

# Untersuchung von alternativen Nockenprofilen für Dieselmotoren mit Ventiltriebsvariabilität



Diplomarbeit

eingereicht und verfasst von  
Robert Schörghuber

durchgeführt bei



BMW Motoren GmbH,  
4400 Steyr

unter der Betreuung von  
Univ.-Prof. Dr.techn. Helmut Eichlseder, TU Graz  
und  
Dr. Dieter Messner, BMW Motoren GmbH  
Dr. Peter Grabner, TU Graz

Steyr, Mai 2011



---

## Eidesstaatliche Erklärung

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

Steyr, im Mai 2011

.....  
Robert Schörghuber



---

## Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit bei BMW Motoren GmbH, Abteilung ZM-E-10 Vorentwicklung-Emissionskonzepte, in Zusammenarbeit mit dem Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU Graz, in der Zeit von November 2010 bis Mai 2011. Während dieser Zeit wurde ich von zahlreichen Personen tatkräftig unterstützt, wofür ich mich an dieser Stelle herzlich bedanken möchte.

Mein besonderer Dank gebührt Herrn Univ. Prof. Dr. techn. Helmut Eichlseder für die wissenschaftliche Betreuung dieser Arbeit. Herrn Dipl.-Ing. Dr. Peter Grabner danke ich herzlich für die umfangreiche Unterstützung seitens des Institutes für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik.

Ich möchte mich ganz besonders bei Herrn Dipl.-Ing. Dr. Dieter Messner und Herrn Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Brüne für die interessante Aufgabenstellung und für die hervorragende Betreuung seitens der BMW Motoren GmbH bedanken. Sie haben mir durch ihr entgegengebrachtes Vertrauen ein selbstständiges Arbeiten ermöglicht.

Des Weiteren danke ich allen Kollegen der Abteilung ZM-E-10 für die angenehme Arbeitsatmosphäre und für die wertvollen Anregungen und Diskussionen, die sehr bei der Durchführung der Versuche und der vorliegenden Ausarbeitung geholfen haben.

Ein besonderer Dank gilt Herrn Michael Eibenberger für seinen Einsatz und die hervorragende Zusammenarbeit bei der Durchführung der Versuche am Motorenprüfstand.

Ganz herzlich bedanke ich mich bei meinen Eltern Franz und Melitta für ihre Unterstützung während der gesamten Studienzeit.

Steyr, im Mai 2011

.....  
Robert Schörghuber



## Kurzfassung

Die weltweit immer strenger werdenden Gesetzgebungen hinsichtlich der Emissionierung von Straßenfahrzeugen stellen eine große Herausforderung für die gesamte Automobilindustrie dar. Die für die Einhaltung der geforderten Grenzwerte notwendige Abgasnachbehandlung erfordert einen beträchtlichen Aufwand an Herstellungs- und Entwicklungskosten. Zudem beeinflusst der Einsatz dieser Systeme den Kraftstoffverbrauch, ein möglichst guter Kompromiss zwischen Emissionen und Verbrauch muss gefunden werden. Eine Verbesserung dieses Kompromisses ist nur durch innermotorische Maßnahmen zur Verbrauchs- und Emissionsabsenkung erzielbar. Um eine führende Position im Wettbewerbsumfeld einnehmen zu können ist zudem eine Erhöhung der spezifischen Leistung wünschenswert, die eine weitere große Herausforderung für die Hersteller darstellt.

Die vorliegende Diplomarbeit befasst sich aus diesem Grund mit der Weiterentwicklung des bestehenden dieselmotorischen Brennverfahrens hinsichtlich Rohemissionen und Wirkungsgrad im Teillastbereich, sowie der Steigerung des Volllastpotentials. Im Speziellen wurde untersucht wie sich alternative Nockenprofile, in Kombination mit dem bestehenden Konzept der Einlasskanäle auf die Füllung, das Ladungsbewegungsniveau sowie auf die Ladungszusammensetzung auswirken. Diese Untersuchungen wurden an einem Reihensechszylinder Dieselmotor am stationären Motorprüfstand durchgeführt. Neben der Zylinderdruckindizierung wurde für die Bewertung des Ladungswechsels eine Niederdruckindizierung am dritten Zylinder eingesetzt.

Neben den Untersuchungen mit dem bestehenden Kanalkonzept wurde ein weiterentwickeltes Konzept in Kombination mit variablem Ventilhub untersucht. Ziel dieses Konzeptes ist eine Steuerung des Drallniveaus ohne Drallklappe und die damit verbundene Verringerung der Ladungswechselverluste im Teillastbereich, sowie eine Füllungserhöhung im Volllastbereich durch entdrosselte Einlasskanäle.

Des Weiteren wurde die Grundlage für eine eigene Ladungswechselanalyse geschaffen, die mittels bekannter Druckverläufe, getrennte Massenstromverläufe über die Einlassventile berechnet. Auch auslassseitig soll für zukünftige Anwendungen, eine getrennte Betrachtung der beiden Auslasskanäle ermöglicht werden.



## Abstract

The worldwide enhancing emission regulations represent a challenge for the car industry. To be in compliance with the regulations, the application of expensive exhaust gas aftertreatment systems becomes necessary. These systems may affect the fuel consumption in both directions, a well balanced compromise between emissions and efficiency should be provided. Only by decreasing the raw emissions and the fuel consumption of the engine, such a compromise can be achieved. Furthermore, the increase of the specific engine power is important for a leading position in the competitive environment, which is an additionally challenge for the engine development.

The aim of this diploma thesis was the further development of the diesel combustion system concerning raw emissions and efficiency at part load and the increase of full load potential. Special attention was paid on the influences of alternative cam profiles on cylinder charge, swirl intensity and charge consistency in combination with the conventional intake ports. The investigations were carried out on a six cylinder inline diesel engine at a stationary engine test bed. In addition to the conventional testing methods, a low pressure indication was applied for a detailed analysis of the gas exchange.

Furthermore, an alternative intake port concept in combination with variable valve lifts has been assessed. The aims of this concept are minimization of gas exchange losses at part load by controlling the swirl intensity without swirls flaps as well as maximization of the cylinder charge at full load.

In addition, a gas exchange analysis tool has been developed, which derives the two mass flows in the intake ports separately by the use of the indicated pressure curves. The computation of the exhaust gas mass flows has to be applicable in the future.



# Inhaltsverzeichnis

Eidesstaatliche Erklärung .....	I
Vorwort .....	II
Kurzfassung .....	III
Abstract .....	IV
Inhaltsverzeichnis .....	V
Abkürzungen .....	VII
Symbole .....	VIII
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Motivation .....	1
1.2 Ziele/Aufgabenstellung der Arbeit .....	2
<b>2 Dieselmotorische Grundlagen .....</b>	<b>3</b>
2.1 Dieselmotorisches Brennverfahren .....	3
2.1.1 Einspritzung .....	4
2.1.2 Gemischbildung .....	4
2.1.3 Zündverzug und Zündung .....	6
2.1.4 Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung .....	6
2.1.5 Beeinflussung durch Mehrfacheinspritzung .....	9
2.1.6 Beeinflussung durch Ladungsbewegung .....	10
2.1.7 Beeinflussung durch AGR .....	12
2.2 Schadstoffbildung bei dieselmotorischer Verbrennung .....	14
2.2.1 Kohlenmonoxid (CO) .....	16
2.2.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) .....	16
2.2.3 Stickoxide (NO <sub>x</sub> ) .....	17
2.2.4 Partikel, Ruß .....	18
2.2.5 Zielkonflikt Stickoxid – Ruß .....	19
2.3 Zielsetzungen verschiedener Motorbetriebsarten .....	20
2.3.1 Normalbetrieb .....	21
2.3.2 CSF-Regeneration .....	21
2.3.3 NSC-Regeneration .....	22
2.3.4 Warmlauf RHU .....	22



