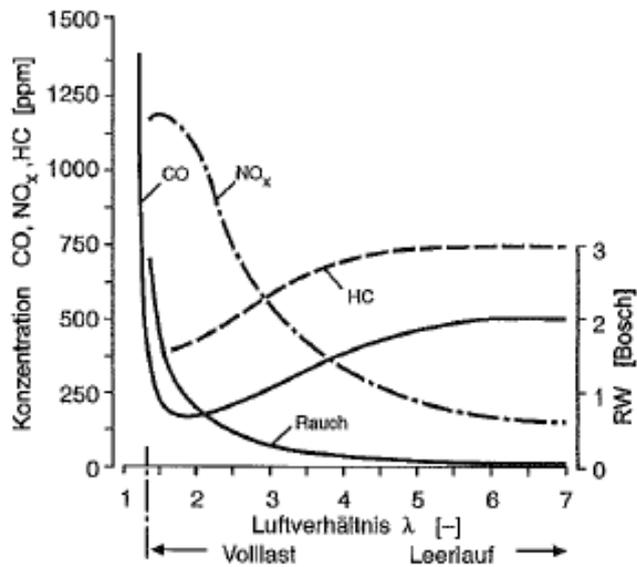


Bild 3.20: Schadstoffbildung über Luftverhältnis  $\lambda$  beim Diesel [5]

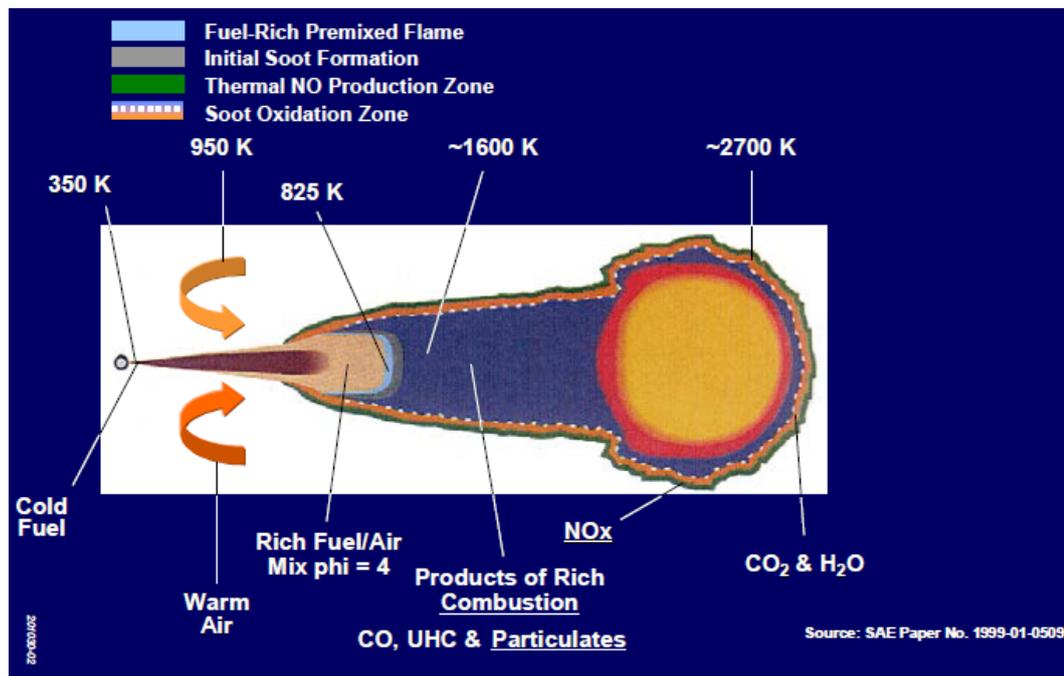


Bild 3.21: Verbrennung an einem Einspritzstrahl [6]

### 3.4.3 Emissionsminimierung

Für die Emissionsminimierung kommt eine Vielzahl an Anwendungen zum Einsatz, die oft auch mit Zielkonflikten verbunden sind. Der typischste Konflikt dieser Art beim Dieselmotor ist jener der Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Bildung, ersichtlich in Tabelle 3.19. Um Rußausstoß zu vermeiden muss entweder Rußbildung bei hohen Temperaturen und niedrigem lokalem Luftverhältnis vermieden werden oder der vorhandene Ruß oxidiert. Allerdings entsteht genau im Bereich in denen Rußoxidation stattfindet vermehrt  $\text{NO}_x$ . Um den besten Kompromiss für dieses Problem zu finden, sollte die Verbrennung in dem eingezeichneten Zielbereich ablaufen. Eine möglichst schnelle Verbrennung bzw. Kraftstoffumsetzung hat geringe HC-Emissionen zur Folge. CO-Bildung wird dadurch vermieden, indem der Motor bei genügend Luftüberschuss betrieben wird.  $\text{NO}_x$  wird heutzutage durch Rückführung von Abgas (AGR) niederdruck-, hochdruckseitig oder auch innermotorisch beispielsweise durch dementsprechende Ventilsteuerzeiten minimiert. Grund für die Minderung von  $\text{NO}_x$  durch AGR ist der erhöhte Verdünnungseffekt des Inertgases ( $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$ ), wie auch die Temperatursenkung im Zylinder durch die erhöhte spezifische Wärmekapazität des rückgeführten  $\text{H}_2\text{O}$ .

# 4 Versuchsträger und Versuchsaufbau

Die im Rahmen dieser Masterarbeit durchgeführten Untersuchungen wurden an einem stationär betriebenen Motorenprüfstand der BMW Motoren GmbH Steyr vorgenommen. Auf den direkteinspritzenden 4-Zylinder-Dieselmotor aus dem obersten Leistungssegment und dessen angebrachte Messtechnik wird im folgenden Kapitel näher eingegangen.

## 4.1 Allgemeines

Im Rahmen dieser Masterarbeit erfolgte ein Vergleich verschiedener Kolbenmulden-Varianten an einem stationär betriebenen Motorprüfstand um eine Gegenüberstellung bezüglich Emissionen, Verbrauch und Leistungskennwerte zu erhalten. Aufgrund der künftigen EU-Emissionsgesetzterweiterung durch RDE soll das Potential der  $\text{NO}_x$ -Reduktion im Motorkennfeld durch Geometrieänderung am Kolben untersucht werden. Da in den letzten Jahren im Bereich der Einspritzhydraulik eine stetige Weiterentwicklung passierte, stecken auch hier im Zusammenwirken mit dem Kolben noch Potentiale. Vor allem der für den Dieselmotor typische Konflikt zwischen Ruß- und  $\text{NO}_x$ -Bildung soll durch die geänderte Muldengeometrie verbessert werden, möglichst mit einer Erhöhung der Nennleistung und ohne Nachteile der anderen Emissionskennwerte. Den Prüfstanduntersuchungen am TOP-Motor ging ein ca. eineinhalb-jähriger Entwicklungsprozess voraus. Ausgehend von den bisherigen, internen Erfahrungen bezüglich geometrischen Kolbenformen bzw. Verdichtungsverhältnissen und einer Analyse der Kolben von Mitbewerbern kam es zu einem gewissen Umfang von Muldenvarianten, die mit Hilfe von Verbrennungssimulation bewertet wurden. Da die dieselmotorische Verbrennung und deren Schadstoffbildung ein sehr komplexer Vorgang ist und nicht alle Details bis heute exakt verstanden sind, ist es unabdingbar trotz der Berechnung durch mathematische Modelle Prüfstandsmessungen am Vollmotor durchzuführen. Durch die Grundlage der Simulations-Ergebnisse wurden 19 verschiedene Kolbenvarianten an einem Einzylinderprüfstand im Entwicklungszentrum Steyr anhand ausgewählter Lastpunkte getestet. Danach kam es zu Prüfläufen von 8 selektierten Muldenform-Varianten an einem 4-Zylinder-Dieselmotor aus dem mittleren Leistungssegment von BMW. Das Prüfprogramm am Motorenprüfstand umfasste im Wesentlichen die Volllastauslegung, wie auch die Emissionierung in bestimmten Teillastpunkten durch Parametervariatio-

nen. Die aus diesem Gesamtprozess favorisierte Muldenform mit der internen Bezeichnung „Option 3“ erwies sehr gutes Verhalten bezüglich Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off im gesamten Kennfeld und es konnte auch eine Leistungssteigerung erreicht werden. Angesichts dieser Ergebnisse sollte nun auch ermittelt werden ob gleiches Potential auch für andere Motorvarianten zu erzielen ist. Die heutige Motorenentwicklung verfolgt grundsätzlich das Ziel eine große Bauteilgleichheit bei verschiedenen Motorderivaten zu schaffen, was natürlich den Aufwand in der Produktion und Montage mindert.

Die zu bewertende Kolbenmulde „Option 3“ soll im Zuge dieser Masterarbeit nun am Vollmotor des leistungsstärksten 4-Zylinder-Dieselmotors von BMW verbaut und durch Prüfstandsmessungen in Voll-, wie auch Teillast bewertet werden. Der geänderte Kolben besitzt ein geringeres Kompressionsverhältnis ( $\epsilon=15,5$ ), wodurch Verbesserungen hinsichtlich Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off erzielt werden sollen und ein Freiraum bezüglich Nennleistungsdarstellung entstehen soll. Die deutlich ausgeprägte und stärkere Verrundung des Muldenrandes gegenüber der Basis bewirkt eine Erhöhung der Kolbenfestigkeit. Prinzipiell wurde bei der Kolbenbewertung wie folgt vorgegangen:

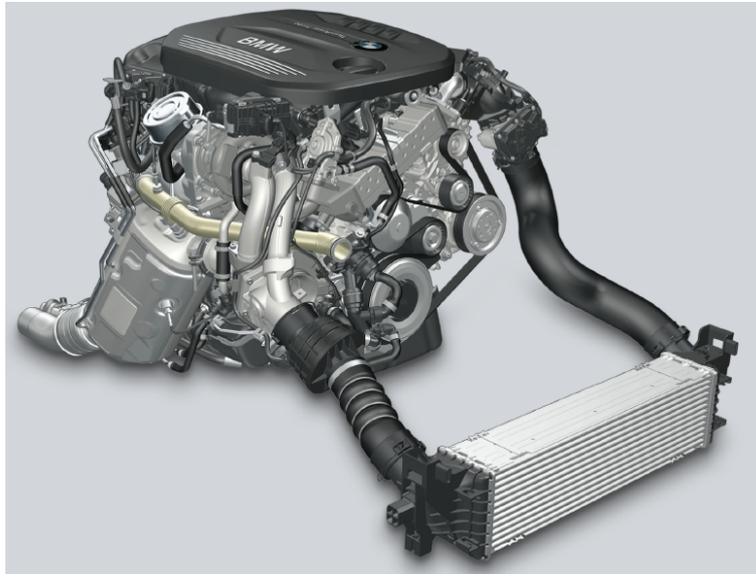
- Basisvermessung des bisherigen Serienkolbens
- Umbau auf neue Kolbenmulden-Variante (Option 3)
- Optimalen Düsenvorstand finden
- Vergleich und Einstelloptimierung der Kolbenmulde Option 3 zur Basis
- Analysieren der Ergebnisse und über weitere Vorgehensweise entscheiden

Um die Kolbenmulden gut und aussagekräftig bewerten zu können, ist es notwendig eine ausführliche Basisvermessung der bisherigen Motorkennwerte bei aktueller Muldenform durchzuführen. Somit werden gute Vergleichs-/Bezugswerte zwischen Basiskolben und geänderter Kolbengeometrie erhoben. Um die nötigen Kennwerte bezüglich maximaler Leistung, Drehmoment und Vollastverhalten zu erhalten sind Vollastkurven und offene Lastschnitte nötig. Bei den offenen Lastschnitten wird vollastnahe die Einspritzmenge immer weiter gesteigert bis Grenzwerte des Zylinderspitzen drucks, Abgastemperatur oder Abgasgegendruck erreicht werden. Offene Lastschnitte eignen sich sehr gut für einen Hardwarekomponenten-Vergleich bezüglich Vollastverhalten. Um den gesamten Betriebsbereich des Motors in puncto Emissionen und Verbrauch vergleichen zu können wurden Kennfelder erhoben, die am Prüfstand mit vorgegebenen  $p_e$ -Schritten abgerastert werden. Um bestimmte Betriebspunkte detailliert vergleichen bzw. Optimierungen vornehmen zu können sind Variationen hinsichtlich AGR-Raten, Einspritzbeginn/-mengen der Vor-/Nach- und Haupteinspritzungen, Ladedruck und Drallklappenposition erforderlich. Auch die Auswirkungen von bestimmten Streuungen wie beispielsweise der Einspritzkomponenten können so bewertet werden. Um die

Emissions- und Verbrauchswerte auch vergleichbar zu machen wurde bei den Variationen der Einspritzungs- und Luftführungsparameter die AGR-Rate so eingeregelt, dass bei den einzelnen Messpunkten die Massen der Stickoxidemissionen  $m_{\text{NO}_x}$  gleichgestellt sind. Die Werte für  $m_{\text{NO}_x}$  wurden aus der Basisvermessung der einzelnen Betriebspunkte erhalten.

Es ist darauf zu achten, dass nach längerem Motorbetrieb in Bereichen der Teillast, wie dies bei den einzelnen Variationen der Fall ist, Prüfläufe mit höherlastigen Betriebspunkten gefahren werden. Damit soll ein Freibrennen ermöglicht werden und somit Ablagerungen an Brennraumkomponenten minimiert werden. Zusätzlich werden zwischen den Betriebspunkten der Variationen in bestimmten Abständen sogenannte Freibrennpunkte angefahren um dem entgegen zu wirken. Da der Motor am Motorenprüfstand ohne Abgasnachbehandlungssystem betrieben wurde, war es nötig den Abgasgegendruck nach Verdichter ( $p_{40}$ ) anhand bestimmter Vorgabewerte mittels einer Regelklappe einzustellen. Des Weiteren wurde das Blow-By-Gas, welches der Kolben vom Brennraum in das Kurbelgehäuse durchlässt, nicht wie im gewöhnlichen Motorbetrieb nach der Ölabscheidung wieder dem Ansaugtrakt zugeführt, sondern gleich ins Freie abgeführt. Dies soll etwaige Ablagerungen beispielsweise am Verdichter verhindern. Der Verdichter würde mit der Zeit an Wirkungsgrad verlieren und so den Motorbetrieb bzw. die Messungen negativ beeinflussen. Bei den Injektoren war auf die richtige IMA-Code-Hinterlegung im Steuergerät zu achten. Der durch Vermessung erhobene Injektor-Mengen-Abgleich (IMA) stellt sicher, dass die Injektoren trotz Fertigungstoleranzen in jedem Zylinder die gleiche Menge Kraftstoff einspritzen. Beim Umbau der Injektoren muss somit auch die entsprechende IMA-Codierung eingegeben werden. Um ein eventuelles Abdriften der Injektoren bezüglich Einspritzmenge beispielsweise aufgrund Ablagerungen zu erkennen wurde des Öfteren der Injektorensatz getauscht. Da die Einspritzung in einem großen Bereich des Kennfelds mit bis zu zwei Vor-, einer Haupt- und Nacheinspritzung arbeitet, muss die Düsennadel sehr viele Stöße durch Öffnungs- und Schließmechanismen aufnehmen und ist hohen Drücken und Temperaturen im Brennraum und seitens Kraftstoffsystem ausgesetzt. Durch diese thermischen und mechanischen Belastungen kann es zu Abweichungen an der Einspritzung kommen. Damit bei der Indizierung auch vom richtigen ZOT ausgegangen werden kann, wurde der obere Totpunkt des Kolbens mittels kapazitiver Sonde ermittelt.

## 4.2 Versuchsträger



**Bild 4.1:** BMW B47-TOP-Motor [20]

Der Versuchsmotor mit der internen Bezeichnung B47D20T0 deklariert sich als ein direkteinspritzender 4-Zylinder-Dieselmotor von BMW mit einem Hubraum von  $1995 \text{ cm}^3$  aus dem obersten Leistungssegment und wird daher auch als „TOP“-Motor bezeichnet, Abbildung 4.1. Der als Längsmotor ausgeführte Versuchsträger besitzt neben einer 2-stufigen Abgasturboaufladung (ATL) auch eine HD-Abgasrückführung, die vor Turbineneintritt abgeführt, im AGR-Kühler gekühlt und anschließend vor Sammlereintritt wieder zugeführt wird. Das Aufladesystem besteht aus einem kleineren HD-Turbolader und einem größeren ND-Turbolader, die jeweils eine variable Turbinengeometrie (VTG oder auch VNT= Variable Nozzle Turbine) besitzen. Des Weiteren kann die Hochdruckstufe durch einen Verdichterbypass und eine Turbinen-Regelklappe geregelt werden. Die beiden verschieden ausgelegten ATL ermöglichen ein schnelles Ansprechverhalten durch den kleineren Turbolader bei kleinen Drehzahlen. Mit dem großen Abgasturbolader können hohe Leistungen bei hohen Drehzahlen erreicht werden. Durch die Verstellung der Turbinenleitschaufeln aufgrund VNT kann der Übergangsbereich im Kennfeld gut geregelt werden. In Abbildung 4.2 ist die Regelung von niedrigen Drehzahlen bis Nenn-drehzahl der zweistufigen ATL dargestellt. Bei niedrigen bis mittleren Motordrehzahlen wird rein durch VNT-Verstellung der Ladedruck geregelt (Bereiche A und B). Darüber hinaus werden dann entsprechend auch die Regelklappen geöffnet [20].

Tabelle 4.1: Motorkenndaten

Motorkenndaten	
Motortyp	B47D20T0
Hubraum	1995 cm <sup>3</sup>
Anzahl Zylinder	4
Bohrung×Hub	84×90mm
Ventile pro Zylinder	4
Verdichtungsverhältnis $\varepsilon$	16,5:1
AGR	HD-AGR
Aufladung	zweistufige ATL
Nennleistung	170 kW bei 4400 min <sup>-1</sup>
max. Drehmoment	500 Nm bei 2000 min <sup>-1</sup>
max. Zylinderdruck	190 bar
Common-Rail-System	CRS3-25
Düsentyp	7-Loch $Q_h=420 \text{ cm}^3/30\text{s}$

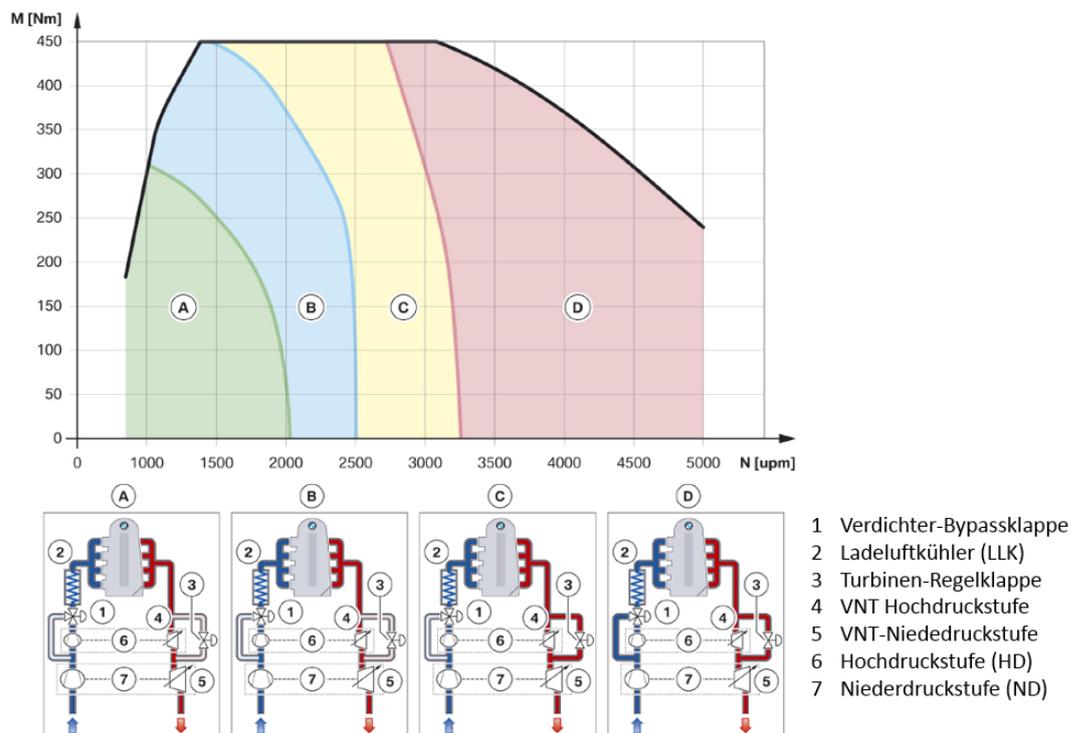


Bild 4.2: Regelstrategie der zweistufigen Aufladung [20]

Ein weiteres wesentliches Merkmal des TOP-Motors ist der als Piezo-Injektor ausgeführte Einspritzinjektor „CRI3-25“. Das Common-Rail-System ermöglicht Einspritzdrücke bis zu 2500 bar und somit sind hohe Einspritzraten und enge Einspritzmuster realisierbar. Bei der Standard-Kolbenmulde, die ein Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  von 16,5 aufweist, kann der Motor im Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  eine Leistung von 170 kW abrufen. Das maximale Drehmoment beträgt 500 Nm bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  (in Tabelle 4.1 ersichtlich).

### 4.3 Prüfstandsmessung und Messtechnik

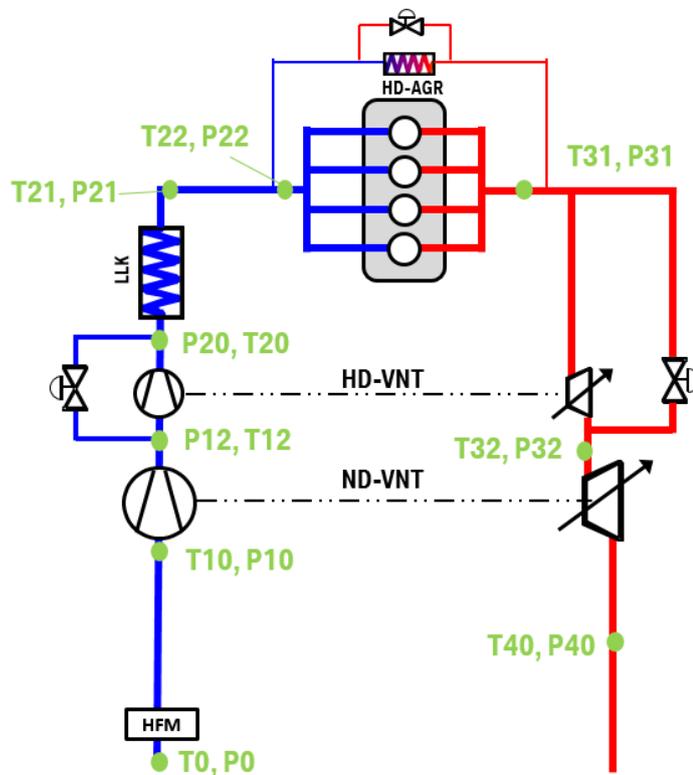


Bild 4.3: Motoraufbau und angebrachte Messstellen

In Abbildung 4.3 ist der prinzipielle Motoraufbau dargestellt. Um die wichtigsten Temperaturen, Drücke und Indizierdaten zu erhalten und die verschiedenen Prüfläufe auswerten zu können, wurde entsprechende Messtechnik am Prüfmotor angebracht. Der Motor saugt Luft mit Umgebungszustand ( $p_0$ ,  $T_0$ ) an und diese gelangt über die entsprechenden Luftführungskomponenten zum Verdichter der Niederdruckstufe. Hier wird Druck  $p_{10}$  und Temperatur  $T_{10}$  gemessen und danach durch die Verdichterstu-

fe auf  $p_{12}$  bzw.  $T_{12}$  angehoben. Durch den nachgeschalteten Turbolader erreicht die Ladeluft den Zustand  $p_{20}/T_{20}$  und wird durch den Ladeluftkühler (LLK) geschickt. Der gekühlten Luft  $p_{21}/T_{21}$  wird über den HD-AGR-Pfad dem Betriebspunkt entsprechend Abgas zugeführt und am Einlasskrümmer stellt sich der Zustand  $p_{22}/T_{22}$  ein, mit der die Luft in den Zylinder strömt. Am Auslass verlässt das Abgas den Zylinder mit dem Druck  $p_{31}$  und der Temperatur  $T_{31}$ . Vor der HD-Turbine kann durch entsprechendes Spülgefälle AGR über den AGR-Kühler der Frischluft zugeführt werden. Nach der Entspannung des Abgases über die HD-Turbine kann  $p_{32}$  und  $T_{32}$  abgenommen werden. Das Abgas verlässt den Motor nach der zweiten Turbine mit dem Druck  $p_{40}$  und Temperatur  $T_{40}$ . Wie im vorigen Unterkapitel erläutert besitzen beide Turbinen VNT und eine weitere Regelung des Ladedrucks wird durch den Verdichter-Bypass und die Turbinen-Regelklappe ermöglicht.

Anstelle der Glühkerzen wurden Indizierdruck-Quarze zur Zylinderdruckermittlung verbaut, die für die Verbrennungsanalyse notwendig sind. Neben den Drücken und Temperaturen wurde auch die Motordrehzahl, der Kraftstoffverbrauch und die Abgaszusammensetzung gemessen. Der Kraftstoffverbrauch wurde anhand einer Kraftstoffwaage ermittelt und die Abgaszusammensetzung durch eine Abgasmessanlage (AMA) von AVL. Die Rauchmessung erfolgte durch ein Rauchwertmessgerät von AVL (Smoke Meter), dass die Schwärzungszahl des Abgases bestimmt.

Zum Aufsetzen der Prüfläufe sowie Erfassung und Abspeicherung der Messdaten waren verschiedene Softwares im Einsatz. Die Einregelung der vorgegebenen Motorwerte wie der Last, Temperaturen der Konditionierung, etc. und auch die Speicherung dieser nicht kurbelwinkelbasierten Messdaten erfolgte durch die Software „AVL Puma Open“. Die kurbelwinkelbasieren Indizierdaten wie Zylinderdrücke, Injektorspannung, usw. wurden von dem Programm „AVL IndiCom“ verarbeitet und anhand von sogenannten „iFiles“ abgespeichert. „AVL CAMEO“ ermöglicht es ein definiertes Prüfprogramm automatisiert abzuspulen bzw. ist es auch möglich durch Konstanthalten eines Motorkennwertes (wie z.B. den Zylinderspitzenruck) weitere Parameter zu variieren und so ein Optimum zu finden. Die Auswertung und Analyse der erfassten Messdaten erfolgte anschließend mit Hilfe des Programms „Concerto 2013“, ebenfalls von AVL. Anhand dem Programm „INCA“ von ETAS konnten die Applikationsdaten dem Motorsteuergerät (DDE 7= Digitale-Diesel-Elektronik Generation 7) übertragen werden und es ermöglicht Kennwerte des Datenstands während des Motorbetriebs zu verändern. Die gesamten im Zuge dieser Masterarbeit durchgeführten Prüfläufe wurden am Motorenprüfstand 13 des Entwicklungszentrums (EWZ) bei BMW Steyr absolviert, da ein Wechseln auf einen anderen Prüfstand die Vergleichbarkeit negativ beeinträchtigen würde. Gründe dafür sind unter anderem unterschiedliches Verhalten der Motorbremsen wie auch in der Prüfstandkonditionierung allgemein und in den Messsystemen für Verbrauch und Moment.



# 5 Basisvermessung

## 5.1 Prüfprogramm

Nach den in Kapitel 4 beschriebenen anfänglichen Einstellungen wurde das Prüfprogramm für die Basisvermessung, d.h. der Serienmotor mit seinem bisherigen Basiskolben ( $\varepsilon=16,5$ ), durchlaufen. Dies beinhaltet die einzelnen Variationen der Luftführungskennwerte und Parameter der Einspritzung, wie Ladedruck, Raildruck, Spritzbeginn, Drallklappe, Pilotmengen, Pilotabstände und Mengen bzw. Abstände der Nacheinspritzungen. Die einzelnen Teillastvariationen wurden bei einer Kühlwassereintrittstemperatur von  $t_{WE}=95^{\circ}\text{C}$  und  $t_{WE}=40^{\circ}\text{C}$  absolviert. Neben den Parametervariationen wurden auch Volllastkurven, offene Lastschnitte, Kennfelder mit bzw. ohne AGR abgerastert und auch die Empfindlichkeit des Düsenvorstehmaßes auf die Motorkennwerte betrachtet. Die Betriebspunkte für die Variationsprüfläufe sind in Tabelle 5.1, 5.2, 5.3 aufgelistet und in Abbildung 5.1 veranschaulicht. Es werden 11 Betriebspunkte (BP) in der Teillast-warm ( $t_{WE}=95^{\circ}\text{C}$ ), 5 BP in Teillast mit  $t_{WE}=40^{\circ}\text{C}$  und 4 Punkte an der Volllast betrachtet.

**Tabelle 5.1:** Betriebspunkte - Teillast  $t_{WE}=95^{\circ}\text{C}$

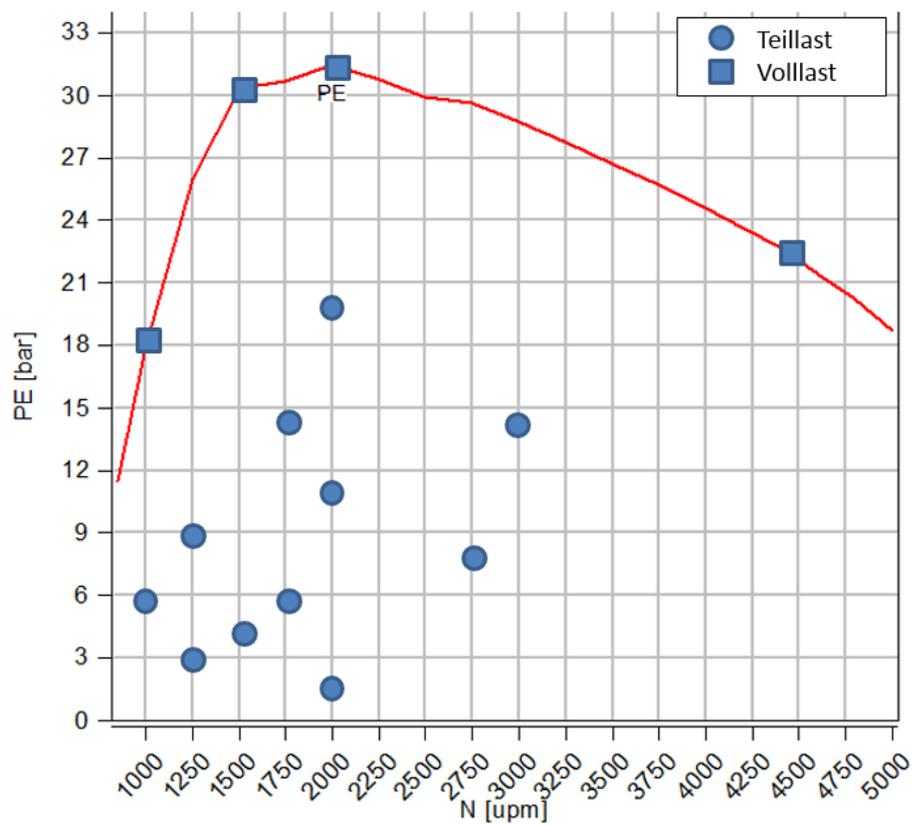
Betriebspunkt	Drehzahl	$p_e$	Kurzbezeichnung
1	1000 $\text{min}^{-1}$	6 bar	1000/6
2	1250 $\text{min}^{-1}$	3 bar	1250/3
3	1250 $\text{min}^{-1}$	9 bar	1250/9
4	1500 $\text{min}^{-1}$	4 bar	1500/4
5	1750 $\text{min}^{-1}$	6 bar	1750/6
6	1750 $\text{min}^{-1}$	14 bar	1750/14
7	2000 $\text{min}^{-1}$	1,5 bar	2000/1,5
8	2000 $\text{min}^{-1}$	11 bar	2000/11
9	2000 $\text{min}^{-1}$	20 bar	2000/20
10	2750 $\text{min}^{-1}$	8 bar	2750/8
11	3000 $\text{min}^{-1}$	14 bar	3000/14

**Tabelle 5.2:** Betriebspunkte - Teillast  $t_{WE}=40^{\circ}\text{C}$ 

Betriebspunkt	Drehzahl	$p_e$	Kurzbezeichnung
1	$800 \text{ min}^{-1}$	1 bar	800/1
2	$1250 \text{ min}^{-1}$	3 bar	1250/2
3	$1500 \text{ min}^{-1}$	4 bar	1500/3
4	$1750 \text{ min}^{-1}$	6 bar	1750/4
5	$2000 \text{ min}^{-1}$	1,5 bar	2000/1,5

**Tabelle 5.3:** Betriebspunkte - Volllast

Betriebspunkt	Drehzahl	Kurzbezeichnung
1	$1000 \text{ min}^{-1}$	VL1000
2	$1500 \text{ min}^{-1}$	VL1500
3	$2000 \text{ min}^{-1}$	VL2000
4	$4400 \text{ min}^{-1}$	VL4400

**Bild 5.1:** Betriebspunkte in der Teillast und an der Volllast

## 5.2 Einfluss des Düsenvorstehmaßes

Die Basisvermessung wies eine hohe Empfindlichkeit des Düsenvorstehmaßes auf. Zusätzlich zur 1,5 mm Basisdichtscheibe zwischen Injektor und Zylinderkopf wurde eine 1 mm und 2 mm Dichtscheibe verbaut. Die Diagramme in den Abbildungen 5.2 – 5.6 zeigen 5 Teillastpunkte in denen der Einfluss des Auftreffpunktes des Einspritzstrahles anhand einer AGR-Variation näher betrachtet wurde. In den nieder- bis mittellastigen Punkten 1250/3, 1500/4 und 1750/6 zeigen die 1,5 mm und 1,0 mm sehr ähnliche und bessere Ergebnisse bezüglich Ruß als die 2,0 mm Scheibe. Höherlastig ist die dickere Scheibe, d.h. ein geringeres Düsenvorstehmaß, im Vorteil. Vor allem bei 2000/20 ist bei größtem Düsenvorstand (1,0 mm Dichtscheibe) neben erheblichem Ruß- auch ein Verbrauchsnachteil ersichtlich. Des Weiteren wurden auch zwei Punkte an der Vollast bewertet, Abbildungen 5.7 und 5.8. Hier ist ein Rauchvorteil der 1,0 mm Dichtscheibe im Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  zu sehen, der sich jedoch bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  nachteilig gegenüber den beiden anderen Varianten zeigt. Nach diesen Erkenntnissen der wechselnden Vor- und Nachteile in nieder- bzw. hochlastigen Betriebspunkten ist anzunehmen, dass sich die Zylinderströmungen in den verschiedenen Bereichen des Kennfeldes sehr unterschiedlich verhalten und ausbreiten. Im Allgemeinen betrachtet zeigt Tabelle 5.4 eine zusammenfassende Bewertung der Dichtscheiben zur Basisvariante 1,5 mm. Hier sind auch die Differenzwerte des größten und kleinsten Messwertes von der Rauchwert- und Verbrauchsmessung angegeben. Um den  $\Delta b_e$ -Wert für die unterschiedlichen Lastpunkte besser vergleichbar zu machen, wurde er auf die Basis-Dichtscheibe bezogen und in % angegeben. Da sich die Fertigungstoleranzen am Zylinderkopf, Dichtscheibe und bei der Injektorfertigung (z. B. Sitz des Düsenlochs, Höhenwinkeltoleranz, Neigung der Injektor-Bohrung, etc.) auf einige Zehntel-Millimeter aufsummieren können, ist dieser starke Einfluss des Einspritzstrahlauftreffpunktes sehr kritisch zu sehen.

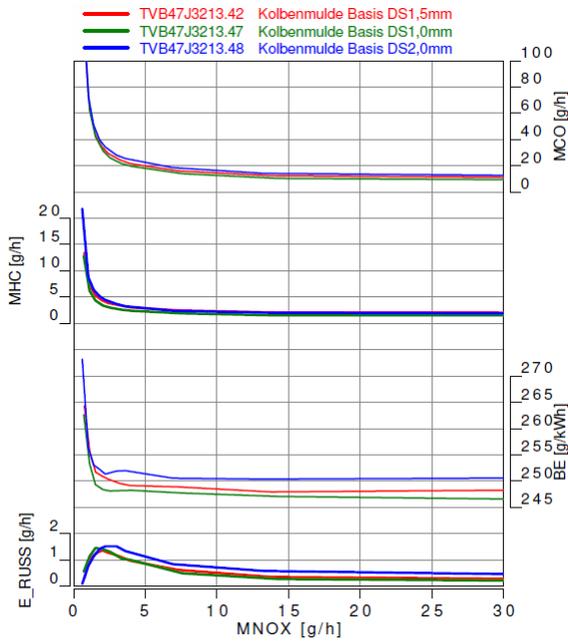


Bild 5.2: AGR-Variation bei 1250/3

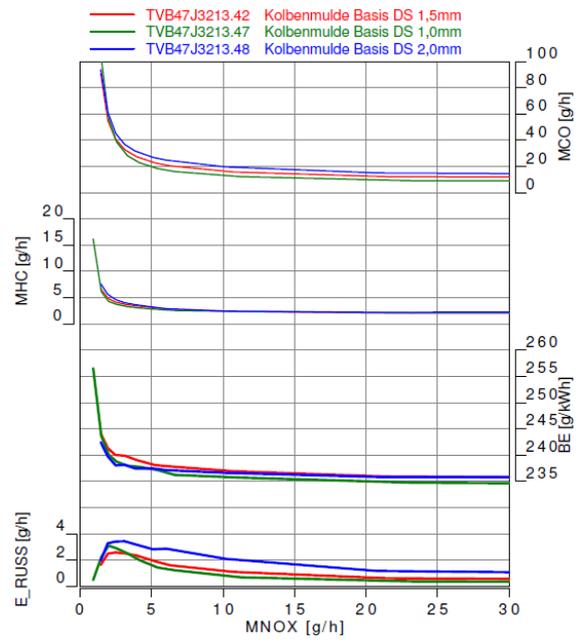


Bild 5.3: AGR-Variation bei 1500/4

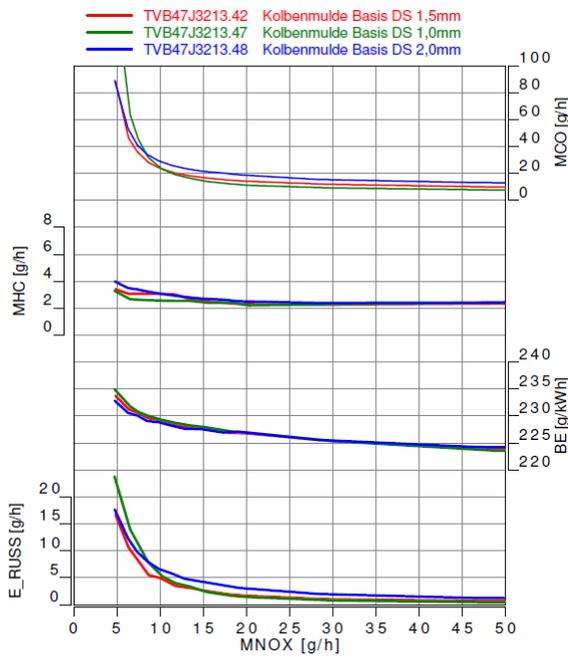


Bild 5.4: AGR-Variation bei 1750/6

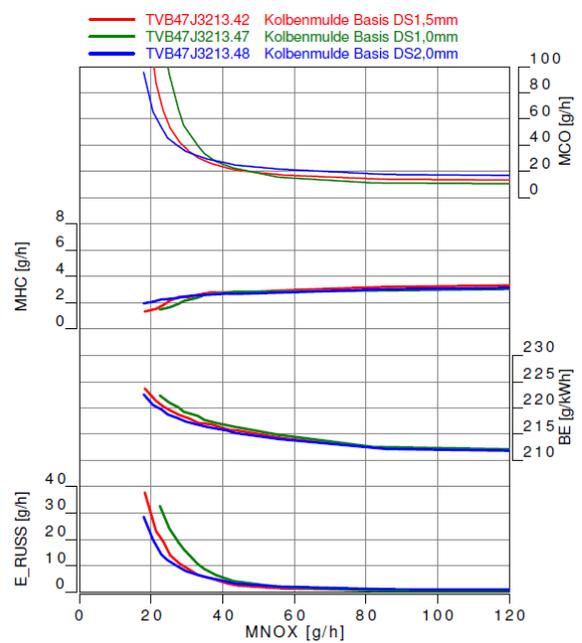


Bild 5.5: AGR-Variation bei 2000/11

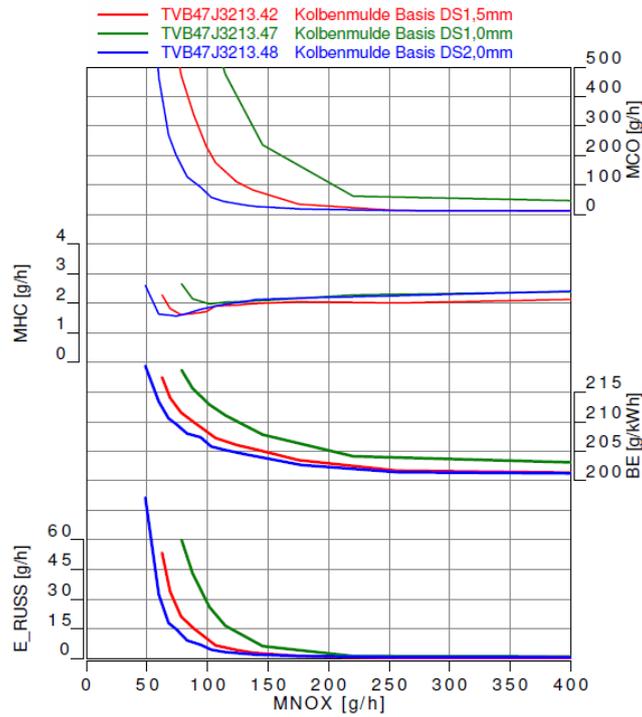


Bild 5.6: AGR-Variation bei 2000/20

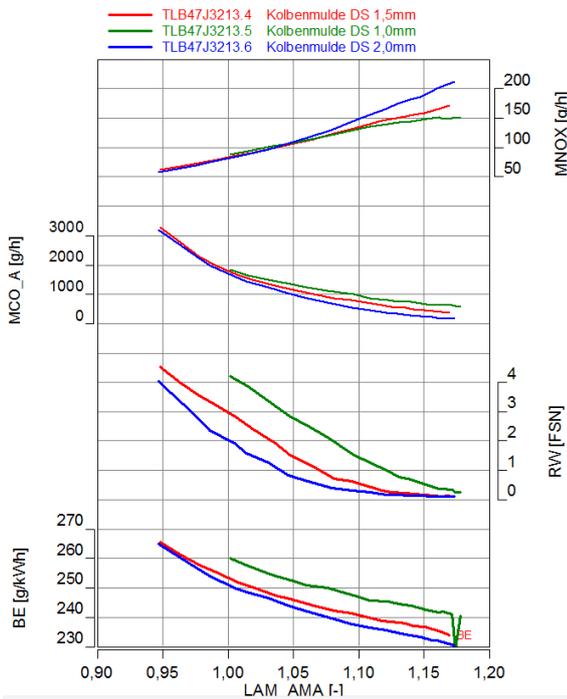


Bild 5.7: spezifischer Verbrauch und Emissionswerte in Abhängigkeit von  $\lambda$  bei  $1000 \text{ min}^{-1}$

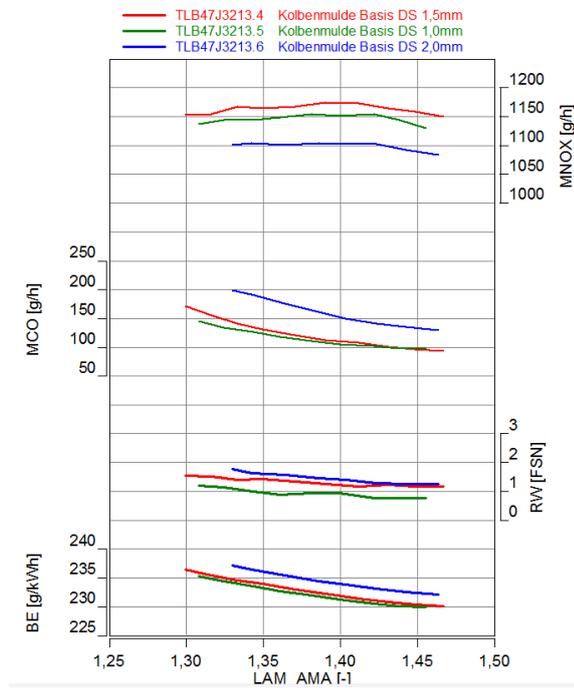


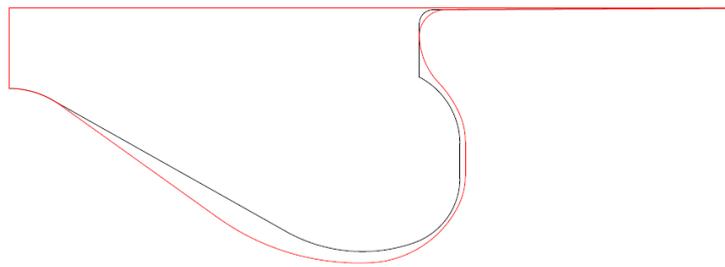
Bild 5.8: spezifischer Verbrauch und Emissionswerte in Abhängigkeit von  $\lambda$  bei  $4400 \text{ min}^{-1}$

**Tabelle 5.4:** Bewertung des Düsenvorstehmaßes durch Dichtscheibenvariation bei Kolbenmulde „Basis“

Dichtscheibe in mm	1,0	Basis 1,5	2,0	$\Delta b_{e\min}$	$\Delta b_{e\max}$	$\Delta RW / FSN$
Düsenvorstand in mm	2,95	2,45	1,95	bez. auf DS 1,5		
<b>1250/3</b>	○	○	–	–2,2	1,1	0,2
<b>1500/4</b>	○	○	–	–1,4	0	0,5
<b>1750/6</b>	–	○	–	–0,1	0,4	0,7
<b>2000/11</b>	–	○	–	–0,6	0,5	0,5
<b>2000/20</b>	--	○	+	–1,6	4,7	1,9
<b>VL 1000</b>	--	○	+	–3,5	6,3	1,2
<b>VL 4400</b>	+	○	–	–0,5	3,4	0,8

Nach dem Absolvieren der gesamten Prüfläufe, wurden die AGR-Variationen wie auch die Vollastkurve wiederholt um die Reproduzierbarkeit zu kontrollieren. Hierbei sind keine starken Abweichungen aufgefallen. Durch wetterbedingte Unterschiede im Umgebungsdruck an den verschiedenen Tagen der Messungen kann es vorkommen, dass diese die Verbrauchskennwerte beeinflussen. Da nun die gesamten Messdaten der Basismulde vorhanden waren, wurde der Motor am Prüfstand abgebaut und in der Motormontage zerlegt um die Basiskolben auszubauen.