<b>3</b>	<b>Potentiale der Ventiltriebsvariabilität .....</b>	<b>23</b>
3.1	Potentialabschätzung einzelner Konzepte für dieselmotorische Anwendungen .....	25
3.1.1	<i>Variation des Einlassventil-Schließzeitpunktes (ES).....</i>	<i>25</i>
3.1.2	<i>Variation des Auslassventil-Öffnungszeitpunktes (AÖ).....</i>	<i>26</i>
3.1.3	<i>Variation der Phasenlagen .....</i>	<i>27</i>
3.1.4	<i>Mehrmaliges Ventilöffnen.....</i>	<i>29</i>
3.1.5	<i>Variation des maximalen Ventilhubes .....</i>	<i>30</i>
3.2	Parameter für Variabilitäten in der Ventilsteuerung hinsichtlich Umschaltsysteme .....	32
3.3	Auswahl untersuchter Konzepte anhand Analyse des Basisbrennverfahrens.....	34
3.3.1	<i>Kurze Einlassnockenwelle.....</i>	<i>34</i>
3.3.2	<i>Lange Einlassnockenwelle .....</i>	<i>38</i>
3.3.3	<i>Kurze Auslassnockenwelle.....</i>	<i>40</i>
3.3.4	<i>Kombination kurze Einlass- und kurze Auslassnockenwelle .....</i>	<i>42</i>
3.3.5	<i>Auslassnockenwelle mit Restgasnocke .....</i>	<i>43</i>
3.3.6	<i>Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub.....</i>	<i>45</i>
<b>4</b>	<b>Versuchs- und Auswertemethodik .....</b>	<b>49</b>
4.1	Versuchsaufbau.....	49
4.1.1	<i>Motor/Versuchsträger .....</i>	<i>49</i>
4.1.2	<i>Prüfstand und Messmethodik.....</i>	<i>54</i>
4.2	Versuchsprogramm .....	57
4.3	Analyse mittels Ladungswechselberechnung .....	60
4.3.1	<i>Berechnung der Massenverläufe .....</i>	<i>60</i>
4.3.2	<i>Matlab/Simulink–Simulation .....</i>	<i>63</i>
<b>5</b>	<b>Ergebnisse der Motorversuche und Potentiale der alternativen Nockenprofile .....</b>	<b>65</b>
5.1	Parametereinflüsse auf das Basisbrennverfahren .....	65
5.1.1	<i>Teillast .....</i>	<i>65</i>
5.1.2	<i>Vollast.....</i>	<i>72</i>
5.2	Potentialuntersuchung der alternativen Nockenprofile.....	78
5.2.1	<i>Kurze Ein- und Auslassnockenwelle .....</i>	<i>78</i>
5.2.2	<i>Lange Einlassnockenwelle .....</i>	<i>95</i>
5.2.3	<i>Auslassnockenwelle mit Restgasnocke .....</i>	<i>109</i>
5.2.4	<i>Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub.....</i>	<i>114</i>
<b>6</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick.....</b>	<b>125</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>127</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>129</b>
A.	Kurze Ein- und Auslassnockenwelle .....	129
B.	Lange Einlassnockenwelle .....	140
C.	Auslassnockenwelle mit Restgasnocke .....	151
D.	Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub.....	159



## Abkürzungen

AGD	Ansauggeräuschkämpfer
AGR	Abgasrückführung
AMA	Abgas-Analysegerät
ANW	Auslassnockenwelle
AÖ	Auslassventil-Öffnungszeitpunkt
AS	Auslassventil-Schließzeitpunkt
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen - List
CSF	Catalytic Soot Filter, Oxidationskatalysator und Partikelfilter
DDE	Digitale Diesel Elektronik
DOC	Diesel Oxidation Catalyst, Oxidationskatalysator
DI	Direkteinspritzung
ENW	Einlassnockenwelle
EÖ	Einlassventil-Öffnungszeitpunkt
ES	Einlassventil-Schließzeitpunkt
ESD	Endschalldämpfer
HFM	Heißfilm-Luftmassenmesser
HH	Hilfshub
N57D	BMW Sechszylinder-Dieselmotorbaureihe
NSC	NO <sub>x</sub> -Storage Catalyst, NO <sub>x</sub> -Speicherkat
NW	Nockenwelle
OPACI	Opazimeter
OT	oberer Totpunkt
PAK	polyzyklische Aromate
PST	Prüfstand
RHU	Rapid Heat Up, Aufheizstrategie
SDF	Sitzdrallfase
UT	unterer Totpunkt
VGT	Turbolader mit variabler Turbinengeometrie
VNT	Variable nozzle turbine, Bezeichnung eines VGT bei BMW
WRM	Wegrückmeldung
WSB	Wirbelstrombremse



## Symbole

$A_V$	maximaler Querschnitt, der von den Einlassventilen freigegeben wird
AI50%_0	50 %-Umsatzpunkt aus der Heizverlaufsberechnung, gemittelt über alle Zylinder
C	Kohlenstoff
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
$\Delta p$	Druckdifferenz in x-Richtung
$\Delta x$	Streckenabschnitt in x-Richtung
EM	Einspritzmenge
EM_MIT	gravimetrisch ermittelte Einspritzmenge
ETA_E	effektiver Wirkungsgrad
$f_x^b$	Raumkraft in x-Richtung
H <sub>2</sub> O	Wasser
HC	unverbrannte Kohlenwasserstoffe
$\kappa$	Isentropenexponent
KW	Kurbelwinkel
$\lambda$	Luft-Brennstoffverhältnis
LAM_AMA	Luft-Brennstoffverhältnis aus Abgasanalyse
m	Massenstrom
M	Drehmoment
MNOX_A	Masse der Stickoxide im Abgas
MZf	Zylindermasse mit Berücksichtigung der Luftfeuchte
$\mu$	Durchflusszahl
$\mu$	dynamische Viskosität
n, N	Drehzahl
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NO	Stickstoffmonoxid
NO <sub>2</sub>	Stickstoffdioxid
NO <sub>x</sub>	Stickoxide
NOISEZKG	Körperschall verursacht durch die Verbrennung
N_ATL	Drehzahl der Turboladerwelle
O <sub>2</sub>	Sauerstoff
P	Leistung
p, P	Druck
p <sub>0</sub> , P0	Umgebungsdruck
p <sub>10</sub> , P10	Druck vor Verdichter des Turboladers
p <sub>20</sub> , P20	Druck nach Verdichter des Turboladers
p <sub>21</sub> , P21	Druck nach Ladeluftkühler
p <sub>22</sub> , P22	Druck im Saugrohr
p <sub>31</sub> , P31	Druck vor Turbine des Turboladers
p <sub>40</sub> , P40	Druck nach Turbine des Turboladers
P22_ABS	Absolutdruck im Saugrohr
P31_ABS	Absolutdruck vor Turbine des Turboladers
P_AK_3	indizierter Druck in der Auspuffkrümmerflut des dritten Zylinders
p_max	Spitzendruck
P_SPI_3	indizierter Druck im Spiralkanal des dritten Zylinders
P_TAN_3	indizierter Druck im Tangentialkanal des dritten Zylinders
P_ZYL_i	indizierter Zylinderdruck



---

$p_e, P_E$	effektiver Mitteldruck
$PI_H$	indizierter Mitteldruck des Hochdruckteils
$PI_L$	indizierter Mitteldruck des Niederdruckteils
$\phi_{MI}$	Winkellage des Einspritzzeitpunktes der Hauptmenge zum oberen Totpunkt
$p_K/p$	kritisches Druckverhältnis
$P_{\text{sensor}}$	mittels Niederdruckindizierung gemessener Druck
$P_{\text{total}}$	Totaldruck
$R$	Spezifische Gaskonstante von Luft
$\rho$	Dichte
$S_{415\_FSN}$	Rauchzahl nach Bosch
$\sigma$	Versperrungsziffer
$t$	Zeit
$T$	Temperatur
$T_0, T_0$	Temperatur der angesaugten Verbrennungsluft
$T_{10}, T_{10}$	Temperatur vor Verdichter des Turboladers
$T_{20}, T_{20}$	Temperatur vor Verdichter des Turboladers
$T_{21}, T_{21}$	Temperatur nach Ladeluftkühler
$T_{21\_SOL}$	Soll-Temperatur nach Ladeluftkühler der Prüfstandsregelung
$T_{22}, T_{22}$	Temperatur im Saugrohr
$T_{31}, T_{31}$	Temperatur vor Turbine des Turboladers
$T_{40}, T_{40}$	Temperatur nach Turbine des Turboladers
$TWA$	Kühlwasser-Austrittstemperatur
$TZ_i$	Verbrennungsgastemperaturen je Zylinder
$TvCSF$	Temperatur vor dem Partikelfilter
$u$	Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung
$VS_{wVlv}$	Drallklappenstellung
$\omega_K$	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle
$\omega_D$	Winkelgeschwindigkeit des Dralls
$Z_D$	Drallzahl



# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Mobilität ist eine Voraussetzung für den menschlichen Wohlstand, sei es für Transport von Waren und Gütern oder für den Bedarf der Unabhängigkeit eines einzelnen. Das Kraftfahrzeug erfüllt die individuellen Anforderungen an Mobilität aufgrund seiner örtlich und zeitlich weitgehend unabhängigen Verfügbarkeit sehr gut - seit nunmehr 125 Jahren ist das Kraftfahrzeug ein fester Bestandteil im Straßenverkehr. Der Verbrennungsmotor konnte sich dabei bereits in frühen Jahren der Automobilgeschichte als Antriebsquelle durchsetzen. Die erzielbare Reichweite aufgrund der Energiedichte und der einfachen Speicherefähigkeit fossiler Kraftstoffe, begründet damals wie heute den Vorteil gegenüber anderen Antriebsquellen. Demgegenüber stehen die Schadstoffe, die bei der motorischen Verbrennung entstehen.

Trotz des enormen technologischen Fortschritts hinsichtlich Minimierung der Fahrzeugemissionen seit Anbeginn der Verbrennungsmotorenentwicklung, sind die bei der motorischen Verbrennung entstehenden Schadstoffe problematisch, vor allem wegen des weltweit steigenden Fahrzeugbestands. Strenger werdenden Vorschriften hinsichtlich des Schadstoffausstoßes sind unumgänglich und stellen eine große Herausforderung für die Fahrzeughersteller dar. Die Erfüllung der Grenzwerte ist mit einem hohen Aufwand an Technologien und Kosten verbunden, weshalb eine wirtschaftliche Kombination aus Absenkung der Rohemissionen und Aufwand der Nachbehandlung der Abgase gefunden werden muss. Deutliche Auswirkungen auf die Umwelt sind auch in Form des Treibhauseffektes zu spüren, die Senkung des Kraftstoffverbrauchs und die damit verbundene Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen ist ein weiteres wichtiges Entwicklungsziel.

Neben der Minimierung der Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs ist die Steigerung des Leistungspotentials und der Komforteigenschaften wie Motorakustik und Laufruhe von großem Interesse, um die Spitzenstellung des Verbrennungsmotors als Kraftfahrzeugantriebsquelle weiterhin sicherzustellen.

## 1.2 Ziele/Aufgabenstellung der Arbeit

Mit der Einführung einer Ventiltriebsvariabilität ist es möglich, gezielt den Ladungswechsel zu beeinflussen. Als Optimierungsziele werden die Minimierung der Ladungswechselerarbeit, die Steigerung der Zylinderfüllung sowie die Steuerung des Ladungsbewegungsniveaus definiert. Damit sollen Vorteile hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades, der Rohemissionen und des Akustikverhaltens im Teillastbereich erzielt werden, sowie das Drehmoment- und die Maximalleistung bei Vollast gesteigert werden. Eine weitere Anwendungsmöglichkeit der Ventiltriebsvariabilität ist die Steuerung des internen Restgasanteils. Die bei Erhöhung der inneren AGR-Rate auftretende Steigerung der Ladungs-, Verbrennungs- und Abgastemperatur soll Vorteile hinsichtlich der Verbrennungsstabilität erzielen, sowie eine Alternative zur Abgastemperatursteigerung mittels Nacheinspritzungen bieten.

Die Aufgabenstellung für die vorliegende Arbeit ist somit eine Abschätzung des Potentials von Variabilitäten im Ventiltrieb für einen Pkw-Dieselmotor. Eine mögliche Realisierung der Ventiltriebsvariabilität mittels eines Umschaltsystems zwischen mehreren Nockenvarianten soll dabei zugrunde gelegt werden. Diesbezüglich muss eine Eingrenzung der möglichen Variabilitäten hinsichtlich des meist bietenden Potentials in einem weiten Kennfeldbereich gemacht werden. Im Speziellen soll untersucht werden wie sich die alternativen Nockenprofile, auf die Füllung, das Ladungsbewegungsniveau und Ladungszusammensetzung sowie die Verbrennung auswirken. Neben den Untersuchungen mit dem bestehenden Brennverfahren soll ein weiterentwickeltes Konzept beurteilt werden, welches die Steuerung des Drallniveaus mittels variablen Ventilhubes darstellt.

Die Beurteilung der ausgewählten Sondernockenformen erfolgt an definierten Betriebspunkten, die charakteristische Lastpunkte in unterschiedlichen gesetzlich vorgeschriebenen Emissionszyklen sowie auch den Kundenbetrieb repräsentieren. Ein stationär betriebener Motorprüfstand steht für die Motorenversuche zur Verfügung. Neben der konventionellen Prüfstandsmesstechnik, wird für eine genaue Analyse des Ladungswechsels eine Niederdruckindizierung in den Ein- und Auslasskanälen des dritten Zylinders eingesetzt.

Des Weiteren soll eine Grundlage für eine Ladungswechselanalyse geschaffen werden, die mittels der aus der Niederdruckindizierung bekannten Druckverläufe, getrennte Massenstromverläufe über die Einlassventile berechnet. Auch auslassseitig soll für zukünftige Anwendungen, eine getrennte Betrachtung der beiden Auslasskanäle ermöglicht werden.

---

## 2 Dieselmotorische Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen konventioneller Dieselmotoren besprochen. Für die anschließende Analyse der Versuchsreihen werden hier die Themen Brennverfahren und Emissionsverhalten behandelt um wichtige Grundlagen zur Thematik zu vermitteln.

### 2.1 Dieselmotorisches Brennverfahren

Das Prinzip des Dieselmotors beruht im Wesentlichen auf der Selbstzündung des Kraftstoffes in einem abgeschlossenen Brennraum. Charakteristisch dabei ist die innere Gemischbildung, das heißt der Kraftstoff wird direkt in den Hauptbrennraum (direkte Einspritzung) oder in eine Vor- bzw. Wirbelkammer (indirekte Einspritzung) eingespritzt und bildet mit der verdichteten Zylinderladung (Frischlufte und rückgeführtes Abgas) ein inhomogenes Gemisch, welches sich unter dem im Brennraum herrschenden Zustand selbst entzündet. Die dafür notwendigen Bedingungen (hoher Druck und hohe Temperatur) werden durch ein hohes Verdichtungsverhältnis, sowie in der Warmlaufphase zusätzlich durch den Einsatz von Heizelementen (Glühkerzen) erreicht.

Die Regelung der Motorlast erfolgt durch die Menge der in den Zylinder eingebrachten Kraftstoffmasse (Qualitätsregelung). Dadurch ändert sich bei gegebener angesaugten Luftmasse die Zusammensetzung und somit der Heizwert des Luft-Kraftstoff-Gemisches, wobei der Dieselmotor im Allgemeinen mit Luftüberschuss betrieben wird. Aufgrund des hohen Verbrennungsluftverhältnisses und des hohen Verdichtungsverhältnisses ergeben sich ein guter thermodynamischer Wirkungsgrad und damit ein geringer Verbrauch (1).