## 6 Kolbenmulde „Option 3“



**Bild 6.1:** Vergleich Muldengeometrie Basiskolben (schwarz) und der Muldenform „Option 3“ (rot)

Nach dem Auslitern zur  $\varepsilon$ -Ermittlung wurden die ausgebauten Basiskolben in der mechanischen Fertigung bearbeitet. Da für die neue Kontur an der gesamten Geometrie Material weggenommen werden musste, wurde die neue Muldenform in den Basiskolben eingedreht. Dadurch kann eine Beeinträchtigung des Kraftstoffverbrauch durch andere Reibverhältnisse bzw. anderes Laufverhalten zwischen Kolbenhemd und Zylinderwand an der Kolbenlauffläche weitgehendst vernachlässigt werden. Somit sind Kennwerte wie Kraftstoffverbrauch besser zu vergleichen. Abbildung 6.1 zeigt die wesentlichen geometrischen Unterschiede der Basiskolbenmulde (schwarz) und der abgeänderten Muldenform mit der Bezeichnung „Option 3“. Die in rot gehaltene Kontur ist wesentlich runder ausgeführt, vor allem der scharfkantige Einzug am Muldenrand wurde beseitigt. Dies soll auch die Kolbenfestigkeit verbessern. Durch die Materialreduzierung in der Mulde hat sich das Muldenvolumen vergrößert und somit wird das Verdichtungsverhältnis am Motor herabgesetzt. Laut der Volumenmessung durch Auslitern der beiden Kolbengeometrien wurde eine  $\varepsilon$ -Absenkung von etwa einer Einheit erzielt. Die  $\varepsilon$ -Absenkung soll signifikante Verbesserungen für den Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off bringen und dies bei möglichst keiner Verschlechterung von HC und CO sowie der Verbrauchskennwerte. Neben dem Verdichtungsverhältnis wurde auch das genaue Düsenvorstehmaß erhoben. Die gemessenen Werte können Tabelle 6.1 entnommen werden.

**Tabelle 6.1:** Messergebnisse bei  $\varepsilon$ -Erhebung

<b>Zylinder</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
Düsenvorstand in mm	2,51	2,52	2,51	2,51
Kolbenüberstand in mm	0,94	0,95	0,96	0,94
<b>Kolben Option 3</b>				
Verdichtungsverhältnis	15,35	15,46	15,31	15,39
<b>Basiskolben</b>				
Verdichtungsverhältnis	16,32	16,44	16,28	16,37

## 6.1 Einfluss des Düsenvorstehmaßes

Zu Beginn des Prüfprogramms der neuen Kolbenmulde stand das Ermitteln des optimalen Düsenvorstehmaßes. Dazu wurden wie auch schon in der Basisvermessung für verschiedene Düsenvorstehmaße AGR-Variationen in den Punkten 1250/2, 1500/4, 1750/6, 2000/11, 2000/20 und an der Volllast bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  und im Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  absolviert. Um das Vorstehmaß und damit schlussendlich den Auftreffpunkt des Einspritzstrahls in der Mulde zu ändern, wurden erneut unterschiedliche Dichtscheiben am Injektor verbaut. Die Dichtscheiben 1,0 mm, 1,5 mm und 2,0 mm veränderten das Vorstehmaß von ca. 2 mm – 3 mm in 0,5 mm Schritten. Wie in den Diagrammen der Abbildungen 6.2 bis 6.7 zu erkennen ist, hat die neue Geometrie keine nennenswerten Vorteile bezüglich Empfindlichkeit des Einspritzstrahlauftreffpunkts. Die Applikation des TOP-Motors reagiert auch mit dieser Mulde weiterhin sehr stark auf Abweichungen des Auftreffpunktes bereits bei 0,5 mm Schritten. Im Wesentlichen zeigt die 2,0 mm Scheibe in den gesamten Teillastpunkten die niedrigsten Ruß- und Verbrauchskennwerte. Vor allem der hochlastige Betriebspunkt bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e=20 \text{ bar}$  zeigt einen markanten Unterschied zu den beiden anderen Varianten. Volllastnahe ist bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  ebenfalls ein Vorteil zu sehen, der sich am Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  jedoch umkehrt.

## 6.1 Einfluss des Düsenvorstehmaßes

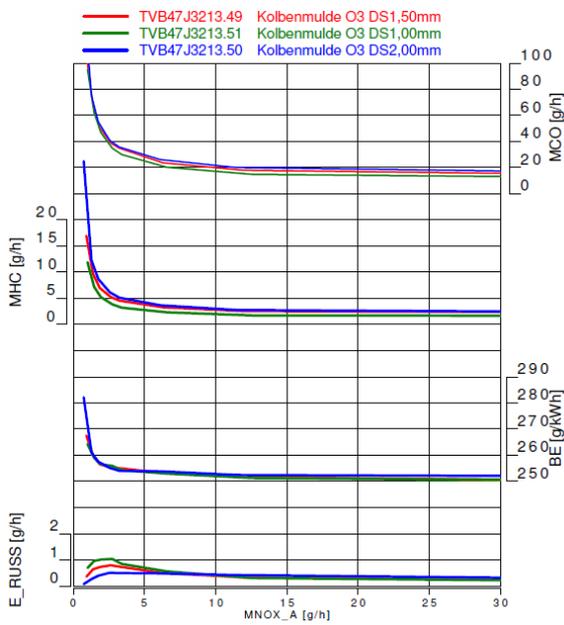


Bild 6.2: AGR-Variation bei 1250/3

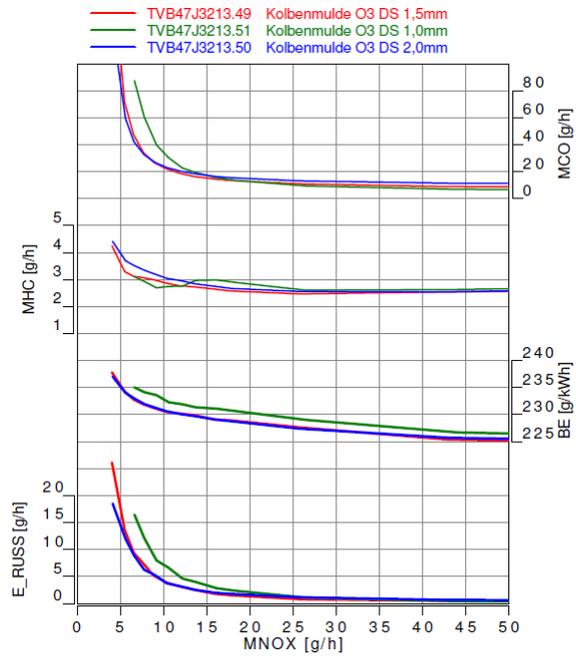


Bild 6.3: AGR-Variation bei 1750/6

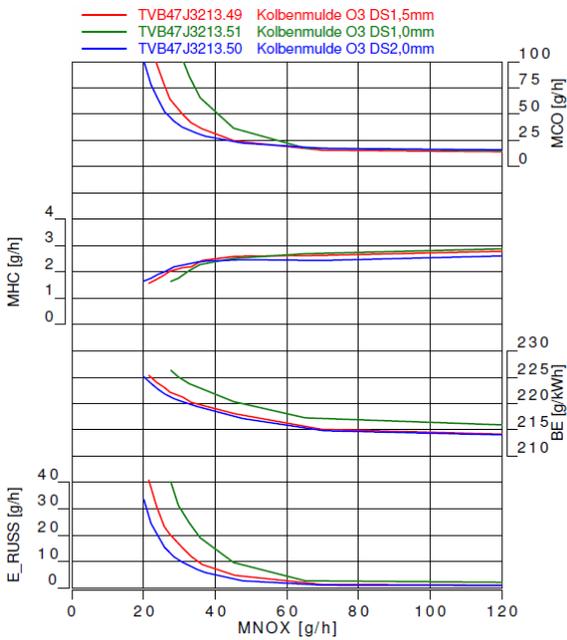


Bild 6.4: AGR-Variation bei 2000/11

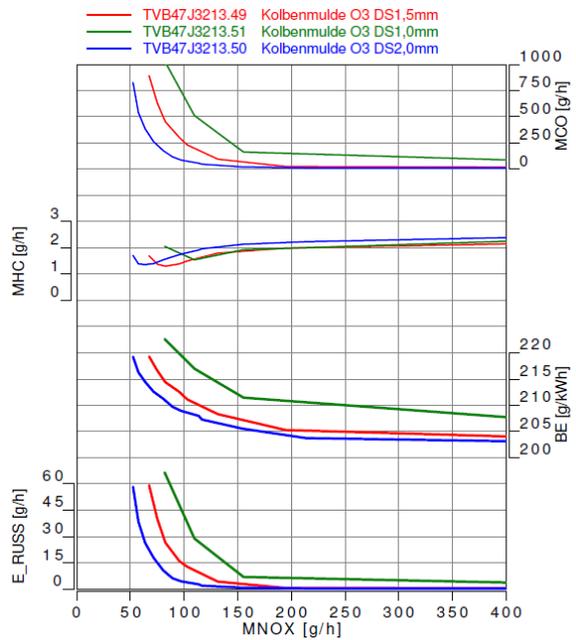
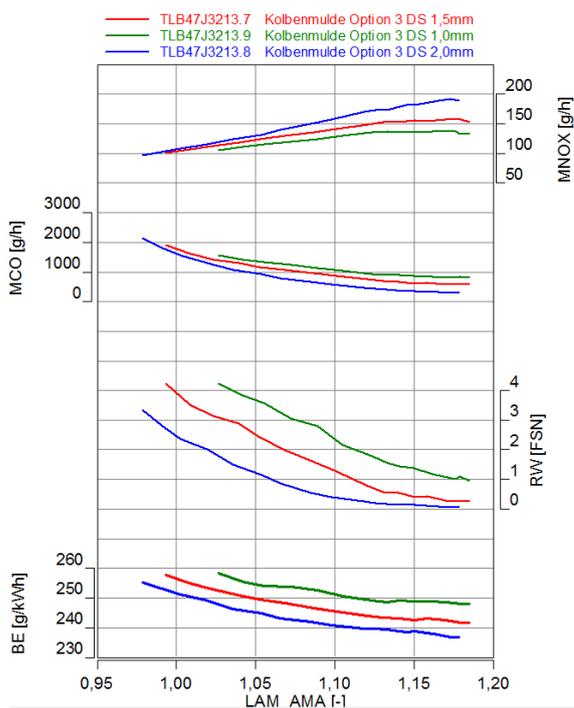
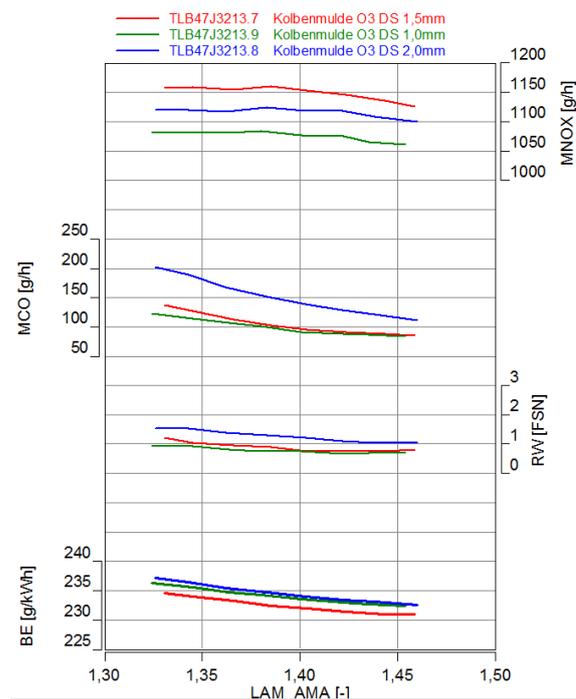


Bild 6.5: AGR-Variation bei 2000/20



**Bild 6.6:** spezifischer Verbrauch und Emissionswerte in Abhängigkeit von  $\lambda$  bei  $1000 \text{ min}^{-1}$



**Bild 6.7:** spezifischer Verbrauch und Emissionswerte in Abhängigkeit von  $\lambda$  bei  $4400 \text{ min}^{-1}$

**Tabelle 6.2:** Bewertung des Düsenvorstehmaßes durch Dichtscheibenvariation bei Kolbenmulde „Option 3“

Dichtscheibe in mm	1,0	Basis 1,5	2,0	$\Delta b_{e\min}$	$\Delta b_{e\max}$	$\Delta RW$	FSN
Düsenvorstand in mm	2,95	2,45	1,95	bez. auf DS 2,0			
<b>1250/3</b>	–	○	+	0	0,6		0,7
<b>1500/4</b>	–	○	○	0	0,8		0,2
<b>1750/6</b>	–	○	○	–0,1	2		0,5
<b>2000/11</b>	– –	○	+	0	3,7		1,5
<b>2000/20</b>	– –	○	++	0	8,9		2,6
<b>VL 1000</b>	– –	○	++	0	10,4		2,0
<b>VL 4400</b>	○	○	–	–2,1	0		0,5

Da sich nach diesen ersten Prüfläufen die 2,0 mm Kupferscheibe als bester Kompromiss erwiesen hat, siehe Tabelle 6.2, wurde noch eine 2,5 mm und eine 1,75 mm Dichtscheibe verbaut. Mit diesen Düsenvorstehmaßen konnten jedoch keine weiteren Verbesserungen erzielt werden, somit wurde die 2 mm Dichtscheibe als Optimum gewählt und das gesamte Prüfprogramm mit dieser fortgesetzt.

## 6.2 Teillast

**Tabelle 6.3:** Basis-Applikationseinstellungen

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ $^{\circ}\text{C}$	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{\text{Rail}}$ bar	SB $^{\circ}\text{KWv.OT}$	$t_{P11}$ $\mu\text{s}$	$m_{P11}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{P12}$ $\mu\text{s}$	$m_{P12}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{POI}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{POI}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
1000	6	95	1115	55	547	0,4	295	2,35	354	1,45	0	0
1250	3	95	1055	40	551	–0,9	295	2,6	354	1,75	0	0
1250	9	95	1473	20	803	1	300	1,6	358	1,45	–725	2
1500	4	95	1137	55	631	0,2	245	2,7	356	1,8	0	0
1750	6	95	1385	51	781	1	260	1,9	357	1,7	–559	2,5
1750	14	95	2264	4,3	1060	4,5	960	0,8	–	0	–862	2,5
2000	1,5	95	1151	40	650	1,3	250	1,9	355	1,5	0	0
2000	11	95	2126	20	1161	3,7	300	1	312	1	–680	3
2000	20	95	2757	0	1368	5,5	985	1	–	0	0	0
2750	8	95	1967	33	1149	7	1130	1,1	–	0	–565	3
3000	14	95	2396	0	1432	10,7	800	1	–	0	0	0

Zu Beginn der Teillast-Betrachtung hinsichtlich der geänderten Kolben wurde der Motor mit gleichen Applikationseinstellungen (siehe 6.3) betrieben. Die Indizierkurven zeigen bei gleicher Applikation einen sehr ähnlichen Heizverlauf sowie Verlauf des Zylinderdrucks trotz der unterschiedlichen Muldenform. Aufgrund des gesenkten  $\varepsilon$  ist natürlich der Zylinderdruck dementsprechend niedriger. Dies ist in Abbildung 6.8 für

den Punkt 1250/9 dargestellt. Lediglich in ein paar Betriebspunkten verschiebt sich der 5%-Umsatzpunkt (MFB05%) und auch der 50%-Umsatzpunkt etwas nach später. Am signifikantesten ist dies im Punkt 1250/3. Hier beträgt die Verschiebung des MFB50% ca. 1°KW. Dies resultiert aus einem längeren Zündverzug durch die geringeren Temperaturen aufgrund der gesenkten Verdichtung. In den Punkten 1250/3 und 1500/4, mit einem markanten Rußvorteil von 60 – 69 % gegenüber der Basis (Tabelle 6.4), ist aus der Abbildung 6.9 zu erkennen, dass die Pilotmenge verzögert umgesetzt wird und die maximale Umsatzrate höher ist. Es steht somit länger Zeit für eine gute Durchmischung zur Verfügung.

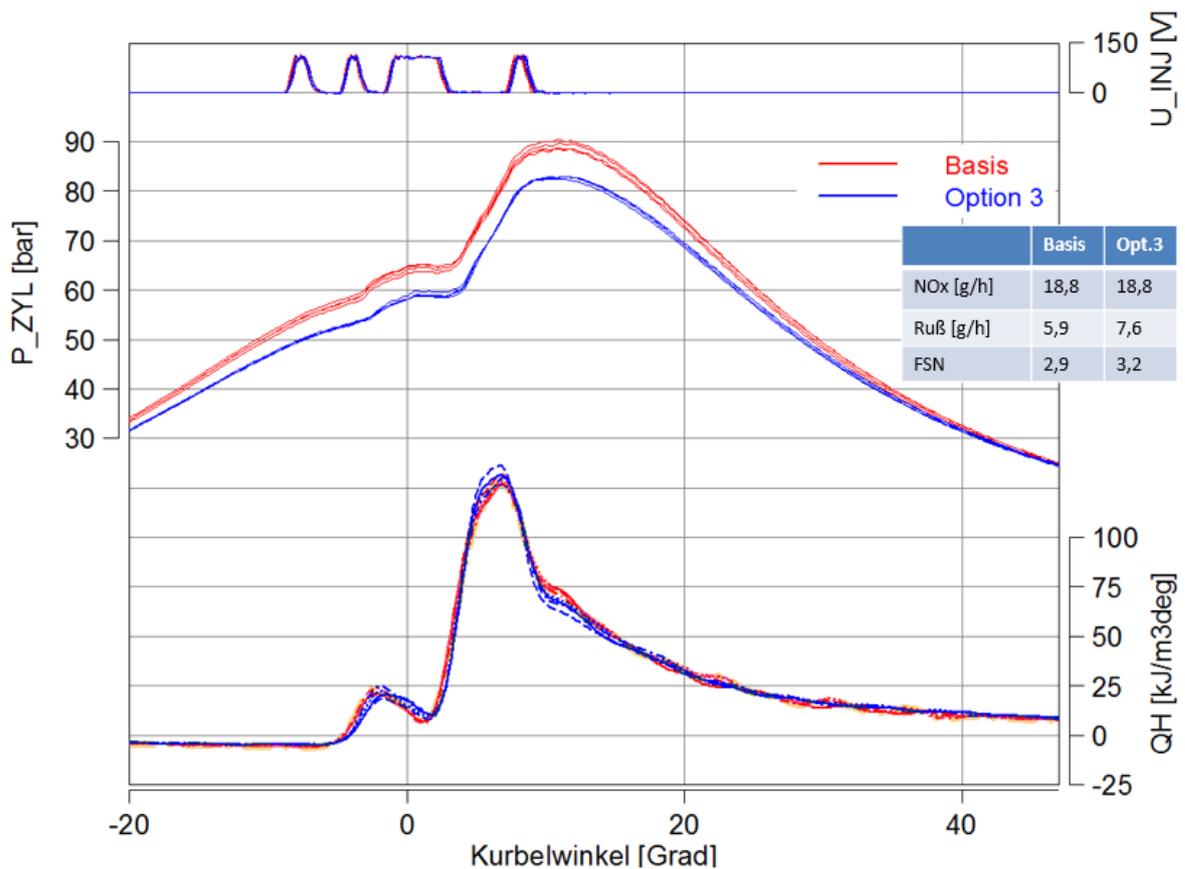
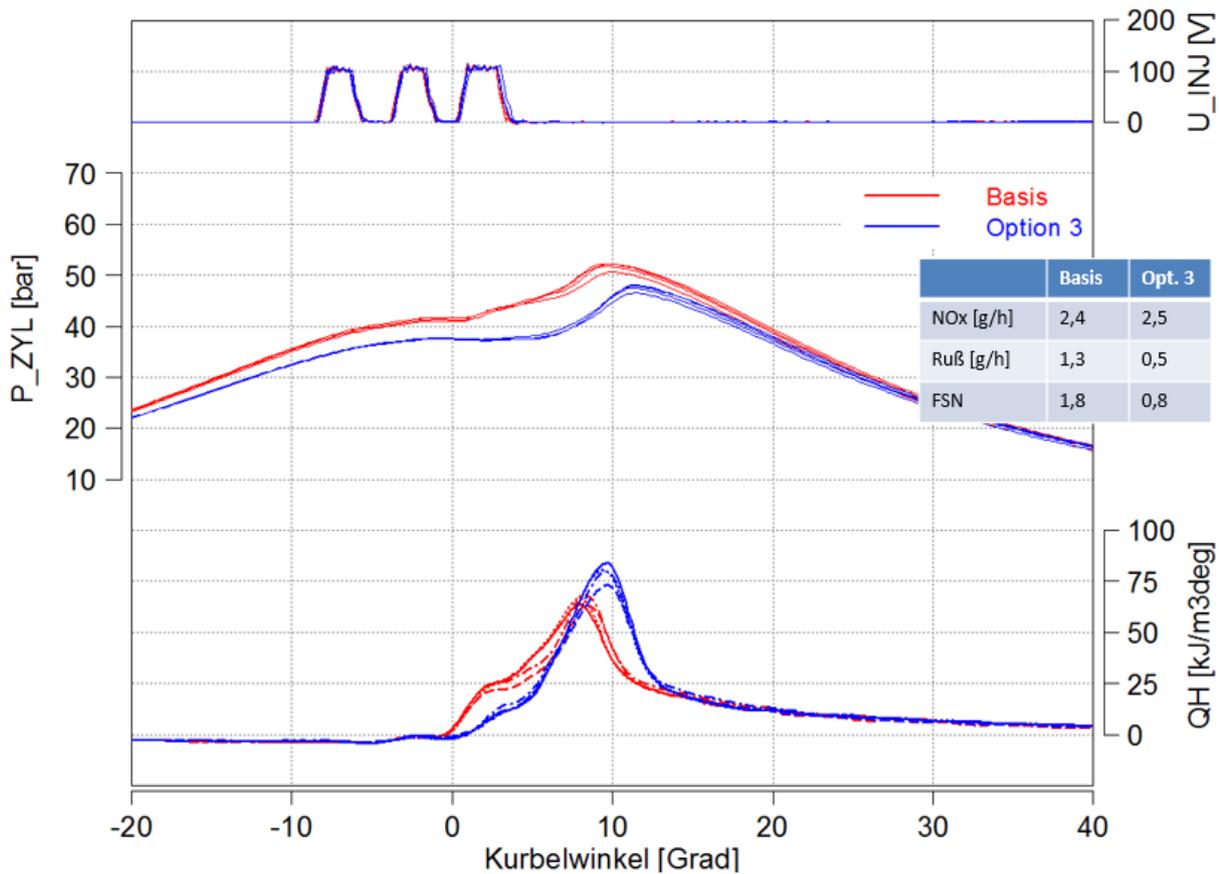


Bild 6.8: Indizierkurven der Basismulde und „Option 3“ bei 1250/9

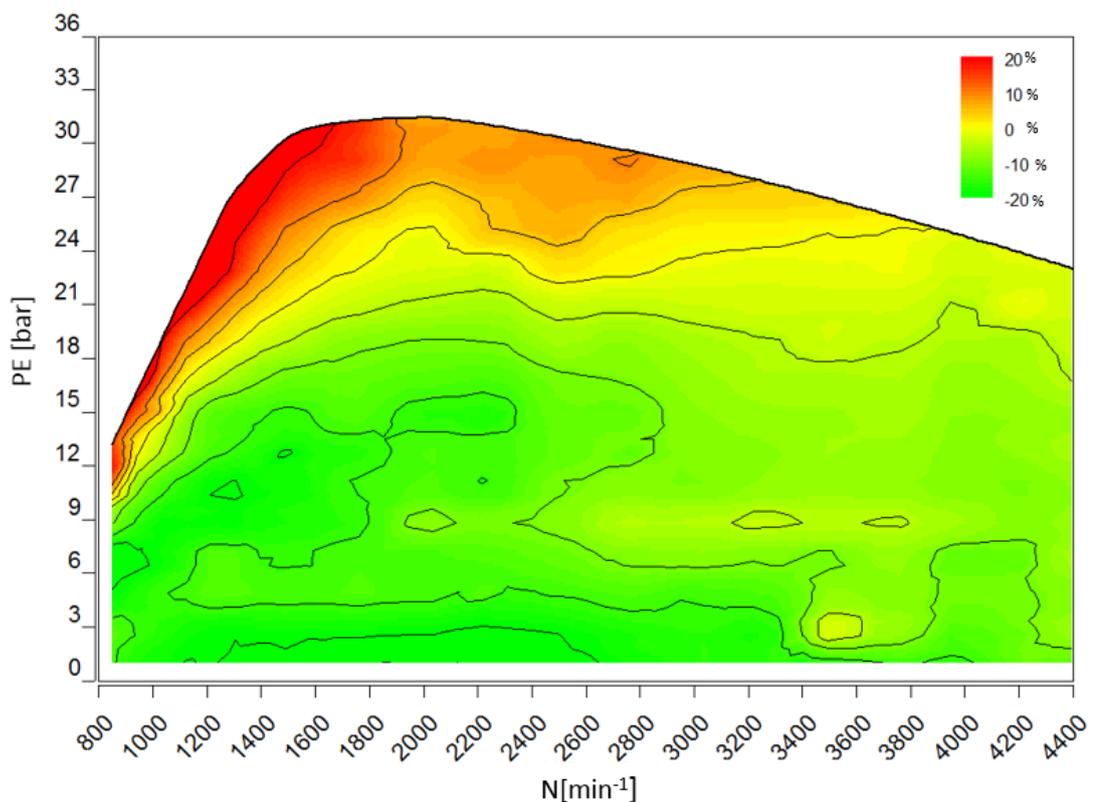


**Bild 6.9:** Indizierkurven Basis und „Option 3“ bei 1250/3

Das Kennfeld ohne AGR in Abbildung 6.10 zeigt, dass in einem großen Bereich der Teillast eine deutliche  $\text{NO}_x$ -Minderung durch die neue Mulde erzielt wird. Somit muss in den bestimmten Betriebspunkten für selbige Stickoxid-Emission weniger Abgas rückgeführt werden. Als Erstes wurde anhand der AGR-Variationen in den selben 11 Betriebspunkten der Unterschied bei identer Applikation (siehe Tabelle 6.3) ermittelt. Aus Tabelle 6.4 zeigt sich im Basis/Option3-Vergleich bei gleicher  $\text{NO}_x$ -Einregelung durch die AGR bei diesen Einstellungen ein Verbrauchsnachteil in jedem Punkt, großteils in Bereichen über 1% und vor allem niedriglastige Punkte weisen teilweise Nachteile in HC und CO auf. In Abbildung 6.9 ist ein längerer Zündverzug des Betriebspunktes 1250/3 festzustellen, der durch die niedrigeren Temperaturen bei der Einspritzung verursacht wird. Jedoch zeigen hauptsächlich diese schwachlastigen Betriebspunkte einen merklichen Rußvorteil auf (siehe 1250/3; 1500/4; 2000/1,5).

Der hochlastige Punkt 2000/20 ist bei gleicher Applikation am vorteilhaftesten für die neue Kolbenform bezogen zur Basis. Hier wird neben dem Rußvorteil von 59% auch merklich weniger Masse an CO gemessen und es besteht kein Nachteil bei HC.

Generell ist eine Tendenz zu geringeren Geräuschemissionen anhand des angebrachten Körperschallsensors (NOISE\_KS) zu sehen. Hier ist auch zu erwähnen, dass sich das Geräusch, das aus der Verbrennung erhoben wird (CNL= Combustion Noise Level) in den Messungen manchmal unterschiedlich vom Verlauf des Körperschallaufnehmers (NOISE\_KS) am Motor zeigt und die Kurvenverläufe stärkere Gradienten aufweist. Der Körperschall wird jedoch auch von den gesamten Anbauteilen am Motor durch deren Schwingungen beeinflusst. Hier können beispielsweise Effekte wie ein schwingender Generator oder ein lautes Öffnungs-/Schließgeräusch vom Injektor mit einfließen. Da anhand dieser Arbeit vor allem die Verbrennung betrachtet bzw. beurteilt wird, ist somit das Verbrennungsgeräusch heranzuziehen. Für den CNL-Wert ist der Zylinderdruck bzw. dessen Druckgradient maßgeblich. Er kann auch wesentlich durch die Brennverlaufsformung und damit durch Applikationseinstellungen verändert werden. Der CNL-Wert zeigt nur in 3 der 11 gemessenen Betriebspunkte einen Nachteil von etwa 0,5 dB. In den restlichen Punkten wird kein Nachteil bzw. sogar eine Verbrennungsgeräuschminderung, wie im Punkt 2000/1,5 sogar um etwa 1,6 dB gegenüber der Basis, gemessen.



**Bild 6.10:** Prozentuale Änderung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen im Kennfeld ohne AGR, Option 3 im Vergleich zur Basismulde

**Tabelle 6.4:** Vergleich Kolbenmulde Basis und Option 3 bei gleichen Applikationseinstellungen

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	Kolbenmulde	$b_e$ g/(kWh)	$\dot{m}_{\text{Ruß}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{CO}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{HC}}$ g/h	CNL dB	$\dot{m}_{\text{NO}_x}$ g/h
1000	6	Basis	232,2	1,6	10,3	1,2	81,6	11,6
		Opt3	234,7	1,6	10,7	1	82,1	
		$\Delta\%$	1,1	0,0	3,9	-16,7	$\Delta$	0,5
1250	3	Basis	250,4	1,3	29,9	4	78,2	2,4
		Opt3	257,1	0,4	43,2	6,3	78,6	
		$\Delta\%$	2,7	-69,2	44,5	57,5	$\Delta$	0,4
1250	9	Basis	227,5	5,8	43,3	1,4	83,9	19
		Opt3	231,5	7,5	52,9	1,3	83,9	
		$\Delta\%$	1,8	29,3	22,2	-7,1	$\Delta$	0,0
1500	4	Basis	238,9	2,3	26,8	3,4	82,5	4,1
		Opt3	241,6	0,9	29,6	4,2	82,8	
		$\Delta\%$	1,1	-60,9	10,4	23,5	$\Delta$	0,3
1750	6	Basis	227,3	2,4	16,1	2,5	85,9	16,1
		Opt3	229,7	2	16,2	2,7	85,9	
		$\Delta\%$	1,1	-16,7	0,6	8,0	$\Delta$	0,0
1750	14	Basis	210,8	1,1	19,8	2	85,8	63
		Opt3	213,5	1,4	25,4	1,9	85,2	
		$\Delta\%$	1,3	27,3	28,3	-5,0	$\Delta$	-0,6
2000	1,5	Basis	350	1,2	23,8	3,8	81,0	7,2
		Opt3	351	0,8	33	5,4	79,4	
		$\Delta\%$	0,3	-33,3	38,7	42,1	$\Delta$	-1,6
2000	11	Basis	216,9	5,1	26,4	2,8	87,3	36,5
		Opt3	219,7	5,7	29,9	2,5	86,9	
		$\Delta\%$	1,3	11,8	13,3	-10,7	$\Delta$	-0,4
2000	20	Basis	207,1	6,1	165,9	1,9	87,6	109,2
		Opt3	208,5	2,5	63,7	1,9	87,1	
		$\Delta\%$	0,7	-59,0	-61,6	0,0	$\Delta$	-0,5
2750	8	Basis	227,3	4,4	43,4	7,2	90,0	46,5
		Opt3	230,3	3,8	52,7	9,7	89,7	
		$\Delta\%$	1,3	-13,6	21,4	34,7	$\Delta$	-0,3
3000	14	Basis	216,9	9	60,6	4,2	91,4	140
		Opt3	218,8	5,9	47,6	5,4	90,6	
		$\Delta\%$	0,9	-34,4	-21,5	28,6	$\Delta$	-0,8

### 6.2.1 Teillast-Variation bei 95°C

Um das Potential der neuen Kolbengeometrie in der Teillast möglichst auszuschöpfen wurden in weiterer Folge zwei Optimierungsschleifen durchlaufen. Ausgehend von der Basisapplikation wurden dazu die Parameter Ladedruck, Drallklappe, Raildruck, Spritzbeginn, Pilotmengen bzw. -abstände und auch die Nacheinspritzung bezüglich Mengen und Zeitabstände einzeln voneinander variiert. Anhand der Messergebnisse konnten so bestimmte Trends der Parameterabhängigkeiten entdeckt werden, nach denen eine Optimierung erfolgte. Nach erneuten AGR-Variationen konnte die Effektivität der Änderungen überprüft werden. Im folgenden Abschnitt wird die Vorgehensweise bei der Einstelloptimierung durch die Ergebnisse einiger Parameter-Variationen erläutert. Da Optimierungsprozesse in der Motorentwicklung oft mit Zielkonflikten einhergehen, ist es bei den meisten Änderungen in der Applikation notwendig Kompromisse zu treffen, da selten alle Schadstoffe bzw. Geräuschemissionen gleichzeitig gesenkt werden können. Vor allem kennfelddeckend kann es passieren das bestimmte Optimierungen sich in einem anderen Last- bzw. Drehzahlbereich negativ auswirken. In den gezeigten Diagrammen der Variationsläufe ist neben dem Verhalten der neuen Kolbengeometrie auch die Basis gezeigt, um etwaige Unterschiede im Verhalten zu erkennen. Durch die beiden vertikalen Linien werden die Einstellungen der Basisapplikation (rot) im Vergleich zur Optimierung (blau) dargestellt.

#### Spritzbeginn

Anhand der Spritzbeginn-Variation konnten in den Punkten 1250/3, 1500/4, 1750/6 und 2750/8 Optimierungen getroffen werden. In dem dargestellten Betriebspunkt von Abbildung 6.11 ist eine allgemeine Tendenz von einer Minimierung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs bei Verschiebung des Spritzbeginns in Richtung früh zu sehen. Mittels einer Frühstellung des Einspritzbeginns wird also der aufgrund der gesenkten Verdichtung angestiegene Zündverzug kompensiert. Mit Ausnahme vom Punkt 1750/6 erhöht sich aber auch das Verbrennungsgeräusch. In Abbildung 6.12 zeigt sich, dass dies auf den steileren Druckanstieg im Brennraum bei früherer Einspritzung zurückzuführen ist. Durch späten Spritzbeginn verschiebt sich die Verbrennung weiter in Richtung Expansionsphase und erreicht somit auch einen niedrigeren Zylinderspitzenruck und eine niedrigere Temperatur, die Verbrennung läuft langsamer ab [3]. In den gezeigten Punkten wurde der Spritzbeginn nach früher verschoben um den Verbrauch wie auch die HC- und CO-Bildung zu minimieren. Der Rauchwert steigt zwar, ist aber immer noch auf einem niedrigeren Niveau als die Basis. Um eine Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu schaffen, wurde während des Prüflaufs die  $\text{NO}_x$ -Masse konstant gehalten.

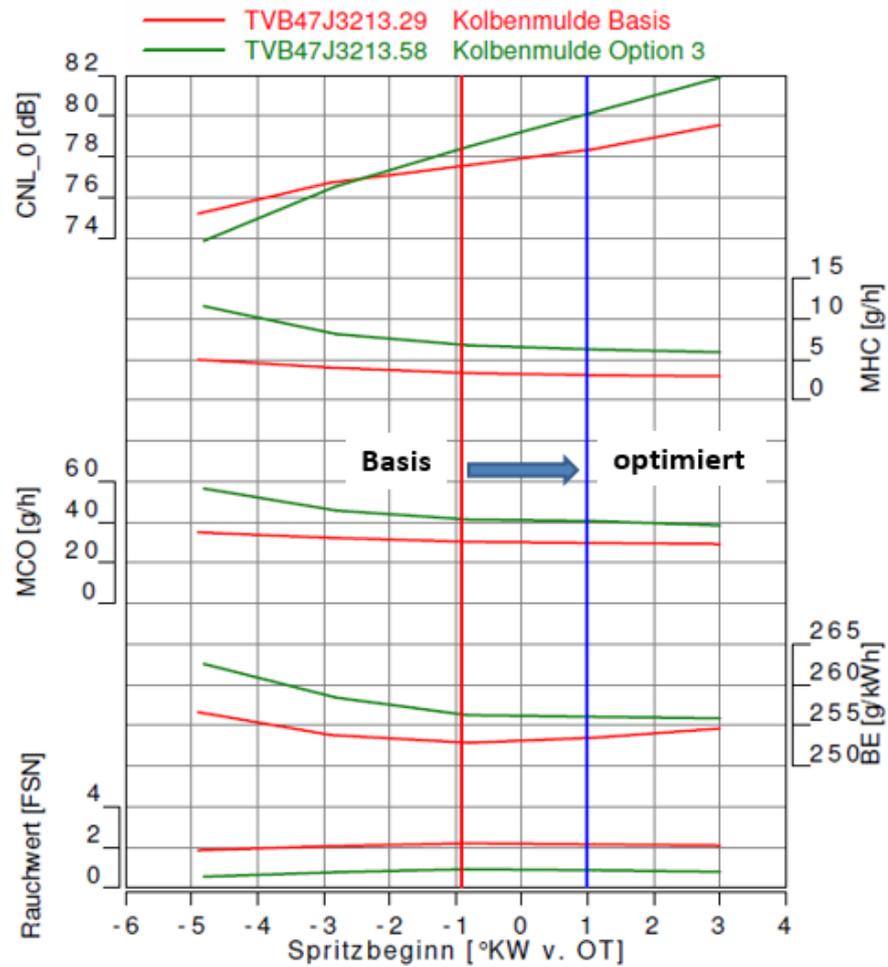


Bild 6.11: Einfluss einer Spritzbeginn-Variation bei 1250/3 auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und Verbrennungsgeräusch

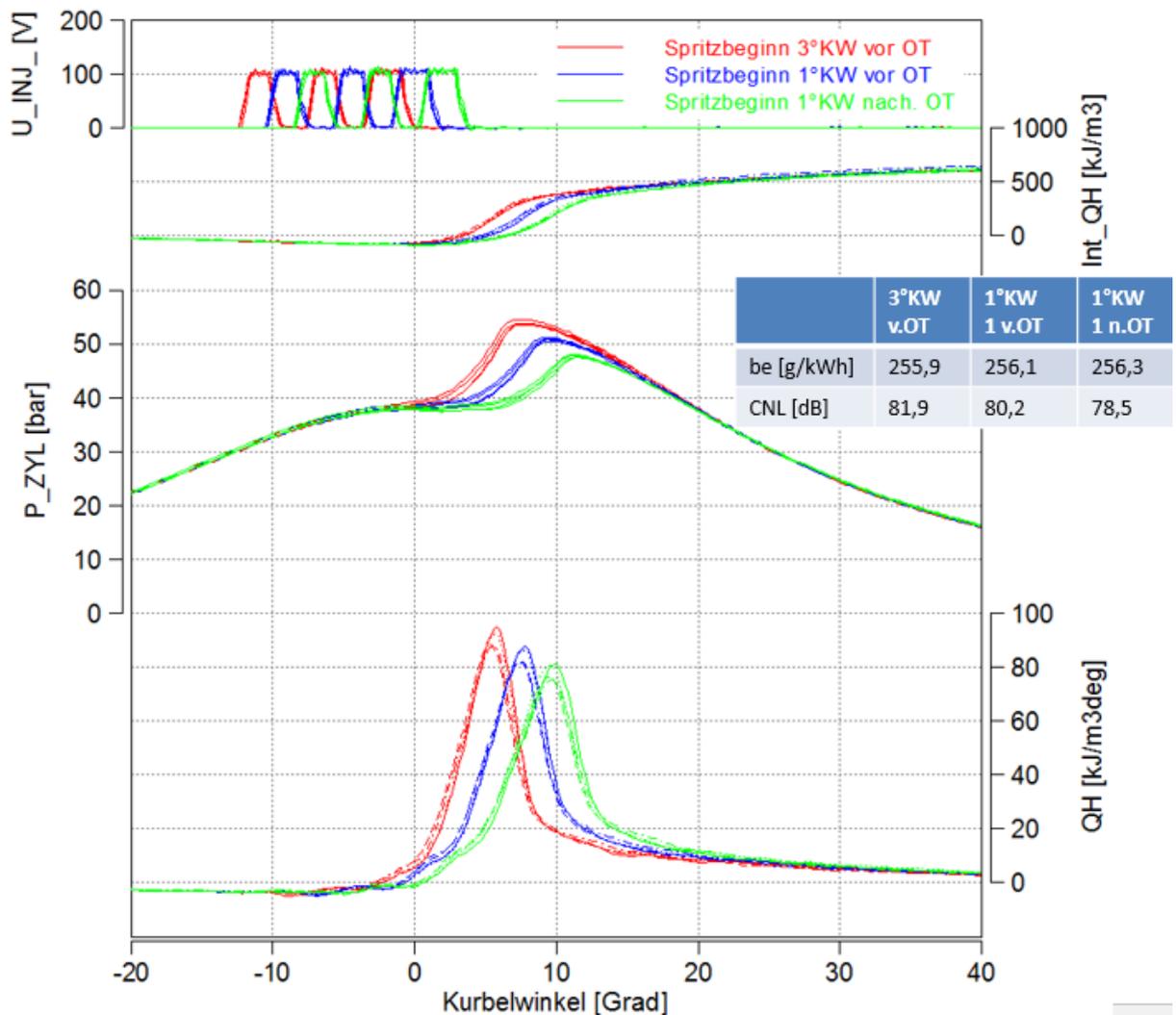
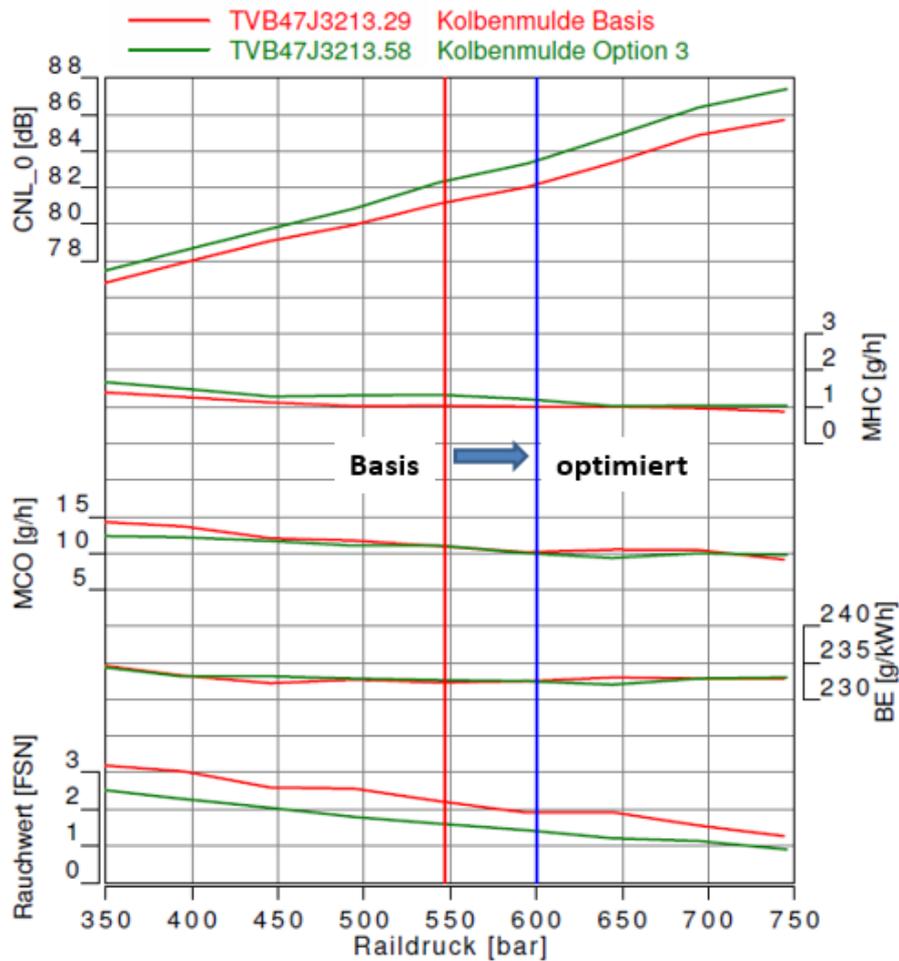