Der Nachteil, der im Vergleich zum Ottomotor niedrigeren spezifischen Leistung (geringerer Gemischheizwert, niedrigere Drehzahl) kann durch Aufladung teilweise oder ganz kompensiert werden. Moderne PKW-Dieselmotoren arbeiten deshalb fast ausschließlich mit Abgasturboaufladung, für die Erzielung höchster spezifischer Leistungen ist diese z.T. auch mehrstufig ausgeführt (1).

Die Vorgänge Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung laufen beim Dieselmotor teilweise simultan ab.

## 2.1.1 Einspritzung

„Die Entwicklung des Dieselmotors ist untrennbar mit der Entwicklung der Einspritzanlage verbunden“ (2). Da für die Einspritzung und die Gemischbildung ein nur sehr kurzer Zeitraum von einigen Millisekunden zur Verfügung steht, sind die Anforderungen an das Einspritzsystem sehr hoch.

Das Dieseleinspritzsystem hat grundsätzlich folgende Aufgaben zu erfüllen (1):

- Kraftstoffförderung sowie Hochdruckerzeugung
- Zeitliche Steuerung der Einspritzung
- Genaue Dosierung und Verteilung der Einspritzmenge

Der Einspritzverlauf beeinflusst den nachfolgenden Verbrennungsverlauf maßgeblich (siehe auch: 2.1.5 Beeinflussung durch Mehrfacheinspritzung). Einspritzzeit, -menge, Anzahl der Einspritzungen pro Arbeitsspiel sind wichtige Parameter für Effizienz, Verbrennungsgeräusch und Emissionsverhalten; ein System mit möglichst vielen Freiheitsgraden zur Darstellung des gewünschten Einspritzverlaufs ist deshalb erwünscht.

Das weit verbreitete Speichereinspritzsystem (Common-Rail-System) zeichnet sich durch eine Entkoppelung der Druckerzeugung und der Einspritzung aus. Der Systemdruck wird in einer Radialkolben-Hochdruckpumpe erzeugt und ist innerhalb gewisser Grenzen frei wählbar. Durch den Hochdruckspeicher (Common-Rail) bleibt der Einspritzdruck während einer Einspritzung nahezu konstant. Die Vorgabe von Einspritzbeginn, Einspritzmenge und zum Teil auch Einspritzverlauf erfolgt durch elektronische Ansteuerung der Injektoren (Magnetventil od. Piezo-Aktoren) und erlaubt diesem Einspritzsystem ein Maximum an Freiheitsgraden in der Abstimmung (1), (2).

## 2.1.2 Gemischbildung

Der Gemischbildungsvorgang beginnt unmittelbar bei der Einleitung der Kraftstoffeinspritzung. Beim Öffnen der Düsennadel wird die im Kraftstoff gespeicherte Druckenergie in kinetische Energie und Verluste umgewandelt. Durch den hohen Einspritzdruck wird der Kraftstoff in der Düsenbohrung stark beschleunigt. Durch die daraus entstehende Kavitation und Turbulenz, wird der Kraftstoffstrahl beim Austritt erstmals aufgerissen (primärer Strahlzerfall) (3).

Aufgrund der hohen Relativgeschwindigkeit zur hochverdichteten Luft wirken auf die bereits gebildeten Tropfen hohe aerodynamische Kräfte, die einen weiteren Zerfall bewirken (sekundärer Strahlzerfall). Vor dem Verdampfen weisen die Tropfen eine Größe von 2 bis 50  $\mu\text{m}$  auf und besitzen, je nach Randbedingungen, eine typische statistische Verteilung (1), (3).

---

Durch Wärmeübergang von der hochverdichteten Luft beginnen die Tropfen zu verdampfen. Ein hoher Strahlimpuls und die daraus resultierende gute Vermischung mit der Luft begünstigen den Verdampfungsvorgang. Das Gemisch wird dabei, ausgehend von Düsenbohrung und Strahlachse, mit zunehmender Entfernung immer magerer.

In Abbildung 2-1 sind die beim Strahlzerfall auftretenden Mechanismen ersichtlich.

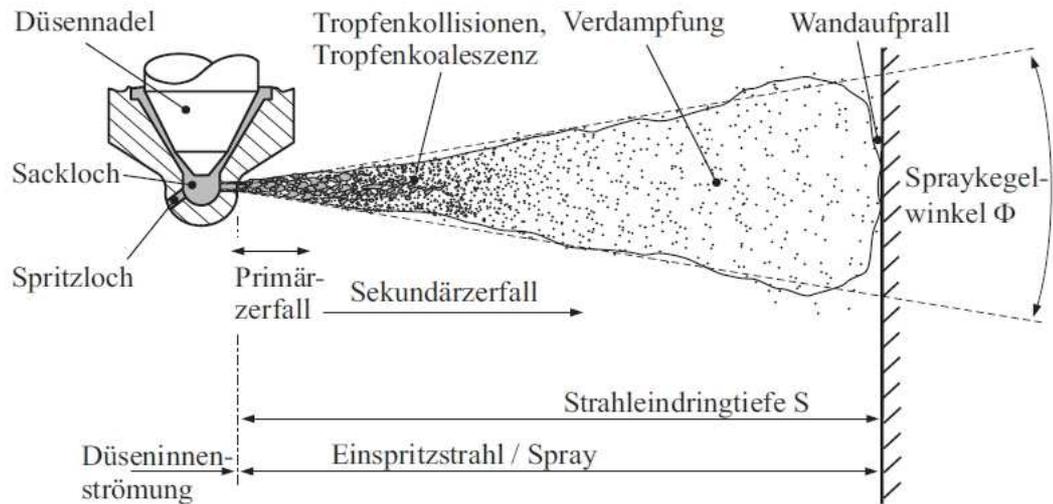


Abbildung 2-1, Strahlzerfall und Strahlausbreitung (4)

Die Güte des Strahlzerfalls ist dabei abhängig vom Spritzlochdurchmesser und dessen Geometrie, von der Austrittsgeschwindigkeit, von der Dichte der Zylinderladung, sowie von der Temperatur, Zähigkeit und Oberflächenspannung des Brennstoffes. Der Einfluss des Geschwindigkeitsfeldes der Zylinderladung wird im Kapitel 2.1.6 noch näher behandelt (1).

### 2.1.3 Zündverzug und Zündung

Der Zündverzug ist definitionsgemäß die Zeitspanne zwischen Einspritzbeginn und dem ersten detektierbaren Verbrennungsphänomen, wie z.B. einem Temperatur- oder Druckanstieg. Es wird zwischen einem physikalischen und chemischen Zündverzug unterschieden (5).

Unter dem physikalischen Anteil versteht man die im Kapitel 2.1.2 beschriebenen Prozesse des Zerfalls und der Verdampfung des Einspritzstrahls bis zur Bildung eines Gemisches mit der Verbrennungsluft innerhalb der Zündgrenzen. Der physikalische Zündverzug ist somit stark von der Güte des Strahlzerfalls abhängig.

Der chemische Zündverzug ist die Zeit in der chemische Vorreaktionen mit Bildung von Radikalen ablaufen, jedoch ohne merklichen Temperaturänderung. Nachdem die Kettenverzweigungsreaktionen die Kettenabbruchsreaktionen überwiegen, erfolgt die Explosion. Die Reaktionsgeschwindigkeiten der ablaufenden Reaktionen sind stark temperaturabhängig, somit lässt sich der chemische Zündverzug stark von der im Brennraum herrschenden Temperatur beeinflussen. Weitere Einflüsse sind der herrschende Brennraumdruck, die Zusammensetzung der Ladung im Zylinder (AGR-Rate), sowie die Zündwilligkeit des Kraftstoffes (Cetanzahl) (6).

Die Selbstzündung geschieht i.A. in fetteren Bereichen des Gemisches, bei Luftverhältnissen in der Größenordnung von  $\lambda = 0.6$ . Da das inhomogene Gemisch des klassischen Dieselmotors stets über Gebiete mit diesen Zündbedingungen verfügt, findet eine sichere Zündung auch bei einem hohen, mittleren Luftverhältnissen statt und ermöglicht somit die Regelung der Motorlast über die eingespritzte Kraftstoffmasse (7).