Bild 6.12: Einfluss der Spritzbeginn-Variation auf Heizverlauf, Zylinderdruck und Heizfunktion bei 1250/3

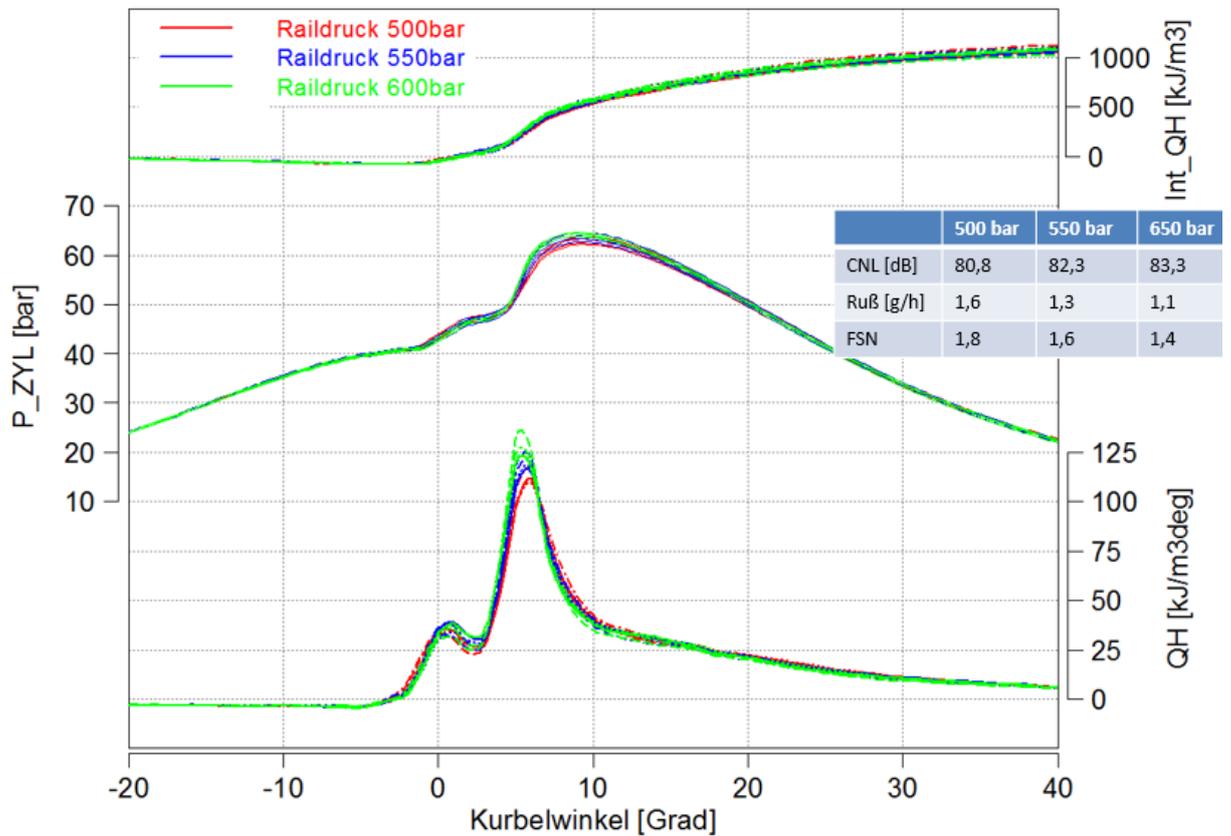
### Einspritzdruck

Durch eine Raildruckerhöhung steigt die Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffes und die Düseninnenströmungen ändern sich, was eine geänderte Strahlaufbrechung nach sich ziehen kann. Ein gesteigerter Raildruck erhöht die Luftmenge die sich mit dem Einspritzstrahl vermischt bzw. eingezogen wird und auch das Zusammenwirken mit der Kolbenmulde kann eine bessere Durchmischung zur Folge haben [3]. Bessere Durchmischung bedeutet Vorteile in der Rußbildung. In Abbildung 6.14 ist ein sehr ähnlicher Druckverlauf zu erkennen, der Heizverlauf wird mit steigendem Raildruck höher und der 50%-Umsatzpunkt des Brennstoffes tritt bei 600 bar um  $0,7^\circ\text{KW}$  früher ein,

die Verbrennung läuft schneller ab. Da im Basis/Option3-Vergleich (Tabelle 6.4) kein Rußvorteil bei 1000/6 messbar war, wurde der Raildruck angehoben, da dadurch der Rauchwert sinkt. Die Kurvenverläufe der anderen Schadstoffe sind eher flach und scheinen keinen negativen Einfluss zu haben. Der erhöhte CNL-Wert, sollte wenn möglich durch andere Einstellungen kompensiert werden. In den drei weiteren Punkten wurde der Einspritzdruck gesenkt, um die CO-Bildung zu minimieren und des Weiteren kommt es zur Absenkung des Verbrennungsgeräuschs.



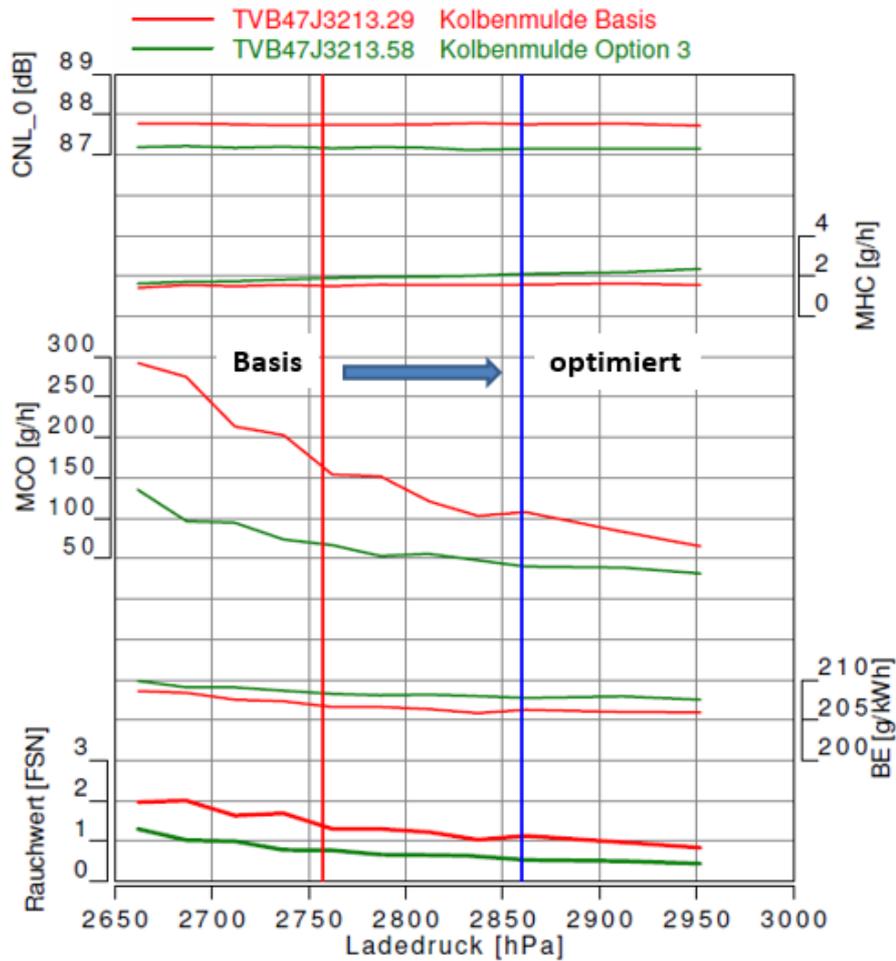
**Bild 6.13:** Einfluss einer Raildruck-Variation bei 1000/6 auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und Verbrennungsgeräusch



**Bild 6.14:** Einfluss der Raildruck-Variation auf Heizverlauf, Zylinderdruck und Heizfunktion bei 1000/6

### Ladedruck

Durch die erhöhte Luftmenge im Zylinder bei Ladedrucksteigerung kann eine Reduzierung der Rußpartikel erzielt werden, da das globale Luftverhältnis ansteigt. Anhand der Abbildung 6.15 ist dieser Effekt auch bei den Messungen hervorgegangen. Im Punkt 1000/6 wurde der Ladedruck mit dem Ziel des Verbrauchsoptimum eingestellt. In den Punkten 2000/20 und 3000/14 wurde jeweils der Ladedruck erhöht um neben dem Rußvorteil auch geminderte CO-Bildung zu erreichen. In den hochlastigen Betriebspunkten bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  und  $3000 \text{ min}^{-1}$  resultiert zusätzlich ein geringerer spezifischer Verbrauch.

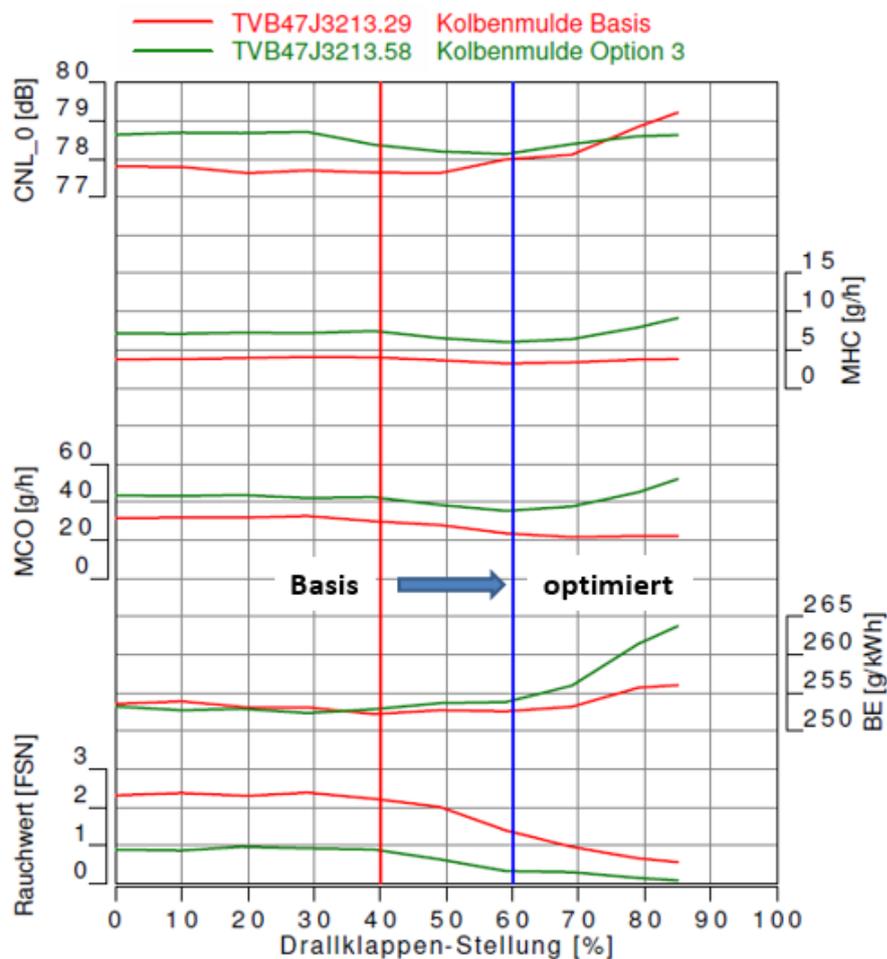


**Bild 6.15:** Einfluss einer Ladedruck-Variation bei 2000/20 auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und Verbrennungsgeräusch

## Drallklappe

Durch die Änderung der Drallklappen-Stellung wird die Strömung in den Zylinder maßgeblich verändert und die Durchmischung des Brennstoffs mit Luft unterstützt. Hin zu höheren Drehzahlen sinkt der Drallbedarf. Durch zu hohen Drall kann es zu starken Strahlverwehungen kommen und das Überschneiden der Einspritzstrahlen verursacht fette Zonen im Brennraum, was erhöhte Schadstoffbildung nach sich zieht. Des Weiteren haben gesteigerte Zylinderinnenströmungen Ladungswechselverluste zur Folge, die auch zu einem Anstieg des Verbrauchs führen. Optimierungen bezüglich Drall wurden vor allem in nieder- bis mittellastigen Punkten vorgenommen. Die Abbildung 6.16 zeigt die Messergebnisse der Variation bezüglich Drallklappenstellung. Die Stellung der Drallklappe wurde in den meisten Punkten so adjustiert, dass Vorteile hinsichtlich

Ruß- und CO-Bildung genutzt werden, jedoch noch keine gravierende Verschlechterung des spezifischen Verbrauchs aufgrund größerer Ladungswechselverluste eintritt. Nur im Betriebspunkt 2000/1 wurde auf das Verbrauchsoptimum bei 30%-Stellung der Drosselklappe eingestellt.



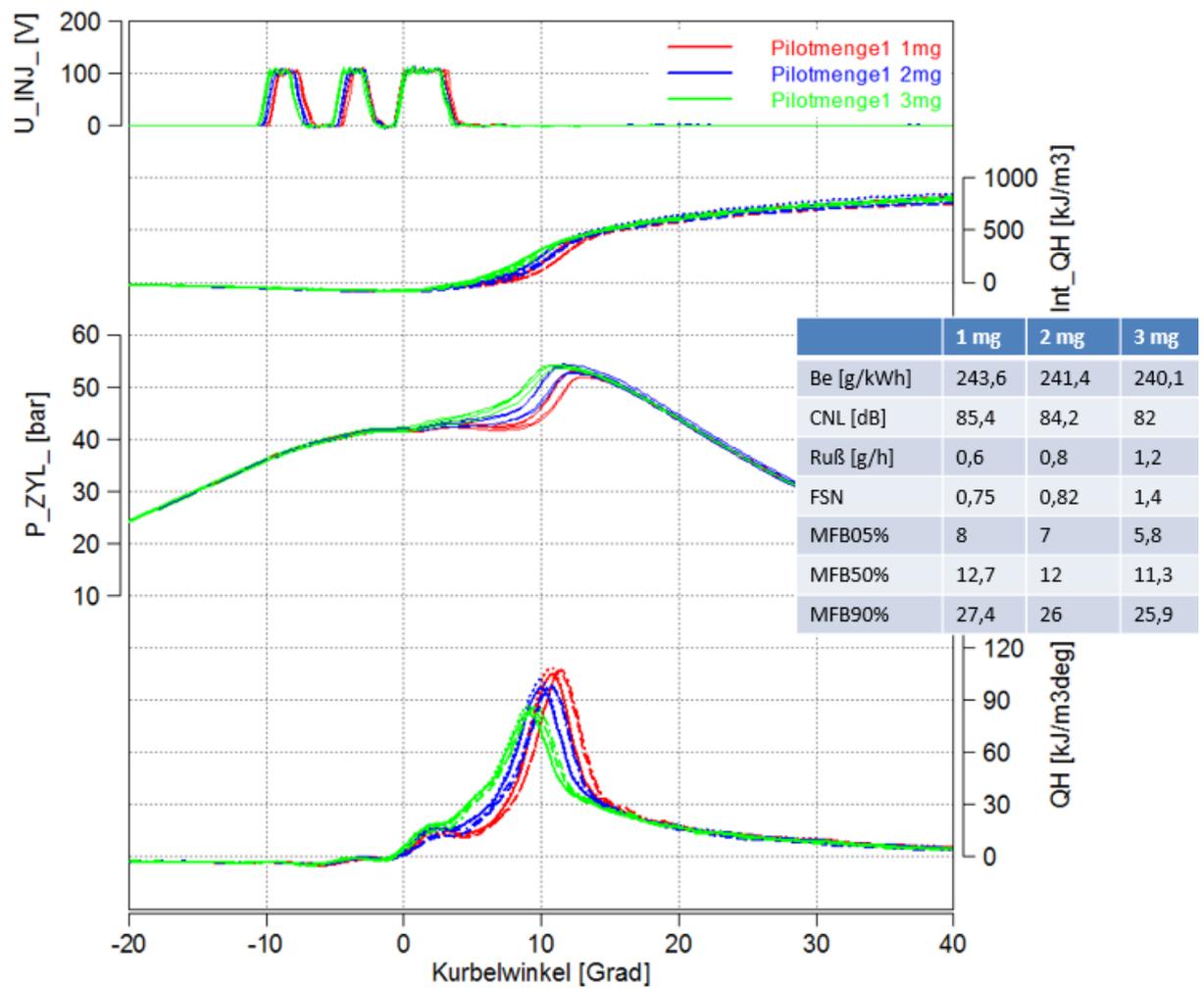
**Bild 6.16:** Einfluss einer Variation der Drallklappenstellung bei 2000/20 auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und Verbrennungsgeräusch

### Piloteinspritzung

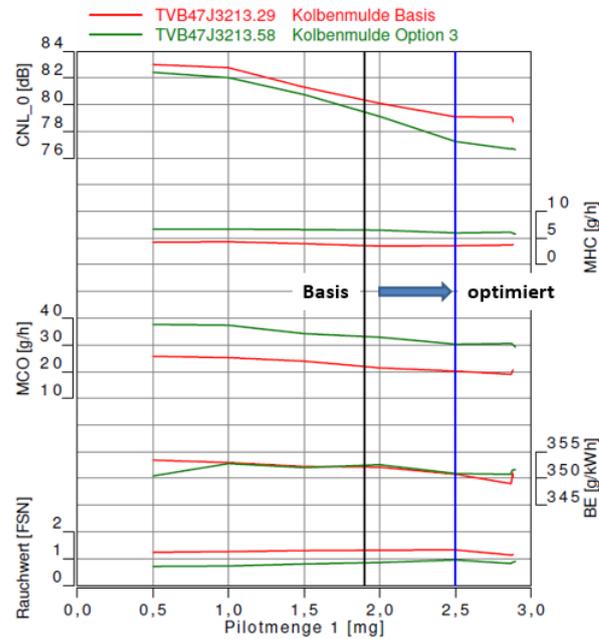
Durch Piloteinspritzungen kann vor allem das Verbrennungsgeräusch beeinflusst werden, wie Abbildung 6.18 zeigt. Die Pilotmengen liegen im Bereich von 1–3 mg pro Einspritzung. Der Grund für die geminderten Geräuschwerte bei steigender Voreinspritzmenge ist aus der Abbildung 6.17 zu sehen. Der Zylinderdruck steigt etwas früher an, verläuft aber für diesen Betriebspunkt (1500/4) bei gesteigerter Menge der Piloteinspritzung flacher, aus dem eine leisere Verbrennung resultiert. Die höheren Drücke

und Temperaturen zu Beginn mindern den Zündverzug für die Haupteinspritzung. Der 50%-Umsatzpunkt tritt bei der Menge von 3 mg um  $1,4^\circ\text{KW}$  früher ein als bei der Einspritzmenge von 1 mg.

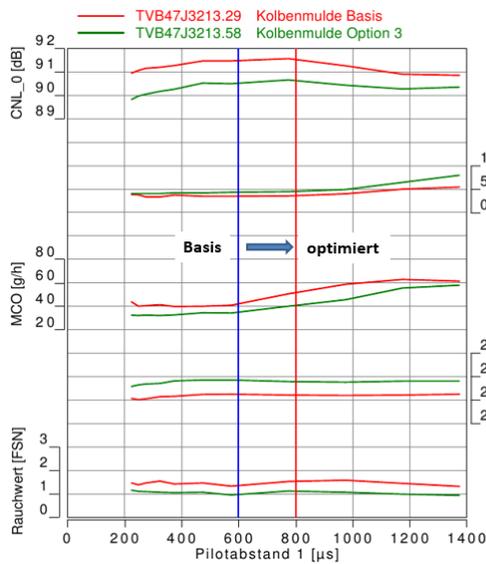
Neben der Pilotmenge wurde bei den Variationen auch der Abstand der Voreinspritzungen zur Haupteinspritzung verändert. Bei den Pilotabständen ist jedoch auf ein Minimum zu achten, dass nicht unterschritten werden darf, da die Düse aufgrund der kurzen Zeit nicht mehr schließen kann und Brennstoff durchgehend gefördert wird. Laut Boschdatenblatt [21] liegt der Minimalabstand beim Injektor CRI3.25 bei etwa  $150\ \mu\text{s}$ . Im niederlastigen Punkt bei  $1250\ \text{min}^{-1}$  ist zu sehen, dass sehr starke CNL-Beeinflussungen mit dem Pilotabstand einhergehen. Bei sehr engem Abstand zur Haupteinspritzung zeigt sich ein steiler Verlauf der CNL-Kurve der hin zu größerem Abstand abfällt. Nach seinem Minimum bei ca.  $500\ \mu\text{s}$  steigt die Geräuschkurve jedoch wieder an. Anhand der Indizierkurve im Punkt 1500/4 (Abbildung 6.21) sieht man, dass durch die Abstandsänderung ein sehr unterschiedlicher Heizverlauf zustande kommt. Bei der grünen Kurve, die den größten Abstand im Vergleich darstellt, ist ein steilerer Anstieg der Druckkurve durch die Pilotverbrennung zu erkennen. Bei zu großem Abstand ist also die Pilotverbrennung hauptsächlich für das Geräusch verantwortlich. Im höherlastigen Punkt bei  $p_e=14\ \text{bar}$  und  $n=3000\ \text{min}^{-1}$ , Bild 6.19, ist die Kurve des Verbrennungsgeräusches im Vergleich nicht so stark ausgeprägt wie bei Abbildung 6.20. Hier kann durch einen kleineren Abstand vor allem die CO-Bildung verringert werden. Bei den Betriebspunkten mit zwei Voreinspritzungen wurde mit der zweiten Piloteinspritzung gleich vorgegangen. Hier waren allgemein eher flache Kurvenverläufe zu erkennen und lediglich bei 1250/3 wurde die Pilotmenge der zweiten Voreinspritzung minimal erhöht, um sich in Richtung Geräuschoptimum zu positionieren.