### 2.1.4 Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung

Eine schematisierte Darstellung der simultan ablaufenden Vorgänge Einspritzung, Zündverzug und Verbrennung zeigt Abbildung 2-2 (8), aus der sich grundlegende für den Verbrennungsablauf wichtige Überlegungen ableiten lassen.

Durch die starke Abhängigkeit des Zündverzuges von der Temperatur und der Konzentrationen der Reaktionspartner, ist der Verbrennungsablauf nicht dem Einspritzverlauf folgend. Die zu unterschiedlichen Zeitpunkten eingespritzten Kraftstoffteilchen erfahren aufgrund der sich wegen der einsetzenden Verbrennung steigender Temperatur, sowie durch die sinkende Sauerstoffkonzentration unterschiedliche Zündverzugszeiten. Dies führt zu dem charakteristischen dieselmotorischen Brennverlauf, der sich, hinsichtlich des verbrennungskontrollierenden, langsamsten Mechanismus, in die drei Phasen vorgemischte Verbrennung, Hauptverbrennung und verschleppte Verbrennung unterteilen lässt.

---

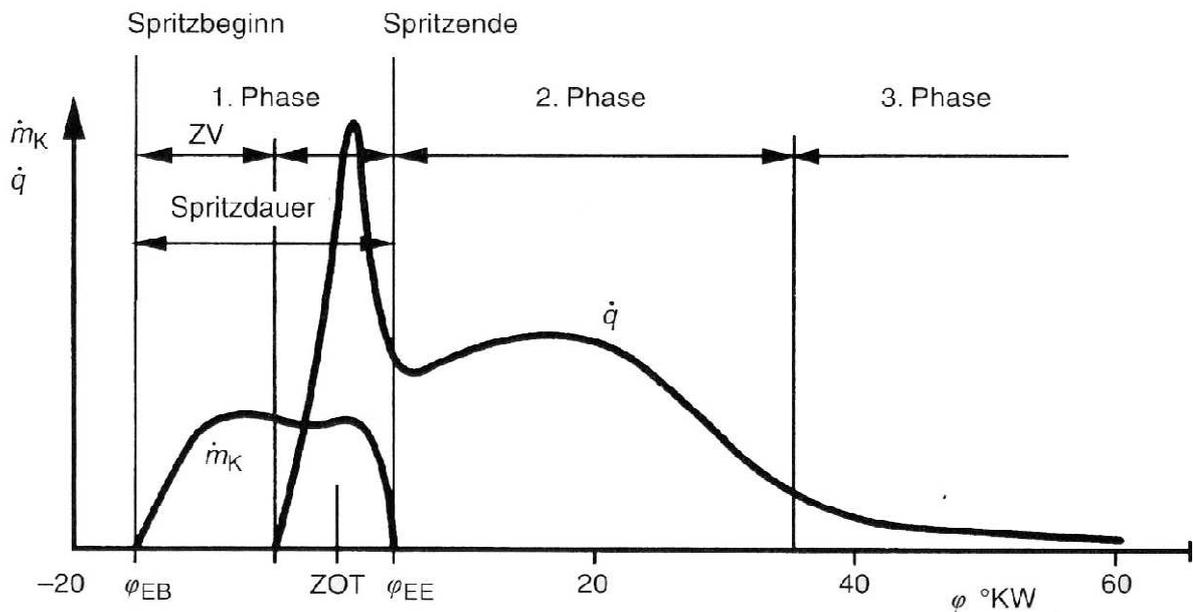


Abbildung 2-2, Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung (8)

#### 2.1.4.1 Vorgemischte Verbrennung

Aufgrund der noch niedrigen Temperaturen sind in dieser Phase die chemischen Vorgänge noch relativ langsam. Abhängig von der Dauer des Zündverzuges wird ein mehr oder weniger großer Anteil des eingespritzten Kraftstoffes mit der Ladung im Zylinder aufbereitet und bildet ein nahezu homogenisiertes Gemisch. Die Zündung setzt an vielen Stellen innerhalb des aufbereiteten Gemisches nahezu gleichzeitig ein, die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit ist hoch. Die daraus resultierende, schnelle Energiefreisetzung führt zu einem steilen Zylinderdruckanstieg, der das dieseltypische Verbrennungsgeräusch verursacht. Aus diesem Grund sollte eine zu hohe Kraftstoffmengenumsetzung in dieser Phase vermieden werden, trotz der für den Wirkungsgrad wichtigen, thermodynamisch günstigen Verbrennungslage. Durch eine Voreinspritzung wird der Anteil der vorgemischten Verbrennung reduziert (siehe 2.1.5 Beeinflussung durch Mehrfacheinspritzung) (3), (7).

#### 2.1.4.2 Hauptverbrennung

Bei der anschließenden Hauptverbrennung sind die chemischen Vorgänge schnell, aufgrund der stark gestiegenen Temperatur und des hohen Druckes. Die Umsetzungsrate des Kraftstoffes wird durch die im Vergleich langsam ablaufende turbulente Gemischbildung kontrolliert (mischungskontrollierte Verbrennung). Es bildet sich eine quasi-stationäre Phase, in der Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung gleichzeitig stattfinden, siehe Abbildung 2-3. Wegen der thermodynamisch noch günstigen Lage, sollte möglichst viel Kraftstoff in dieser Phase umgesetzt werden (3).

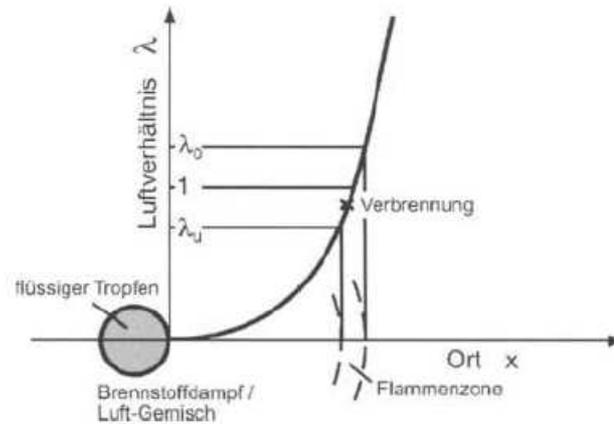


Abbildung 2-3, Prinzip der Mischungskontrollierten Verbrennung (6)

### 2.1.4.3 Nachverbrennung

Durch die fortgeschrittene Verbrennung und durch das Einspritzende sind die Sauerstoff- und Kraftstoffkonzentrationen stark gesunken. Die Abwärtsbewegung des Kolbens, bzw. die daraus resultierende Volumszunahme bedeutet eine starke Abnahme der Ladungsbewegung. Sauerstoff aus den Brennraumrandgebieten wird nur mehr schlecht in die Reaktionszone gebracht. Des Weiteren findet eine Abnahme des im Arbeitsraum herrschenden Druckes und der Temperatur statt, somit nimmt in dieser Verbrennungsphase die Geschwindigkeit der chemischen Vorgänge wieder ab, d.h. die bis dahin unverbrannten Kraftstoffanteile werden nur mehr langsam umgesetzt. Dies führt zu thermodynamischen Verlusten und hohen Abgastemperaturen.

Zwischenprodukte, die in den ersten beiden Phasen der Verbrennung entstehen, werden während der Nachverbrennung teilweise aufoxidiert, so werden etwa 90% des gebildeten Rußes wieder abgebaut (5).

Die Nachverbrennung reicht bis zum Brennende, bei dem die Reaktionen „einfrieren“.

## 2.1.5 Beeinflussung durch Mehrfacheinspritzung

Durch die beim Dieselmotor teilweise simultan ablaufenden Vorgänge Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung, lässt sich der Brennverlauf maßgeblich durch den Verlauf der eingespritzten Kraftstoffmenge beeinflussen. Voraussetzung dafür ist ein Einspritzsystem, welches möglichst viele Freiheitsgrade zur Darstellung des gewünschten Einspritzverlaufs bietet (siehe auch 2.1.1 Einspritzung). Das Common-Rail-System bietet die Möglichkeit einer mehrfachen Einspritzung während eines Zyklus, mit der die hier besprochenen Vor- und Nacheinspritzungen realisiert werden können.

### Voreinspritzung

Bei einer Voreinspritzung wird eine kleine Kraftstoffmenge vor der Hauptmenge eingespritzt, aufbereitet und verbrannt. Die dabei frei werdende Energie erhöht den Zylinderdruck, sowie die Zylindertemperatur. Zum Einspritzzeitpunkt der Hauptmenge liegen somit Bedingungen vor, die sich verkürzend auf den Zündverzug auswirken. Auch eine mehrfache Voreinspritzung ist möglich.

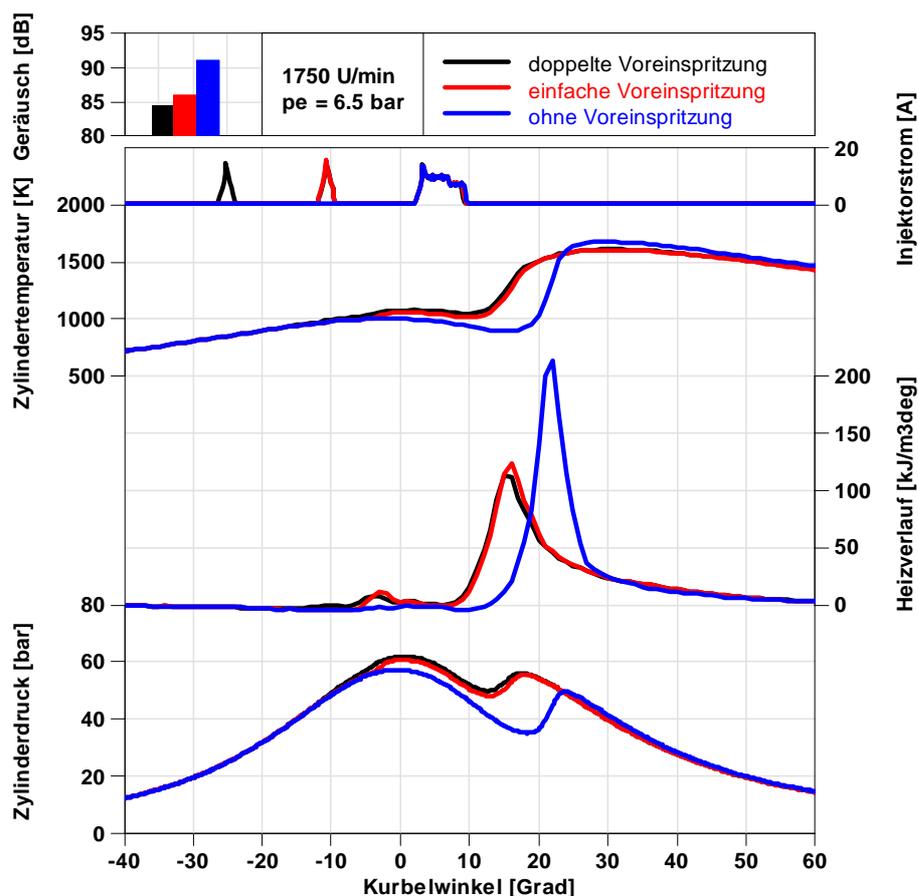


Abbildung 2-4, Einfluss der Voreinspritzung auf die Verbrennung

In Abbildung 2-4 sind die Einflüsse der Voreinspritzung auf den Heizverlauf, den Zylinderdruck und die mittlere Zylindertemperatur dargestellt. Durch den verkürzten Zündverzug wird der Anteil der vorgemischten Hauptverbrennung reduziert. Aufgrund der niedrigeren Zylinderdruckanstiegsgeschwindigkeit werden Vorteile beim Verbrennungsgeräusch erzielt.

Weitere Effekte sind reduzierte  $\text{NO}_x$ -Emissionen, sowie erhöhte Ruß-Emissionen, da ein Teil des Sauerstoffes bereits verbraucht ist und für die Verbrennung der Hauptmenge nicht mehr zur Verfügung steht.

### **Nacheinspritzung**

Abhängig vom Einspritzzeitpunkt der Nacheinspritzmenge treten verschiedene Effekte auf. Eine frühe Nacheinspritzung, noch während der Verbrennung, erhöht die Temperatur der Verbrennungsgase. Somit wird die Rußoxidation während der Nachverbrennung begünstigt sowie ein schnelleres Anspringen der Abgasnachbehandlungssysteme erreicht.

Wird die Nacheinspritzmenge zunehmend später eingebracht, reichen die im Zylinder herrschenden Druck- und Temperaturverhältnisse immer weniger für ihre Umsetzung aus, die un- und teilverbrannten Kohlenwasserstoffanteile im Abgas steigen und bieten die Möglichkeit für eine Abgastemperaturerhöhung durch Exothermie im Katalysator (siehe 2.3.2 CSF-Regeneration).

## **2.1.6 Beeinflussung durch Ladungsbewegung**

Die Gemischbildung und somit die Verbrennung ist stark vom Geschwindigkeitsfeld im Brennraum abhängig. Hohe Relativgeschwindigkeiten zwischen eingespritztem Kraftstoff und Zylinderladung begünstigen den Strahlerfall (siehe 2.1.2 Gemischbildung). Darüber hinaus wird die Durchmischung zwischen dem aufbereiteten Kraftstoff oder der Zwischenprodukte der Verbrennung und der Luft verbessert, eine schnellere mischungskontrollierte Verbrennung sowie eine gute Luftausnutzung ist die Folge. Daraus ergeben sich die Vorteile kürzere Brenndauer und niedrigere Rohemissionen (ausgenommen  $\text{NO}_x$ ).

Die dieselmotorischen Brennverfahren mit zentraler Injektorlage und Mehrlochdüse arbeiten mit einer kombinierten Ladungsbewegung, bestehend aus Drall- und Quetschströmung (siehe Abbildung 2-5).

---

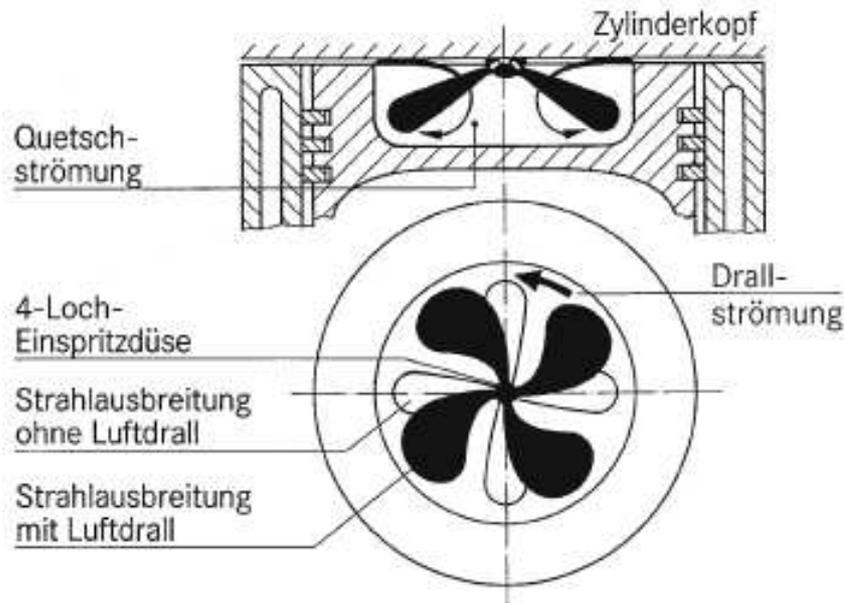


Abbildung 2-5, Drall- und Quetschströmung (5)