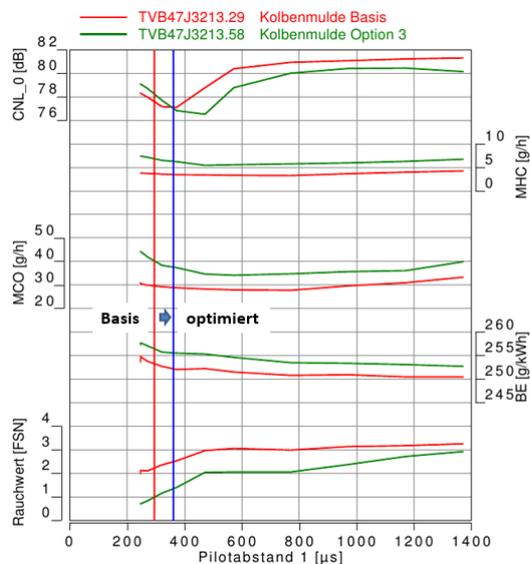
**Bild 6.17:** Einfluss der Pilotmengen-Variation auf Heizverlauf, Zylinderdruck und Heizfunktion bei 1500/4



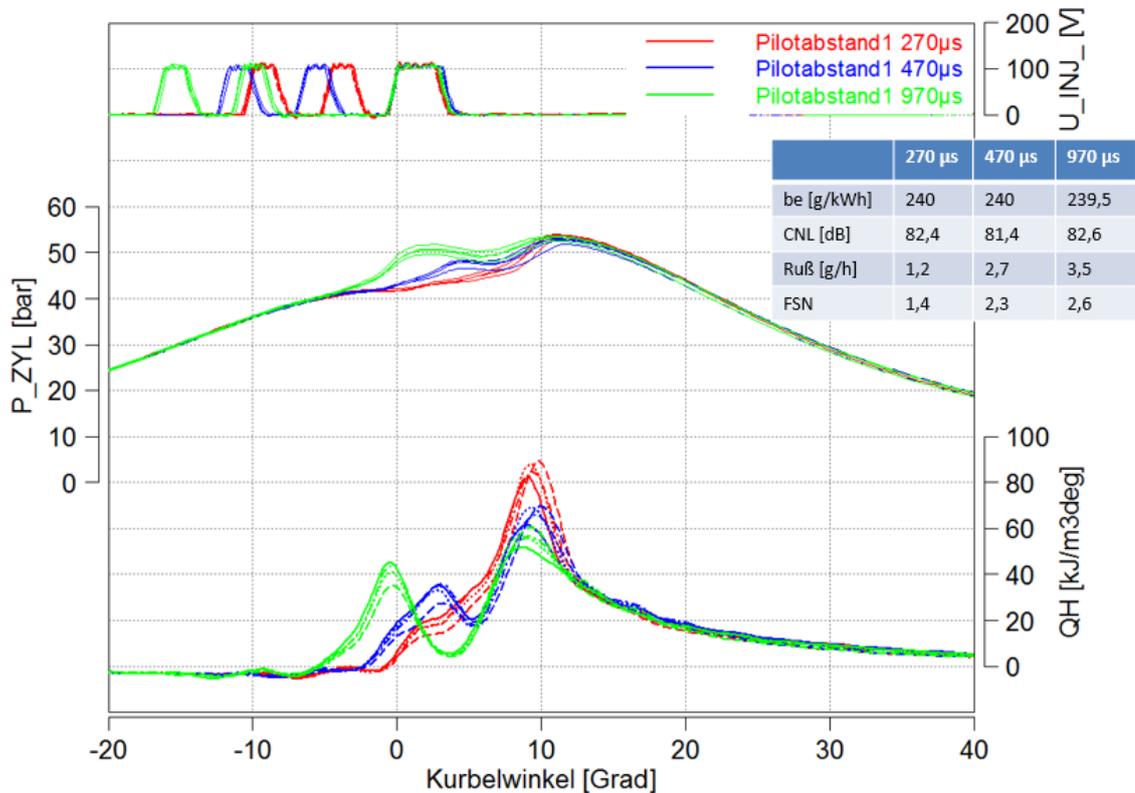
**Bild 6.18:** Einfluss einer Pilotmengen-Variation bei 2000/1,5 auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO-, HC-Emissionen und Verbrennungsgeräusch



**Bild 6.19:** Einfluss der Variation des Pilotabstands 1 bei 3000/14 auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Verbrennungsgeräusch



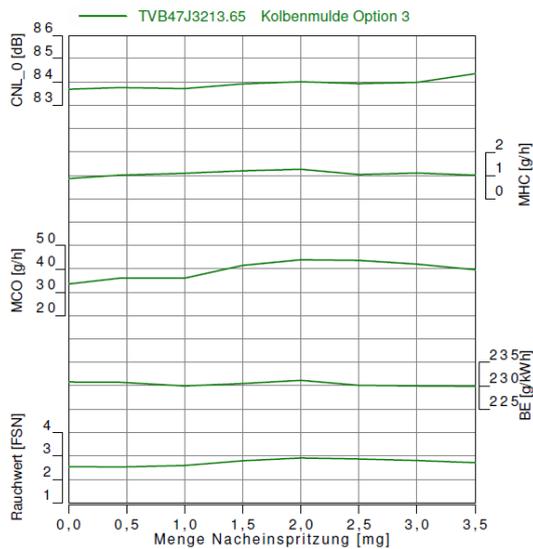
**Bild 6.20:** Einfluss der Variation des Pilotabstands 1 bei 1250/3 auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Verbrennungsgeräusch



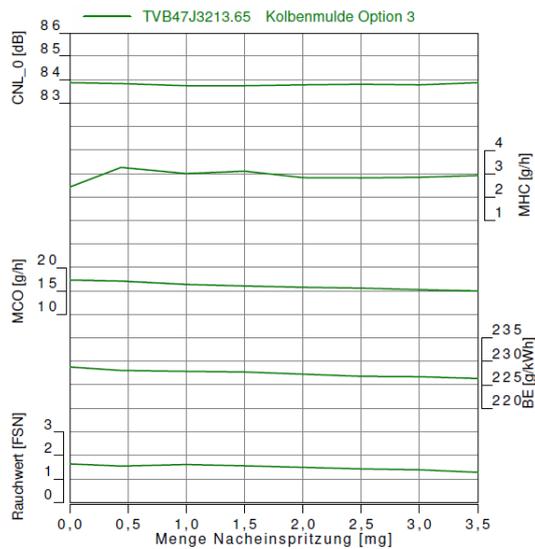
**Bild 6.21:** Einfluss der Pilotabstand-Variation auf Heizverlauf und Zylinderdruck bei 1500/4

### Nacheinspritzung

Da sich in den meisten Betriebspunkten, an denen der Haupteinspritzung noch eine Nacheinspritzung angefügt wird (1250/9; 1750/6; 1750/14; 2000/11; 2750/8), kein Rußvorteil einstellt, besteht die Vermutung das die Oxidation von Ruß durch die Nacheinspritzung nicht mehr gegeben ist. Dies wird durch die Mengenvariation inklusive Wegschaltung überprüft. Abbildungen 6.22 bis 6.23 zeigen, dass in den Punkte die einen Nachteil im Ruß aufweisen, größtenteils das Wegschalten der Nacheinspritzung tatsächlich vorteilhafter ist. Nur in den Punkten 1750/6 und 2750/8 ist dies nicht der Fall. Einzig für diese Betriebspunkte werden in den anstehenden Prüfläufen noch beide Varianten, mit und ohne Nacheinspritzung betrachtet. In den anderen drei Fällen sinkt bei Nullstellung der Einspritzmenge der Rauch-, CO- und HC-Wert. Die Nachoxidation des Rußes ist hier somit nicht mehr gegeben.



**Bild 6.22:** Einfluss Mengen-Variation der Nacheinspritzung bei 1250/9 auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Verbrennungsgeräusch



**Bild 6.23:** Einfluss Mengen-Variation der Nacheinspritzung bei 1750/6 auf spezifischen Kraftstoffverbrauch, Emissionen und Verbrennungsgeräusch

Die neuen Applikationseinstellungen sind in Tabelle 6.5 gezeigt und die Änderungen bezogen auf die Basiseinstellungen sind farblich hinterlegt. Anhand einer erneuten AGR-Variation konnten die Änderungen bezüglich der Basis verglichen werden. An den beiden Punkten mit der Nacheinspritzung zeigt sich, dass die Applikation mit nachgeschalteter Einspritzung besseres Emissionsverhalten aufweist. Die Ruß-Emissionen konnten bei gleichgestellter  $\text{NO}_x$ -Masse in den Punkten 1000/6 und 2750/8 gegenüber Basisniveau in etwa halbiert werden. Noch deutlicher ist der Rußvorteil bei 2000/20 zu sehen, wo nebenbei auch das CO-Level um über 80 % geringer ist. Dieser hochlastige Punkt bei  $2000 \text{ min}^{-1}$  zeigt sich allgemein sehr verbessert im Vergleich zur Standardmulde, lediglich der Verbrauch ist mit 0,6 % gestiegen. Generell ist im Verbrauch eine Verschlechterung zu sehen, die teilweise um die 2 % liegt, außer im schwachlastigen Punkt  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_e=1,5 \text{ bar}$  wurde eine knapp 1%-ige Einsparung gemessen. Jedoch weist sich genau dieser Punkt als nachteilig für CO und HC. Die Raildruckanpassung in den Punkten 1000/6, 1750/14 und 2000/1,5 haben die positiven bzw. negativen Änderungen der Geräuschemissionen zur Folge. Im Punkt 1750/6 ist die Geräuschverbesserung von 2 dB der Verstellung des Pilotenabstandes und dem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung zuzuschreiben.

**Tabelle 6.5:** Applikationsänderung nach erster Optimierungsschleife

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ $^{\circ}\text{C}$	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{\text{Rail}}$ bar	SB $^{\circ}\text{KW}v.OT$	$t_{P_{i11}}$ $\mu\text{s}$	$m_{P_{i11}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{P_{i12}}$ $\mu\text{s}$	$m_{P_{i12}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{POI}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{POI}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
1000	6	95	1095	60	600	0,4	295	2,35	354	1,45	0	0
1250	3	95	1055	60	450	1	350	2,6	354	2	0	0
1250	9	95	1473	20	803	1	300	1,6	358	1,45	0	0
1500	4	95	1137	65	631	1,5	245	3	356	1,8	0	0
1750	6	95	1385	51	781	3	375	1,9	357	1,7	-850/0	2,5/0
1750	14	95	2264	4,3	1020	4,5	960	0,8	-	0	0	0
2000	1,5	95	1151	30	600	1,3	250	2,5	355	1,5	0	0
2000	11	95	2126	40	1161	3,7	300	1	312	1	0	0
2000	20	95	2860	0	1368	5,5	580	1	-	0	0	0
2750	8	95	1967	50	1149	9	980	1,1	-	0	-530/0	3/0
3000	14	95	2500	0	1432	10,7	600	1	-	0	0	0

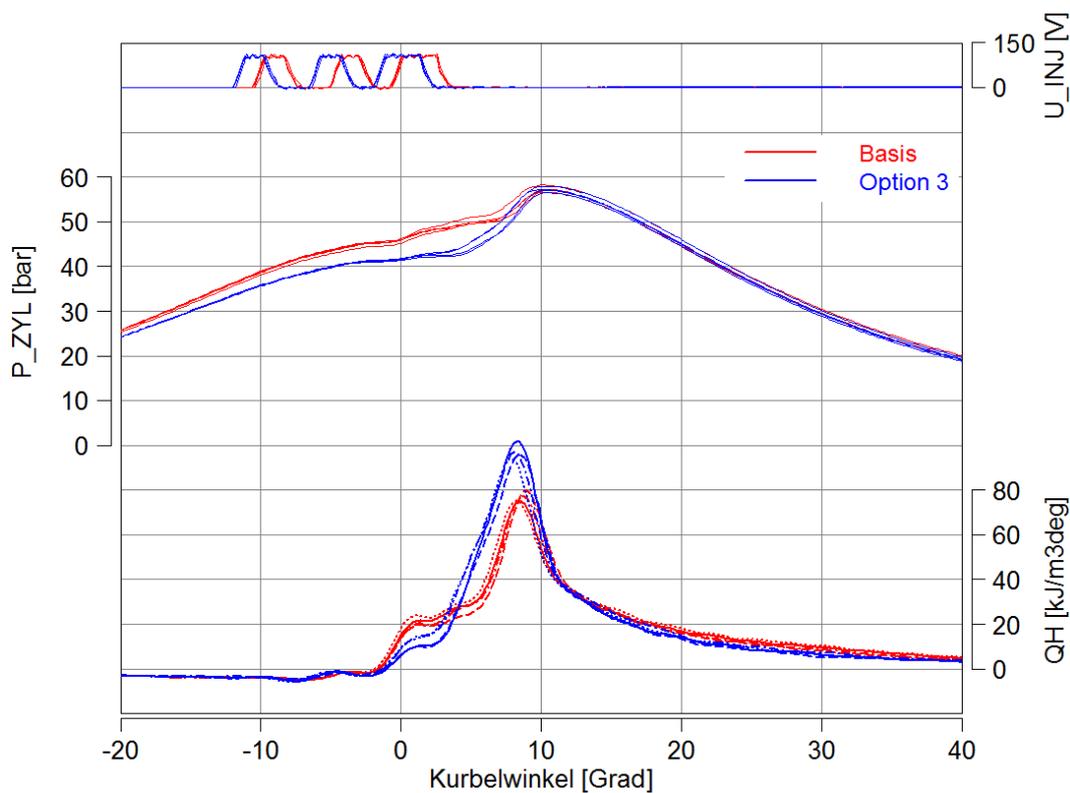
Um mit dieser Applikation weiteres Potential zu eruieren, wurden die Variationen mit markantem Einfluss, d.h. die Kurvenverläufe mit stärkeren Tendenzen, erneut gefahren und somit eine zweite Optimierungsschleife durchlaufen. Dies umfasste die Variationen hinsichtlich Raildruck, Spritzbeginn, Drallklappe und Ladedruck. In 7 der 11 Betriebspunkte zeigten sich noch Möglichkeiten um bestimmte Verbesserungen der Emissionen zu erzielen. Eine Ladedrucksenkung im Punkt 1250/3 soll noch eine Verbrauchsreduzierung bei niedrigerem Rauchwert erbringen. Bei höherlastigen 9 bar und  $1250 \text{ min}^{-1}$  zeigen die Variationen eine Reduzierung der CO-Bildung und eine Geräuschreduzierung bewirkt durch ein Herabsetzen des Raildrucks bei gleichzeitiger Spätstellung des Spritzbeginns auf  $1^{\circ}\text{KW}$  nach OT. Durch eine Drallklappenverstellung von 65 % auf 60 % bei 1500/4 soll eine Reduzierung des Verbrauchsniveaus erzielt werden, noch bevor Rauch- und CO-Werte drastisch ansteigen. Der Zeitpunkt der Einspritzung wurde auch bei 1750/14 um  $1,5^{\circ}\text{KW}$  später gestellt, um die CO-Werte an das Basis-Level anzugleichen. Um den bei  $1750 \text{ min}^{-1}$  und 14 bar effektivem Mitteldruck ersichtlichen Verbrauchsnachteil von 1,7 % zu verringern, zeigte sich eine Senkung des Ladedrucks auf etwa 2060 mbar als Möglichkeit. Zuletzt wurde im Betriebspunkt bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  Lade- und Raildruck angehoben, da hier noch geringe Verbesserungen bezüglich allen Emissionen und Verbrauch zu sehen war.

Anhand des neuen AGR-Variationsvergleichs, Tabelle 6.6, sind vor allem Verbesserungen hinsichtlich Verbrauch und Ruß bei 1250/3 zu erkennen. Die Minderung der CO-Emissionen sind bei 1250/9 wie auch 1750/14 zu erwähnen. Bei 1500/4 wurde neben einer leichten Verbrauchsoptimierung eine Geräuschverbesserung um mehr als 1 dB erzielt. Wie anhand der Variationsergebnisse erwartet, zeigte der Punkt 3000/14 mit der neuen Applikation eine geringe Verbesserung aller Emissionswerte. In den Punkten 1000/6, 1750/6, 2000/1,5, 2000/20 und 2750/8 wurden keine weiteren Einstelländerungen vorgenommen und anhand der Ergebnisse konnte somit eine gute Reproduzier-

barkeit gezeigt werden. Zur Reproduzierbarkeit ist generell zu sagen, dass es bei den teilweise niedrigen Messwerten aufgrund von Messungenauigkeiten und nicht exakt gleichen Umgebungseinflüssen zu Unterschieden kommen kann. Vor allem hinsichtlich Verbrauchswerte ist auf den tagesabhängigen Umgebungsdruck zu achten.

Abgesehen vom schlechten Verbrauchsverhalten der Kolbenmulde „Option 3“, konnte im Teillastgebiet durch das Durchlaufen dieser Optimierungsschleifen somit in einigen Betriebspunkten ein deutlicher Vorteil bezüglich aller Verbrennungsprodukten erzielt werden. Herauszuheben sind die Punkte 1000/6, 1500/4, 1750/6, 2000/11, 2000/20. Am problematischsten zeigte sich der schwachlastige Punkt 2000/1,5. Dieser Betriebspunkt zeigt zum Thema CO- und HC-Emissionen die größten Einbußen gegenüber dem Basiskolben auf.

Anhand von Bild 6.24 ist im sehr vorteilhaften Betriebspunkt 1500/4 zu erkennen, dass die neue Kolbenmulde mit getroffenen Einstelloptimierungen in diesem Lastpunkt eine höhere Umsatzrate aufweist.



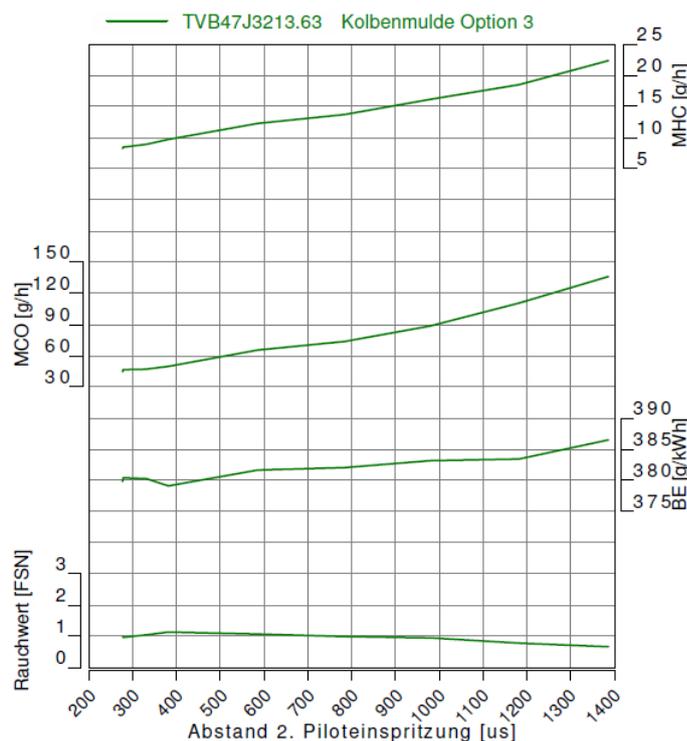
**Bild 6.24:** Vergleich von Heizverlauf, Zylinderdruck und Injektoransteuerung im Betriebspunkt 1500/4; Basis zu Option3 mit optimierter Einstellung

**Tabelle 6.6:** Vergleich Kolbenmulde „Basis“/„Option 3“ nach zweiter Optimierungsschleife

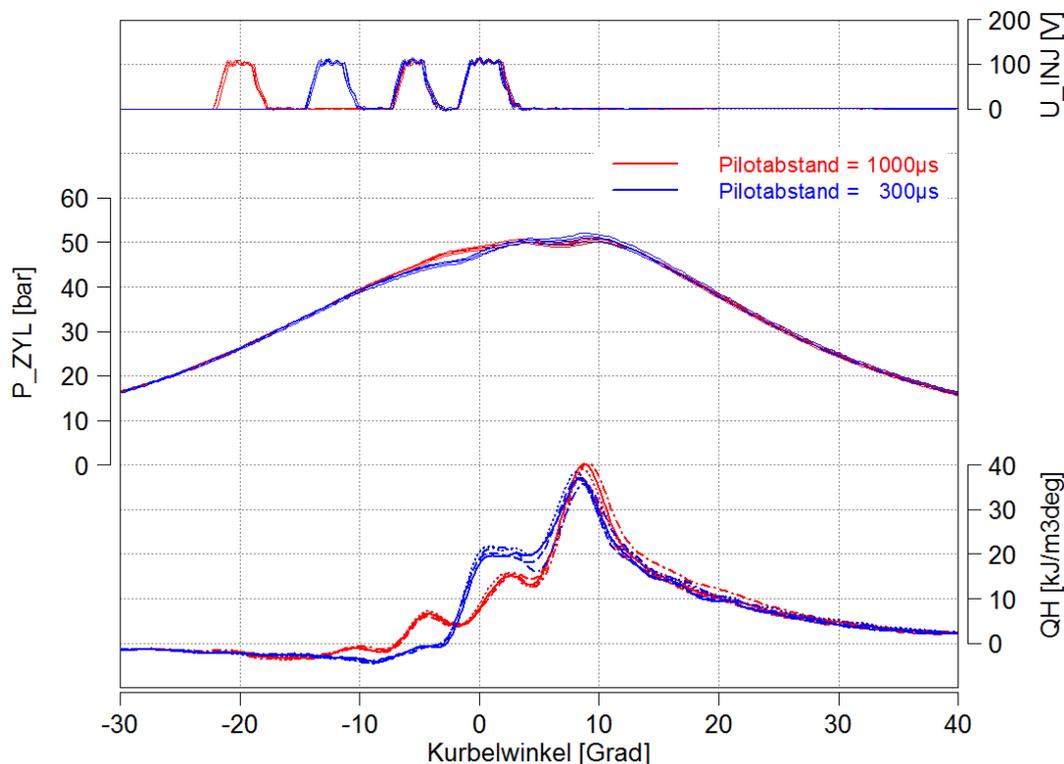
$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	Kolbenmulde	$b_e$ g/(kWh)	$\dot{m}_{\text{Ruß}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{CO}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{HC}}$ g/h	CNL dB	$\dot{m}_{\text{NO}_x}$ g/h
1000	6	Basis	232,2	1,6	10,3	1,2	81,6	11,6
		Opt3	234,9	0,9	8,9	1,2	83,6	
		$\Delta\%$	1,2	-43,8	-13,6	0,0	$\Delta$ 2,0	
1250	3	Basis	250,4	1,3	29,9	4	78,2	2,4
		Opt3	253,3	0,5	31,8	5,1	79,0	
		$\Delta\%$	1,2	-61,5	6,4	27,5	$\Delta$ 0,8	
1250	9	Basis	227,5	5,8	43,3	1,4	83,9	19
		Opt3	232,6	6,5	30,2	1,1	82,4	
		$\Delta\%$	2,2	12,1	-30,3	-21,4	$\Delta$ -1,5	
1500	4	Basis	238,9	2,3	26,8	3,4	82,5	4,1
		Opt3	241,9	0,9	24,4	3,5	82,1	
		$\Delta\%$	1,3	-60,9	-9,0	2,9	$\Delta$ -0,4	
1750	6	Basis	227,3	2,4	16,1	2,5	85,9	16,1
		Opt3	228,8	2,1	15,1	2,6	83,9	
		$\Delta\%$	0,7	-12,5	-6,2	4,0	$\Delta$ -2,0	
1750	14	Basis	210,8	1,1	19,8	2	85,8	63
		Opt3	214,4	1,4	19,6	1,7	84,6	
		$\Delta\%$	1,7	27,3	-1,0	-15,0	$\Delta$ -1,2	
2000	1,5	Basis	350	1,2	23,8	3,8	81,0	7,2
		Opt3	349	0,9	31,5	5,2	77,3	
		$\Delta\%$	-0,3	-25,0	32,4	36,8	$\Delta$ -3,7	
2000	11	Basis	216,9	5,1	26,4	2,8	87,3	36,5
		Opt3	219,4	4,5	26	2,2	86,8	
		$\Delta\%$	1,2	-11,8	-1,5	-21,4	$\Delta$ -0,5	
2000	20	Basis	207,1	6,1	165,9	1,9	87,6	109,2
		Opt3	208,6	1,7	33	2,1	87,0	
		$\Delta\%$	0,7	-72,1	-80,1	10,5	$\Delta$ -0,6	
2750	8	Basis	227,3	4,4	43,4	7,2	90,0	46,5
		Opt3	229,3	2,1	32,9	9,3	90,1	
		$\Delta\%$	0,9	-52,3	-24,2	29,2	$\Delta$ 0,1	
3000	14	Basis	216,9	9	60,6	4,2	91,4	140
		Opt3	219	5	38,4	4,7	91,2	
		$\Delta\%$	1,0	-44,4	-36,6	11,9	$\Delta$ -0,2	

### 6.2.2 Teillast-Variation bei 40 °C

Gleiches Vorgehen wurde bei den Teillastpunkten im lauwarmen Zustand praktiziert. Bei den AGR-Variationen mit einer konditionierten Wassereintrittstemperatur  $t_{WE}$  von 40 °C zeigt die Gegenüberstellung bei gleicher Applikation (Tabelle im Anhang) große Minderungen in der Rußemission, außer im Punkt 850  $\text{min}^{-1}$  und 1 bar effektivem Mitteldruck, der den Leerlauf im 40 °C-Betrieb darstellen soll. Ansonsten sind mit der Serienapplikation keine Vorteile im Vergleich zur Basismulde zu erkennen. Auch hier wurde, wie auch bei den Betriebspunkten mit 95 °C Wassereintrittstemperatur, durch Variationen der einzelnen Parameter auf Einstelloptimierungen geschlossen. Eine wesentliche Änderung ist die Minimierung des Abstandes der 2. Piloteinspritzung in den meisten Emissionierungs-Punkten, was laut den Variationen (Abbildung 6.25) Vorteile für CO- und HC-Bildung ergibt, jedoch leichte Einbußen in der Rußentstehung bewirkt. Anhand Abbildung 6.26 ist eine viel kürzere Brenndauer zu erkennen, die folglich eine bessere Emissionierung bezüglich HC bewirkt.



**Bild 6.25:** Einfluss einer Variation des Pilotabstandes 2 bei 2000/1,5 und  $t_{WE}=40\text{ °C}$  auf Rauchwert, spezifischen Kraftstoffverbrauch, CO- und HC-Emissionen



**Bild 6.26:** Indizierkurve Variation der 2. Piloteinspritzung bei 2000/1,5  $t_{WE}=40\text{ }^{\circ}\text{C}$

Tabelle 6.7 zeigt die Änderungen der Einstellparameter hinsichtlich Basiseinstellungen. Durch die Optimierungen konnte, ausgenommen vom Betriebspunkt  $850\text{ min}^{-1}$  und  $p_e=1\text{ bar}$ , in allen Betriebspunkten Emissionsvorteile im Ruß, sowie großteils auch bei CO und HC gewonnen werden. Die Rußverbesserungen betragen großteils bis zu 60 % in den schwach- bis mittellastigen Punkten. Auch das Verbrennungsgeräusch wurde signifikant gemindert. Niederlastig sinkt der CNL-Wert um bis zu 2,8 dB. Der Verbrauch zeigte Nachteile bis zu 1,4 % gegenüber der Basis auf. Jedoch ist hier wieder ein Unterschied der Umgebungsdrücke  $p_0$  zu erwähnen, der ein Mitgrund sein kann. Dieser Anteil ist bei hochlastigen Punkten vernachlässigbar, kann sich aber in schwachlastigen Punkten erkennbar zeigen. Für den Lastpunkt 850/1 ist zu erwähnen, dass der Verbrauch gar nicht vergleichbar ist. Denn der Motor konnte in diesem Punkt bei der niedrigen Drehzahl und Temperatur unter anderem den effektiven Mitteldruck nicht exakt einregeln, was zu einer nicht reproduzierbaren Erhebung des spezifischen Verbrauchs  $b_e$  führte. Bei den Reproduzierungsmessungen ist ein Unterschied im Spülgefälle zu sehen, was auf ein nicht kontinuierliches Dichtverhalten der Regelklappe schließen lässt. Dieser Effekt ist im kalten Motorbetrieb allgemein bei niedriglastigen Punkten zu beobachten.

**Tabelle 6.7:** Applikationsänderung in der Teillast- $t_{WE}=40^\circ\text{C}$ 

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ $^\circ\text{C}$	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{\text{Rail}}$ bar	SB $^\circ\text{KWv.O.T}$	$t_{\text{Pi11}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pi11}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{Pi12}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pi12}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{POI}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{POI}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
850	1	40	1000	20	300	-0,6	380	2,	1005	1	0	0
1250	3	40	1056	57	488	0,9	296	2,7	1000	1,3	0	0
1500	4	40	1144	59	600	1	253	2,7	400	1,5	0	0
1750	6	40	1350	53	655	2,5	248	2,1	310	1,5	-558	3,5
2000	1,5	40	1145	30	593	0	247	2,3	300	1	0	0

**Tabelle 6.8:** Vergleich Kolbenmulde „Basis“ und „Option 3“ bei  $t_{WE}=40^\circ\text{C}$ 

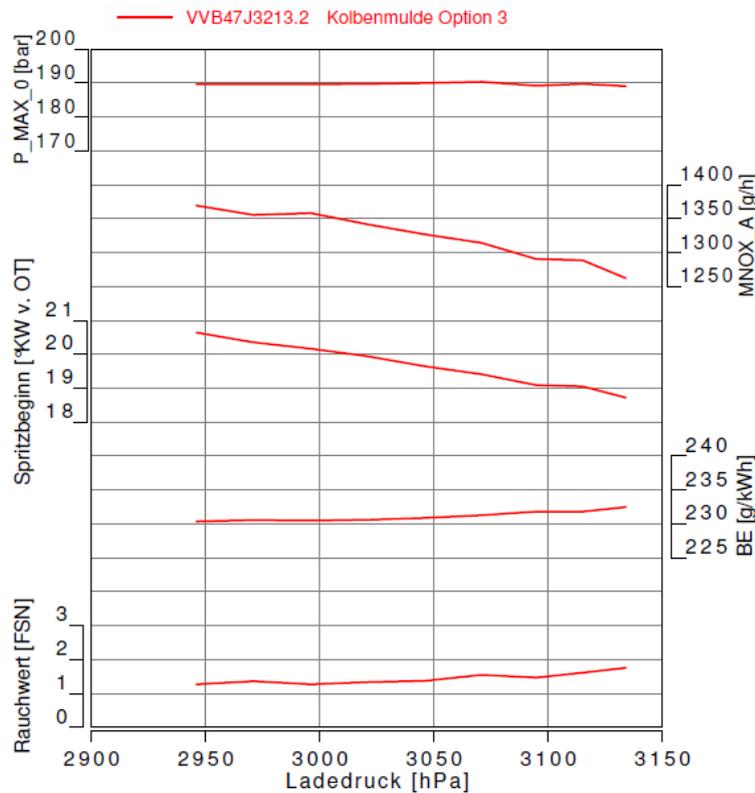
$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	Kolbenmulde	$b_e$ g/(kWh)	$\dot{m}_{\text{Ruß}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{CO}}$ g/h	$\dot{m}_{\text{HC}}$ g/h	CNL dB	$\dot{m}_{\text{NO}_x}$ g/h
850	1	Basis	439,6	0,2	16,5	3,3	71,1	4
		Opt3	453,6	0,2	26,9	5,2	68,6	
		$\Delta\%$	3,2	0,0	63,0	57,6	$\Delta$	-2,5
1250	3	Basis	267,3	1,3	30,2	4,7	79,2	4
		Opt3	271	0,5	35,6	6,2	77,2	
		$\Delta\%$	1,4	-61,5	17,9	31,9	$\Delta$	-2,0
1500	4	Basis	250,9	2,6	25,2	4	83,4	8
		Opt3	252,1	0,9	22,2	4,3	82,1	
		$\Delta\%$	0,5	-65,4	-11,9	7,5	$\Delta$	-1,3
1750	6	Basis	229,3	4,3	35,8	5,8	85,4	9,8
		Opt3	230,4	2,8	25,8	4,3	85,7	
		$\Delta\%$	0,5	-34,9	-27,9	-25,9	$\Delta$	0,3
2000	1,5	Basis	384	1,7	66,8	9,7	82,1	6,6
		Opt3	387,4	0,6	47	8,7	79,3	
		$\Delta\%$	0,9	-64,7	-29,6	-10,3	$\Delta$	-2,8

## 6.3 Volllast

Neben den Teillastpunkten wurde auch das Potential an der Volllast genauer betrachtet. Mit gleicher Applikation wie in der Basis konnte jedoch kein nennenswerter Vorteil bezüglich Verbrauch, Emissionen bzw. Nennleistung erzielt werden. Auffallend ist bei identen Einstellungen die unerwartet höhere Abgastemperatur  $T_{31}$  gegenüber der Basis, trotz gesenktem  $\varepsilon$ . Diese hat zur Folge, dass im Nennleistungspunkt keine Möglichkeit zur Leistungssteigerung vorhanden ist, im Gegenteil dies bewirkt bei gleicher Abgasgrenztemperatur eine Leistungsminderung. Hier ist jedoch die große Empfindlichkeit des Temperaturfühlers an der Messstelle 31 zu erwähnen. Der Fühler kann im Laufe des Motorbetriebs von seiner Messposition abweichen. Bereits kleine Verschiebungen können merkbare Temperaturunterschiede verursachen. Während der Untersuchungen musste der Temperaturfühler  $T_{31}$  aufgrund eines Defektes getauscht werden, dies beeinträchtigt die Reproduzierbarkeit. Aus diesem Grund ist hier zur Plausibilisierung auch auf die Temperatur  $T_{40}$  zu achten. Bei gleichen Einstellparametern weist auch  $T_{40}$  einen erhöhten Wert auf.

Zur Optimierung an den Volllastpunkten wurden bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  und  $1500 \text{ min}^{-1}$  der Spritzbeginn und unabhängig davon auch der Raildruck variiert. Die getroffenen Optimierungen betreffen die Verstellung des Einspritzbeginns im Volllastpunkt bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  von  $1,4^\circ\text{KW}$  vor OT auf später, nämlich direkt an den oberen Totpunkt. Im Raildruck ist kein nennenswertes Potential zu erkennen. Bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  soll bei Erhöhung des Raildrucks eine Frühverstellung des Spritzbeginns realisiert werden. Der Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung weist jedoch einen starken Einfluss auf den Zylinderspitzen- druck auf, was dazu führt, dass bei der gewünschten Einstellung beinahe der Grenzwert von 190 bar erreicht wird. Deswegen wurde der Raildruck nur bis 1500 bar angehoben und der Spritzbeginn soweit nach vor gerückt, dass sich der gleiche Zylinderspitzen- druck wie in der Basis einstellt. Bei der Einstelloptimierung des Nennleistungspunktes bei  $4400 \text{ min}^{-1}$  wurde während konstant halten des Spitzendrucks bei 190 bar der Ladedruck und Spritzbeginn gleichzeitig verstellt. Bei gleicher Ladedruckeinstellung von 3050 mbar kann der Spritzbeginn um  $3,3^\circ\text{KW}$  früher als in der Basis gestellt werden, damit der maximale Spitzendruck von 190 bar im Nennleistungspunkt erreicht wird, Abbildung 6.27.

Die offenen Lastschnitte, Abbildungen 6.28 und 6.29, zeigen jedoch keine signifikanten Vorteile im Ruß und spezifischen Verbrauch bezogen auf die Basismulde. Es ist auch anzumerken dass im Nennleistungspunkt die Temperatur  $T_{31}$  trotz Absenkung durch die Einstelloptimierung weiterhin höher liegt als beim Basiskolben. Der  $T_{31}$ -Unterschied beträgt etwa  $10^\circ\text{C}$  und die  $\text{NO}_x$ -Werte sind höher als in der Basisreferenz. Die Temperatur  $T_{40}$  zeigt nach der Einstelländerung jedoch ein ähnliches Niveau wie die Basismessung, was auf ein neutrales Leistungsverhalten bei gleicher Abgastemperatur schließen lässt. Der Temperaturvergleich von  $T_{31}$  und  $T_{40}$  ist in Abbildung 6.30 ersichtlich. Bei den Untersuchungen am OL-Motor war die Abgastemperatur um etwa  $30^\circ\text{C}$  geringer und



**Bild 6.27:** Ladedruck- und Spritzbeginn-Variation bei konstant gehaltenem Spitzendruck im Nennleistungspunkt  $4400 \text{ min}^{-1}$

somit eine Leistungssteigerung von etwa 4 kW möglich. In Abbildung 6.31 ist ersichtlich, dass die Verbrennung mit Kolbenmulde „Option3“ früher beginnt. Dies ist aufgrund der früher gestellten Einspritzung um den Zylinderspitzenndruck der Basis-Variante auszunutzen. Trotz früher beginnenden Anstiegs des Heizverlaufs laufen die Kurven der beiden verschiedenen Kolben annähernd gleich aus. Somit dauert die Verbrennung bei der Mulde „Option 3“ länger. Des Weiteren steigt der Zylinderspitzenndruck bei der blauen Kurve steiler an, was ein lautereres Verbrennungsgeräusch verursacht.

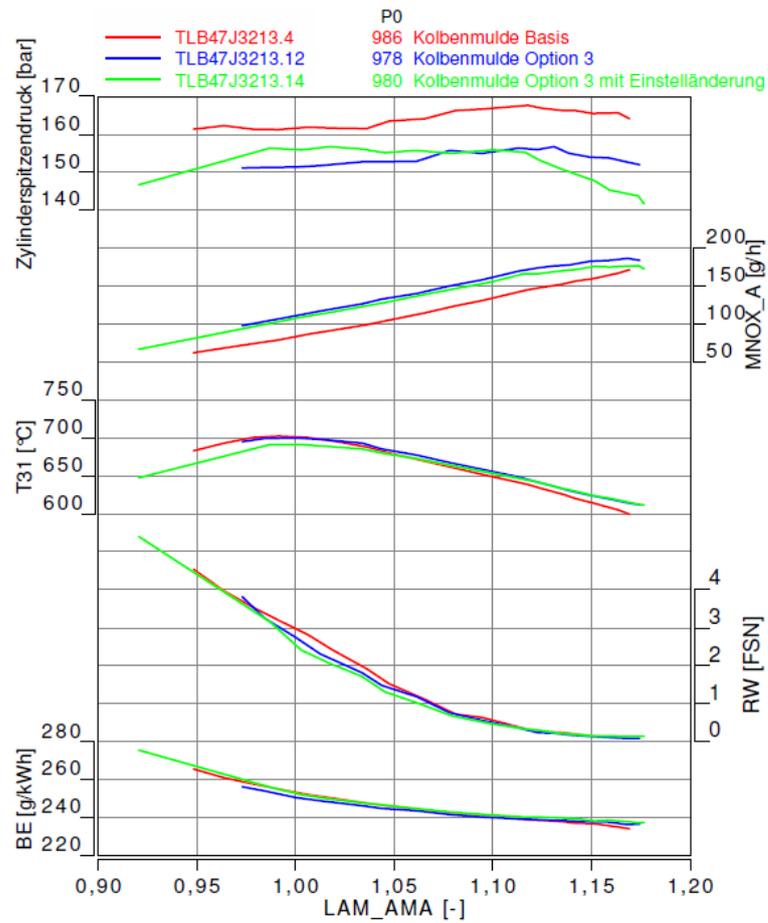


Bild 6.28: Vergleich Basis und Option 3 an der Volllast bei 1000 min<sup>-1</sup>

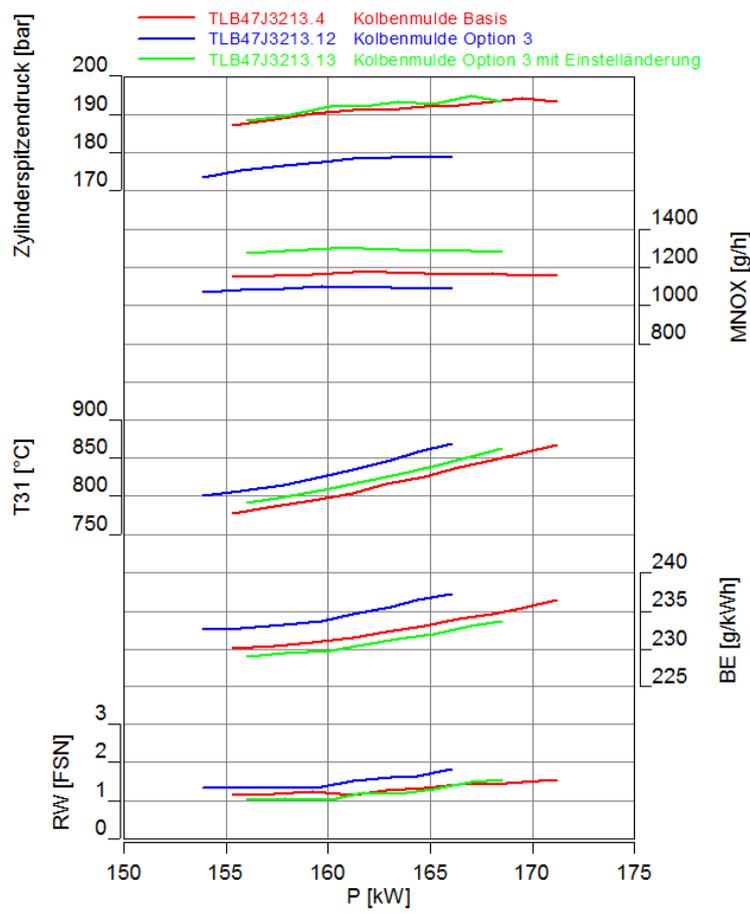


Bild 6.29: Vergleich Basis und Option 3 im Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$

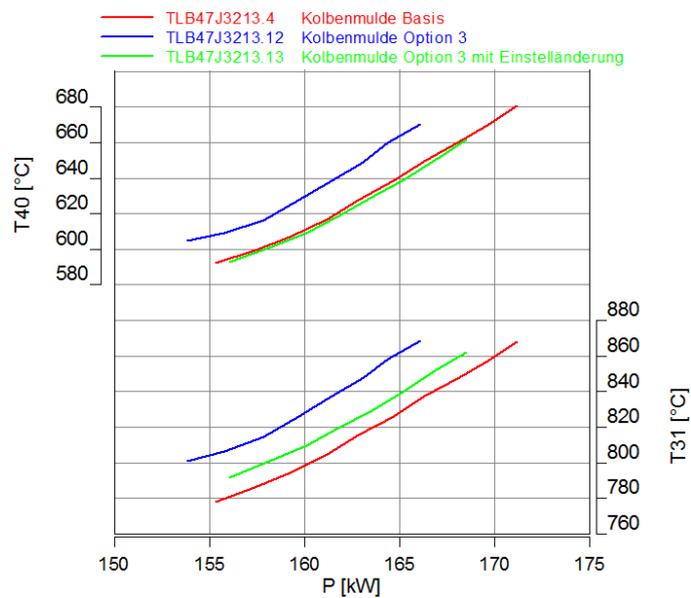


Bild 6.30: Unterschied Messstellen  $T_{31}$  und  $T_{40}$  im Nennleistungspunkt