Der Drall bezeichnet die Bewegung der Zylinderladung um die Zylinderlängsachse. Die Intensität der Drehbewegung wird mit der Drallzahl  $Z_D$  angegeben, das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit des Dralles zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle (Glg. 1) (6).

$$Z_D = \frac{\omega_D}{\omega_K} \quad [1]$$

Die Drehbewegung wird dabei durch die Geometrie der Einlasskanäle erzeugt. Sehr wirkungsvoll ist die tangentiale Einleitung der Frischluft in den Zylinder, wie es durch einen Tangentialkanal oder durch Ausformung der Ventilsitze (z.B. durch sogenannte Sitzdrallfasen „SDF“, siehe 3.3.6 Drallsteuerung mittels Teilhub) ausgeführt sein kann. Nachteilig sind der hohe Füllungsverlust (Strömungsabrisse, Masking), sowie eine starke Abhängigkeit der Rotation von der Motordrehzahl. Eine weitere Möglichkeit ist, die Drehbewegung der Luft schon im Einlasskanal zu generieren. Die sogenannten Spiralkanäle erzeugen weniger Füllungsverluste und erzeugen eine über der Motordrehzahl konstante Drallzahl, bieten aber im Vergleich zur tangentialen Einleitung insgesamt weniger Drallniveau. Bei Vierventilmotoren werden die Möglichkeiten zur Drallgenerierung meist miteinander kombiniert. Eine Anpassung des erforderlichen Drallniveaus, abhängig von Drehzahl und Motorlast, erfolgt dann durch Abschaltung eines Einlasskanals mittels der sogenannten Drallklappe (5).

Die Quetschströmung ergibt sich aus der Brennraumgeometrie. Gegen Ende des Kompressionshubes strömt Ladung aus dem Spalt zwischen Zylinderkopf und Kolben und überlagert sich mit der in der Mulde befindlichen Drallströmung. Aufgrund der zum Einspritzstrahl entgegengesetzten Richtung ist sie hinsichtlich des Strahlerfalls besonders effektiv. Nach dem OT ergibt sich wiederum eine turbulente Strömung zurück in den Quetschspalt.

## 2.1.7 Beeinflussung durch AGR

Bei der Abgasrückführung wird grundsätzlich unterschieden ob die Rückführung extern, vom Auspuffkrümmer über einen Kühler zum Saugrohr, oder intern, während des Ladungswechsels, erfolgt.

Durch AGR wird ein Teil der Verbrennungsluft ersetzt. Bei Beibehaltung der Ladungsmasse verringert sich dadurch das Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ . Die Zylinderfüllung wird jedoch aufgrund der i.A. höheren Ladungstemperatur verschlechtert, das Luftverhältnis wird dadurch weiter gesenkt.

Abbildung 2-6 zeigt eine Gegenüberstellung zweier unterschiedlicher Abgasrückführaten. Die Auswirkungen hoher AGR-Raten auf die Zylinderladung sind an den Verläufen der mittleren Zylindertemperatur und des Zylinderdruckes erkennbar, die hier dargestellten Auswirkungen auf die Verbrennung sind nicht allein auf die Ladungszusammensetzung zurückzuführen, sondern treten in Kombination mit den veränderten Druck- und Temperaturverhältnissen auf.

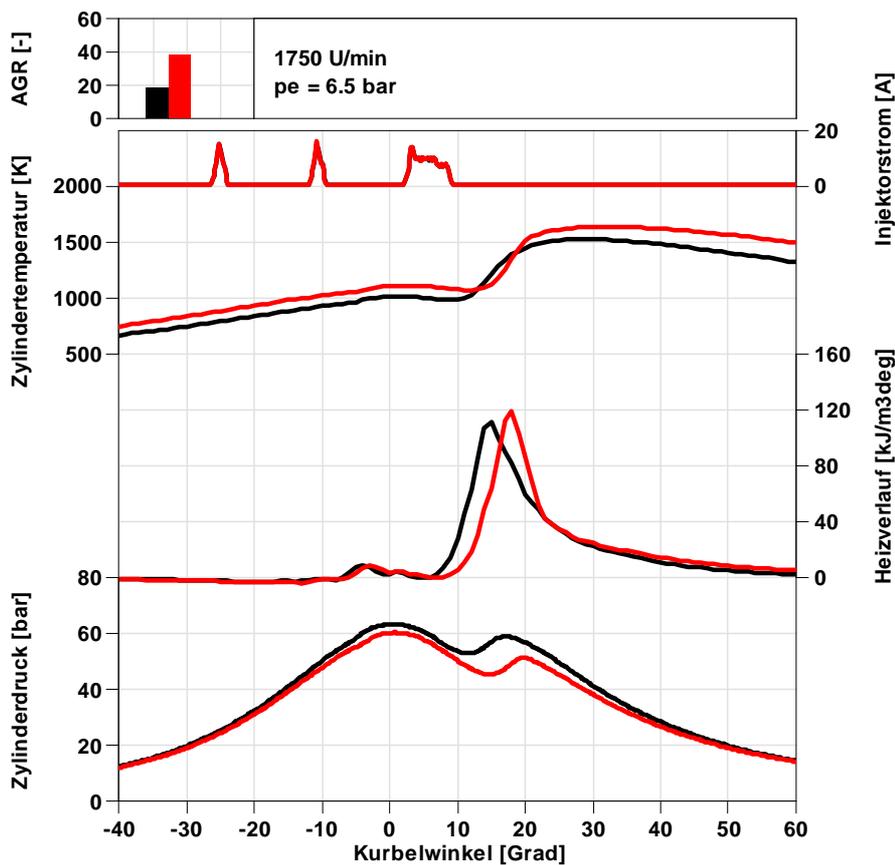


Abbildung 2-6, Einfluss der AGR auf die Verbrennung

Der niedrigere Druck und die niedrigere Sauerstoffkonzentration verlängern den Zündverzug, der Anteil der vorgemischten Verbrennung wird erhöht. Darüber hinaus wird durch den hohen Inertgasanteil, der nicht an der Verbrennung teilnimmt, die Brenngeschwindigkeit verlangsamt. Vor allem die Hauptverbrennung ist durch die langsamere Vermischung beeinflusst und erstreckt sich über einen

weiteren Kurbelwinkelbereich. Die lange Brenndauer wirkt sich nachteilig auf den Wirkungsgrad und somit auf den Verbrauch aus, das niedrigere lokale Luftverhältnis bewirkt einen Anstieg der CO-, HC-, und Ruß-Emissionen. AGR ist jedoch wegen ihrer lokalen Verbrennungstemperaturabsenkung (siehe Temperatur der verbrannten Zone, Abbildung 2-7) für eine effektive innermotorische NO<sub>x</sub>-Absenkung bei PKW-Dieselmotoren unverzichtbar (siehe 2.2.5 Zielkonflikt Stickoxid – Ruß).