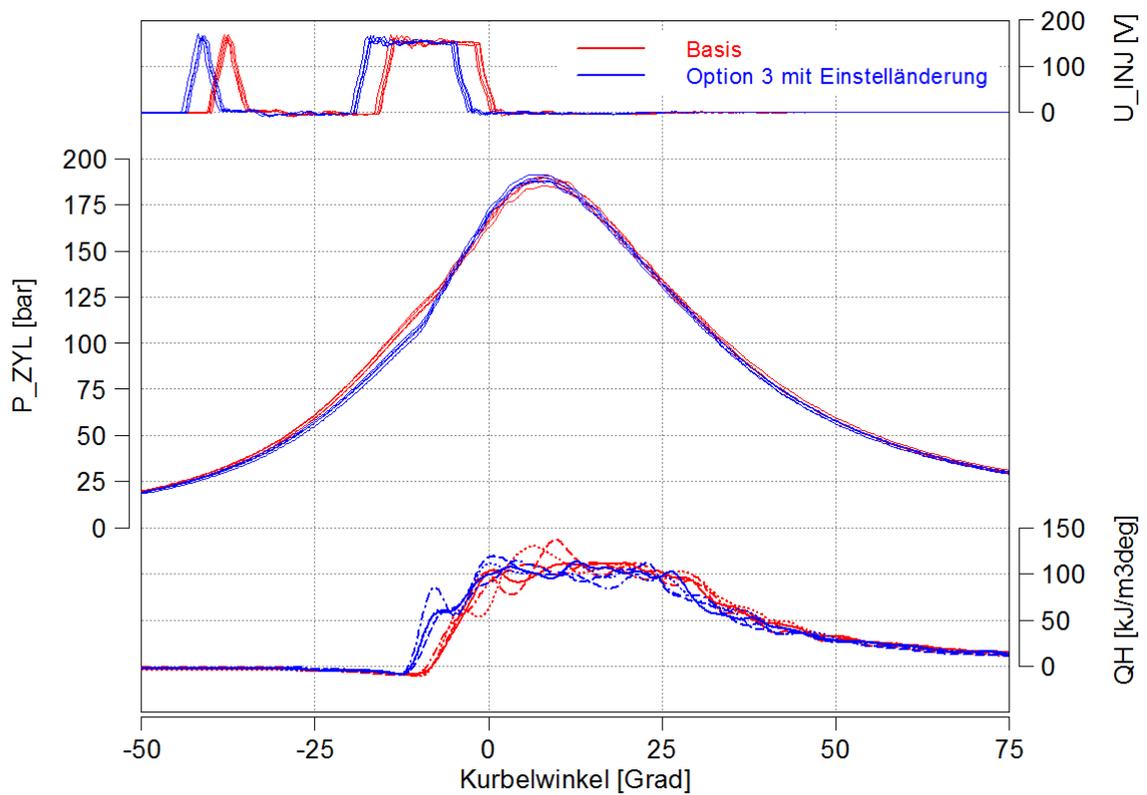
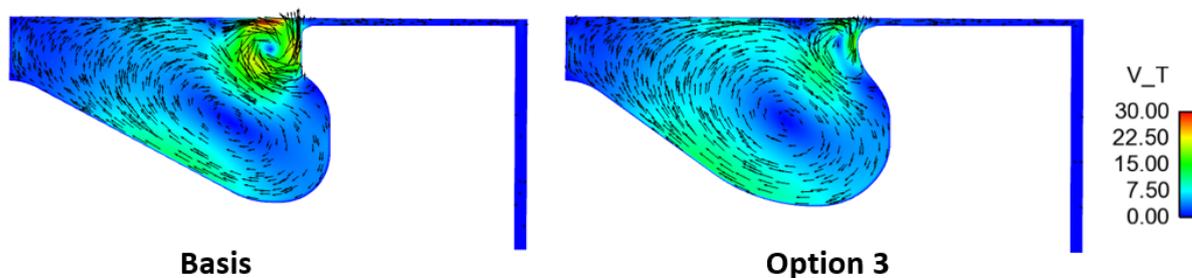


Bild 6.31: Vergleich von Heizverlauf, Zylinderdruck und Injektoransteuerung im Nennleistungspunkt bei  $4400 \text{ min}^{-1}$ , Basis zu Option 3 mit Einstelländerung

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Der stärker verrundete Kolbenmuldenrand und das gesenkte Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  um etwa eine Einheit, haben keinen erkenntlichen Einfluss auf die starke Empfindlichkeit des Düsenvorstandes am TOP-Motor. Weiterhin zeigen hier hochlastige Punkte enorme Emissionsunterschiede bei Dichtscheibenänderungen in 0,5 mm-Schritten. Allgemein ist festzustellen, dass ein gemindert  $\varepsilon$  den Zündverzug erhöht. Durch getroffene Änderungen in der Applikation, wie der Verstellung des Spritzbeginns, konnte dem teilweise entgegen gewirkt werden. Wie aus den Messungen aus obigen Kapiteln hervorgeht, zeigt die Kolbenmuldenvariante „Option 3“ kein besseres Nennleistungsverhalten gegenüber der Basismulde. Es besteht die Möglichkeit, dass durch die geänderten Strömungsverhältnisse anhand der Verrundung des Muldeneinzugs, die Strahlaufbrechung wesentlich schlechter von statten geht. Vermutlich bildet sich die Quetschströmung bei der Muldengeometrie „Option 3“ wesentlich anders aus als bei der scharfkantigen Basismulde und folgt beispielsweise stärker der Verrundung in Richtung Muldengrund. Näherer Aufschluss kann lediglich durch eine Simulation der Zylinderströmungen unter Berücksichtigung der Verbrennung gewonnen werden. Aufgrund der vorliegenden Ergebnisse der Kolbenmulde in einem einstufig aufgeladenen Vierzylindermotor der mittleren Leistungsstufe von BMW (OL-Motor) ist das Verhalten im Nennleistungspunkt entgegen den Erwartungen. Trotz geringerem  $\varepsilon$  liegt die Abgastemperatur nach getroffenen Einstelloptimierungen in den Volllastpunkten auf gleichem Niveau. Im Nennleistungspunkt ist  $T_{31}$  sogar höher und die Differenz beträgt etwa 10 °C. Im Vergleich dazu konnte beim OL-Motor  $T_{31}$  um etwa 30 °C gesenkt werden, was nicht nur ein Potential für leistungssteigernde Einstellungen birgt, sondern auch der  $\text{NO}_x$ -Bildungsmechanismus ist bei niedrigeren Temperaturen wesentlich geringer und verbessert somit den Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Off. Ursachen dafür sind prinzipiell in den Differenzen der beiden Motoren zu suchen. Neben dem Unterschied im Luft- bzw. Abgaspfad aufgrund der zweistufigen Aufladung, weist der TOP-Motor gegenüber dem OL-Motor eine wesentlich andere Einspritzhydraulik auf. Im TOP-Motor ist im Gegensatz zum leistungsschwächeren Motor ein Piezo-Injektor verbaut. Der Piezo-Injektor mit 7-Loch-Düse und einem hydraulischen Durchfluss von  $Q_h=420 \text{ cm}^3/30\text{s}$  wird mit einer anderen Einspritzapplikation als die 8-Loch-Düse mit  $Q_h=360 \text{ cm}^3/30\text{s}$  des OL-Motors betrieben. Vermutlich wird durch die Kolbenmulde „Option 3“ wesentlich weniger Turbulenz in Regionen des Kraftstoffstrahls erzeugt und dies wirkt sich durch die größeren Kraftstofftropfen des TOP-Injektors negativ auf die Durchmischung bzw. Verbrennung aus. Eine Simulation der kalten Zylinderströmung im Nennleistungspunkt ohne Berücksichtigung der Verbrennung unterstreicht diese Theorie. Bild 7.1 zeigt im OT des Nennleistungspunk-

tes einen Vergleich der Zylinderinnenströmung. Hier ist im Bereich des scharfkantigen Muldenrandes eine ausgeprägtere Turbulenz als bei der Mulde „Option 3“ zu erkennen. Tatsächlich wäre zu diesem Zeitpunkt jedoch bereits die Verbrennung im Gange.



**Bild 7.1:** Strömungssimulation im Nennleistungspunkt ohne Berücksichtigung der Verbrennung

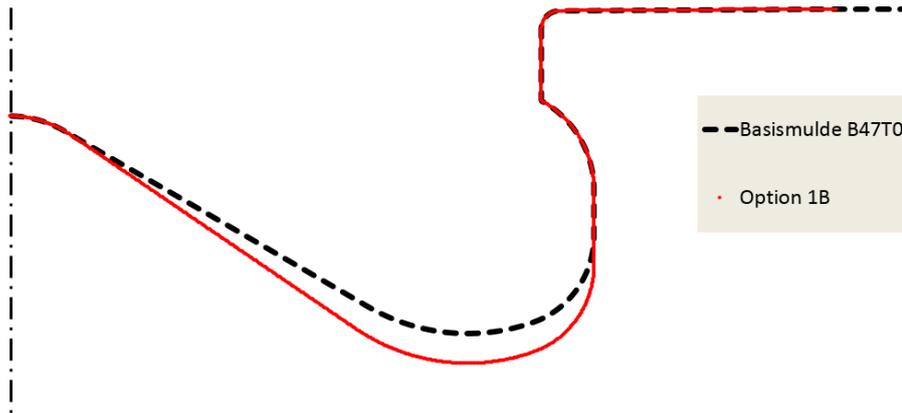
Die Frühstellung des Spritzbeginns bewirkte keinen positiven Effekt bezüglich Leistungssteigerung im Nennleistungspunkt. Dies zeigt, dass die Verbrennung mittels Piezo-Injektor bereits im Bereich des Optimums liegt und weitere Vorverlegung keine positive Wirkung mehr hat. Leistungsoptimierung könnte nur durch Anhebung des Ladedrucks erzielt werden.

In den Betriebspunkten der Teillast konnte teilweise ein sehr guter Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off festgestellt werden. Bei gleicher Applikation werden ohne AGR in jedem Lastpunkt geringere NO<sub>x</sub>-Emissionen gemessen. Folglich muss bei gleichgestellten NO<sub>x</sub>-Werten weniger Abgas rückgeführt werden wie in der Basis. Durch die neue Muldenform und den teilweise geminderten AGR-Raten entstehen größtenteils Rußvorteile von 50 % bis 70 %. Diese signifikanten Rußverbesserungen sind nach der Applikationsanpassung vor allem in niederlastigen Betriebspunkten, aber auch im Lastpunkt 2000/20 zu sehen. Teilweise sind diese Rußverbesserungen auf die bessere Durchmischung zurückzuführen, da die Pilotmenge nicht so stark brennt und so länger Zeit für eine Durchmischung zur Verfügung steht. Der Effekt einer erhöhten freien Strahllänge kann vernachlässigt werden, da sich der Muldendurchmesser am Strahlaufftreffpunkt nicht nennenswert ändert. Ausnahmen sind die Teillastpunkte 1250/9 und 1750/14 in denen sich die Rußemissionen um 12 % bzw. 27 % verschlechtern. Schwachlastig sind nach den Optimierungsschleifen noch HC- und CO-Nachteile vorhanden. Zu erwähnen sind auch die auffallend schlechteren Verbrauchswerte. Über die gemessenen Betriebspunkte ist der spezifische Verbrauch im Schnitt um etwa 1 % schlechter.

Im Gegensatz zum OL-Motor kann beim TOP-Motor die Kolbenvariante „Option 3“, durch den deutlichen Mehrverbrauch im gesamten Kennfeld, wie auch HC- und CO-

---

Einbußen in der Teillast und die neutralen Vollastergebnisse, nicht als Empfehlung ausgesprochen werden. Um der Vermutung des nachteiligen Verhaltens vom Piezo-Injektor in Kombination mit dem verrundeten Muldenrand nachzugehen wäre es sinnvoll als nächsten Schritt eine tiefere Kolbenmulde zu bewerten, die mit der gesenkten  $\varepsilon$ -Einheit, jedoch mit gleichem scharfkantigen Muldenrand wie der Basiskolben realisiert ist. Bild 7.2 zeigt diese Mulde im Vergleich mit dem Basiskolben.



**Bild 7.2:** Vergleich Basismulde und „Option 1B“



# Literaturverzeichnis

- [1] ACEA-European Automobile Manufacturers Association: „*Diesel Penetration*“, <http://www.acea.be> abgerufen im Juni 2015
- [2] Statistik Austria: „*Kfz-Neuzulassungen Jänner bis Dezember 2014*“, <http://www.statistik.at> abgerufen im Juni 2015
- [3] Merker, G.P., Teichmann, R.: „*Grundlagen Verbrennungsmotoren*“, Springer Vieweg, 7. Auflage, 2014
- [4] Wimmer Andreas: *Skriptum „Thermodynamik des Verbrennungsmotors“*, LV-Nr.: 313.085, TU Graz, 2012
- [5] Eichelseder Helmut: *Skriptum „Verbrennungskraftmaschinen- Vertiefte Ausbildung“*, LV-Nr.: 313.008, TU Graz, 2012
- [6] Sams Theodor: *Skriptum: „Schadstoffbildung und Emissionsminimierung bei Kfz Teil I“*, LV-Nr.: 313.170, TU Graz, 2010
- [7] Pischinger R., Klell M., Sams Th.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*“, Springer Wien NewYork, 3. Auflage, 2009
- [8] van Basshuysen R., Schäfer F.: „*Handbuch Verbrennungsmotor*“, Springer Vieweg, 7. Auflage, 2014
- [9] Mollenhauer K, Tschöke H.: „*Handbuch Dieselmotoren*“, Springer-Verlag, 3. Auflage, 2007
- [10] Körfer T., Bick W., Schnorbus T., Holderbaum B., Pieper M., Miccio M., Graziano B., Heuser B.: „*Konstruktive Umsetzung und thermodynamisches Potential eines variablen Verdichtungsverhältnisses für moderne Dieselmotoren*“, 35. Internationales Wiener Motorensymposium, 2014
- [11] Tomoda T., Ohki H., Koyama T., Fujiwara K.: „*Verbesserung der Dieselverbrennung bei ultra-niedriger Verdichtung*“, 19. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2010
- [12] Brauer, M., Pohlke, R., Beier, H., Severin, Ch., Oetjens, H., Schramm, Ch., Diezemann, M., Hielscher, K.: „*Variable Verdichtung am Dieselmotor - Anwendungspotenziale und Herausforderungen*“, 7. Fachtagung Emission Control, Dresden, 2014

- [13] Sakono T., Nakai E., Kataoka M., Takamatsu H., Terazawa Y.: „*MAZDA SKYACTIV-D 2.2L Diesel Engine*“, 20. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2011
- [14] Reif K.(Hrsg.): „*Dieselmotor-Management*“, Springer Vieweg, 2012
- [15] Köhler E., Flierl R.: „*Verbrennungsmotoren*“, Vieweg+Teubner, 6.Auflage 2011
- [16] Nakatani K., Hashizume T., Ogawa T., Nishida K., Tomoda T.: „*Toyota's Innovative High Efficiency Diesel Combustion Concept*“, 23. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2014
- [17] Noritsugu I., Seiji M., Yano T., Miyake T.: „*Der Neue 1,6-l-Dieselmotor von Honda*“, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 03/2014
- [18] Shinohara Y., Takeuchi K., Herrmann O.E., Laumen H.J.: „*Common-Rail-Einspritzsystem mit 3000 bar*“, MTZ-Motortechnische Zeitschrift, 01/2011
- [19] MAHLE GmbH (Hrsg.): „*Kolben und motorische Erprobung*“, Vieweg+Teubner Verlag, 2011
- [20] BMW Service: „*Technische Qualifizierung - Produktinformation B47 Top Motor*“, BMW Schulungsunterlagen
- [21] Datenblatt-Bosch Mobility Solutions: „*Diesel Systems:Common Rail Systeme CRS3 mit 2000 bis 2500 bar und Piezo-Injektoren*“, [http://produkte.bosch-mobility-solutions.de/specials/de/crs/pdf/CRS\\_3\\_25\\_de.pdf](http://produkte.bosch-mobility-solutions.de/specials/de/crs/pdf/CRS_3_25_de.pdf), abgerufen im September 2015

# Anhang

## A Applikation Basis und „Option 3“ Teillast- $t_{WE}$ von 95 °C

Tabelle A.1: Basis-Applikationseinstellung

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ °C	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{Rail}$ bar	SB °KWv.OT	$t_{Pi11}$ $\mu\text{s}$	$m_{Pi11}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{Pi12}$ $\mu\text{s}$	$m_{Pi12}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{POI}$ $\mu\text{s}$	$m_{POI}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
1000	6	95	1115	55	547	0,4	295	2,35	354	1,45	0	0
1250	3	95	1055	40	551	-0,9	295	2,6	354	1,75	0	0
1250	9	95	1473	20	803	1	300	1,6	358	1,45	-725	2
1500	4	95	1137	55	631	0,2	245	2,7	356	1,8	0	0
1750	6	95	1385	51	781	1	260	1,9	357	1,7	-559	2,5
1750	14	95	2264	4,3	1060	4,5	960	0,8	-	0	-862	2,5
2000	1,5	95	1151	40	650	1,3	250	1,9	355	1,5	0	0
2000	11	95	2126	20	1161	3,7	300	1	312	1	-680	3
2000	20	95	2757	0	1368	5,5	985	1	-	0	0	0
2750	8	95	1967	33	1149	7	1130	1,1	-	0	-565	3
3000	14	95	2396	0	1432	10,7	800	1	-	0	0	0

Tabelle A.2: optimierte Applikation

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ °C	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{Rail}$ bar	SB °KWv.OT	$t_{Pi11}$ $\mu\text{s}$	$m_{Pi11}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{Pi12}$ $\mu\text{s}$	$m_{Pi12}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{POI}$ $\mu\text{s}$	$m_{POI}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
1000	6	95	1095	60	600	0,4	295	2,35	354	1,45	0	0
1250	3	95	1055	60	450	1	350	2,6	354	2	0	0
1250	9	95	1473	20	803	1	300	1,6	358	1,45	0	0
1500	4	95	1137	65	631	1,5	245	3	356	1,8	0	0
1750	6	95	1385	51	781	3	375	1,9	357	1,7	-850/0	2,5/0
1750	14	95	2264	4,3	1020	4,5	960	0,8	-	0	0	0
2000	1,5	95	1151	30	600	1,3	250	2,5	355	1,5	0	0
2000	11	95	2126	40	1161	3,7	300	1	312	1	0	0
2000	20	95	2860	0	1368	5,5	580	1	-	0	0	0
2750	8	95	1967	50	1149	9	980	1,1	-	0	-530/0	3/0
3000	14	95	2500	0	1432	10,7	600	1	-	0	0	0

## B Applikation Basis und „Option 3“ Teillast- $t_{WE}$ von 40 °C

Tabelle B.1: Basis-Applikation

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ °C	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{\text{Rail}}$ bar	SB °KWv.OT	$t_{\text{Pil1}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pil1}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{Pil2}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pil2}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{POI}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{POI}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
850	1	40	1000	20	348	-0,6	298	1,8,	1005	1,2	0	0
1250	3	40	1056	57	488	0,9	296	2,7	1000	2	0	0
1500	4	40	1144	59	540	0,23	253	2,7	1004	2,1	0	0
1750	6	40	1314	53	655	0,8	248	2,1	1004	2	-558	2,5
2000	1,5	40	1145	40	593	1,34	247	1,8	1003	1,6	0	0

Tabelle B.2: optimierte Applikation

$n$ $\text{min}^{-1}$	$p_e$ bar	$t_{WE}$ °C	$p_{22}$ mbar	DK %	$p_{\text{Rail}}$ bar	SB °KWv.OT	$t_{\text{Pil1}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pil1}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{Pil2}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{Pil2}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$	$t_{\text{POI}}$ $\mu\text{s}$	$m_{\text{POI}}$ $\frac{\text{mg}}{\text{Z}}$
850	1	40	1000	20	300	-0,6	380	2,	1005	1	0	0
1250	3	40	1056	57	488	0,9	296	2,7	1000	1,3	0	0
1500	4	40	1144	59	600	1	253	2,7	400	1,5	0	0
1750	6	40	1350	53	655	2,5	248	2,1	310	1,5	-558	3,5
2000	1,5	40	1145	30	593	0	247	2,3	300	1	0	0

## C Muldengeometrie „Option 3“

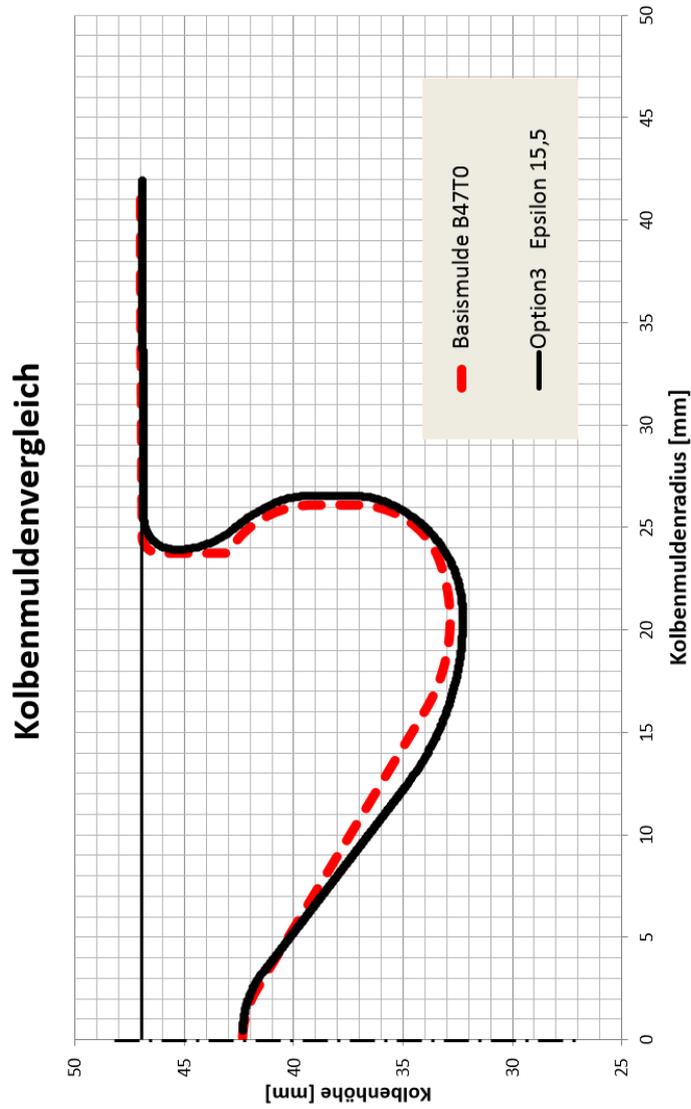


Bild C.1: Vergleich Muldengeometrie Basiskolben und der Muldenform „Option 3“