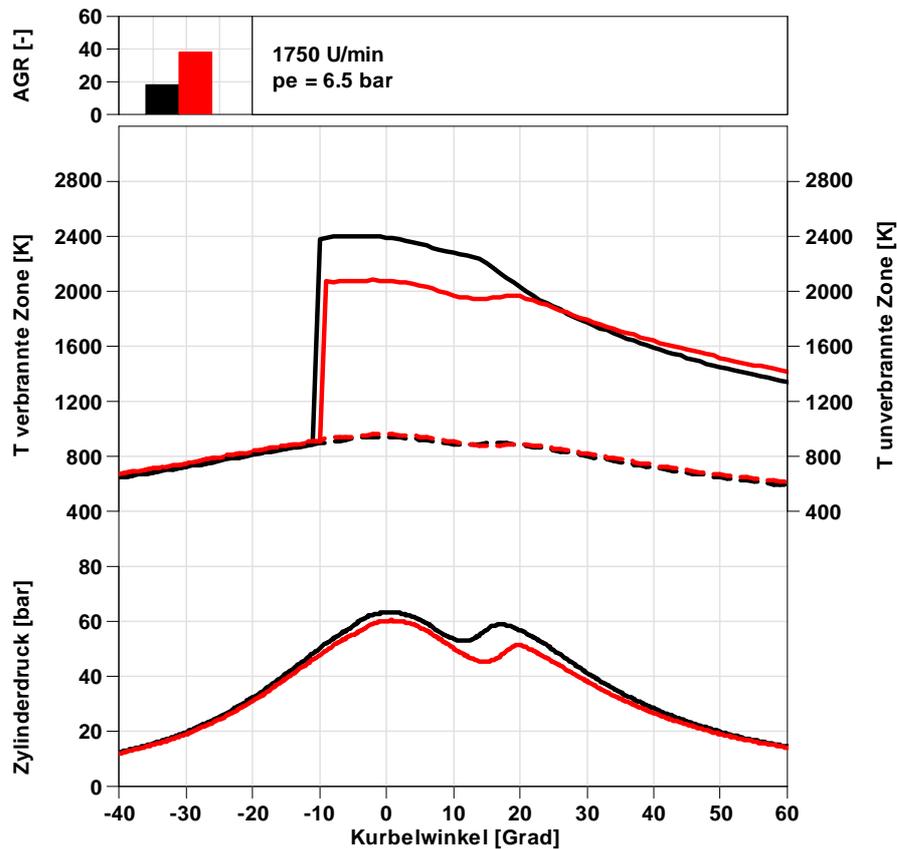


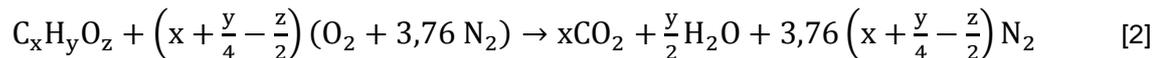
Abbildung 2-7, Einfluss der AGR auf die Verbrennungstemperatur

Der Füllungsverlust, aufgrund der höheren Ladungstemperatur, lässt durch eine gute Kühlung der rückgeführten Abgase (nur externe AGR) teilweise kompensieren. Durch Erhöhung der Ladungsmasse mittels Ladedruckanhebung, ist das ursprüngliche Verbrennungsluftverhältnis erreichbar. Aufgrund des längeren Zündverzuges, sowie der längeren Brenndauer sind frühere Spritzbeginne notwendig um die gewünschte Verbrennungsschwerpunktlage zu erreichen.

Die interne AGR erfolgt während des Ladungswechsels. Die hohe Temperatur der intern zugeführten Verbrennungsgase bewirkt einen enormen Füllungsverlust, bewirkt jedoch eine gute Verbrennungsstabilität bei kalten Betriebsbedingungen.

## 2.2 Schadstoffbildung bei dieselmotorischer Verbrennung

Die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Luft ist eine exotherme Reaktion. Beim Idealfall der vollständigen Verbrennung ohne Dissoziation, lässt sich die Zusammensetzung des Verbrennungsgases aus der chemischen Bruttoreaktionsgleichung berechnen. Die stöchiometrische Reaktionsgleichung am Beispiel eines Kohlenwasserstoffes der Form  $C_xH_yO_z$  lautet: (6)



Findet eine vollständige Verbrennung bis zum chemischen Gleichgewicht statt, oxidieren der Kohlenstoff vollständig zu  $CO_2$  und der Wasserstoff zu  $H_2O$ . Der in der Luft vorhandene Stickstoff verhält sich dabei als eine inerte Spezies und nimmt an der Reaktion nicht Teil (6).

Die Zusammensetzung der Verbrennungsgase einer dieselmotorischen Verbrennung lässt sich jedoch nicht mit Glg. 2 beschreiben. Der kurze Zeitraum, der der dieselmotorischen Verbrennung pro Arbeitsspiel zur Verfügung steht, ist für das Erreichen des chemischen Gleichgewichts unzureichend, man spricht von unvollkommener Verbrennung. Weiters führen die in Kapitel 2.1.4.2 geschilderten Vorgänge der Diffusionsverbrennung dazu, dass in der Verbrennungszone immer örtlich fette und gleichzeitig magere Luft/Kraftstoffgemische auftreten. In den fetten Gemischzonen kann die Brennstoffenergie wegen Luftmangel nicht vollständig umgesetzt werden, man spricht von unvollständiger Verbrennung. Unabhängig vom globalen Verbrennungsluftverhältnis entstehen also in jedem Fall unvollständig verbrannte Komponenten wie Kohlenmonoxid  $CO$ , unverbrannte oder teilweise verbrannte Kohlenwasserstoffe  $HC$  und Ruß. Aufgrund der hohen Temperaturen oxidiert in den mageren Gemischzonen der in der Luft vorhandene Stickstoff zu Stickstoffmonoxid  $NO$  und Stickstoffdioxid  $NO_2$  (6).

Trotz der beim Dieselmotor inhomogenen Verbrennung, lassen sich die auftretenden Konzentrationen der Emissionskomponenten als Funktion des globalen Luftverhältnisses darstellen, siehe Abbildung 2-8.

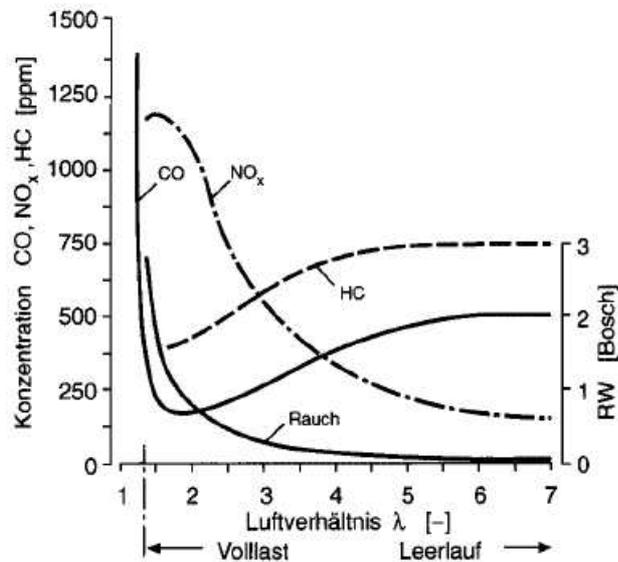


Abbildung 2-8, Schadstoffbildung beim Dieselmotor über globales Luftverhältnis (6)

Der starke Anstieg der Ruß- und der CO-Emissionen nahe dem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis, ist durch örtlichen Sauerstoffmangel zu begründen und stellt gewissermaßen die Leistungsgrenze eines Dieselmotors dar (Rußgrenze). Die mit dem Verbrennungsluftverhältnis ansteigenden HC- und CO-Emissionen sind durch den langsameren Reaktionsmechanismus bei niedrigeren Temperaturen zu begründen. Stickoxide, hauptsächlich gebildet bei hohen Temperaturen und Sauerstoffüberschuss, werden maximal bei ca.  $\lambda = 1.4$ , darüber hinaus nimmt die Bildung aufgrund fallender Temperaturen wieder ab. Insgesamt liegen die Rohemissionen unter dem Niveau einer ottomotorischen Verbrennung.

Aufgrund der nachgewiesenen Relevanz für Mensch und Umwelt, sind die Emissionskomponenten CO, HC, NO<sub>x</sub> und Partikel weltweit von den Gesetzgebern limitiert und werden deshalb an dieser Stelle noch näher behandelt.

## 2.2.1 Kohlenmonoxid (CO)

Kohlenmonoxid ist ein farb-, geruch- und geschmackloses Gas. Da es eine feste Verbindung mit Hämoglobin eingeht gilt es als hoch giftig. Es verhindert die Sauerstoffsättigung im Blut und führt somit zu einer Minderversorgung der Organe mit hohem Sauerstoffbedarf (9).

CO ist ein Zwischenprodukt bei der Oxidation von Kohlenwasserstoffen. Es bildet sich hauptsächlich in den sauerstoffarmen Zonen des Gemisches. Bei der Annäherung an die Rußgrenze steigt die CO-Konzentration stark an (siehe Abbildung 2-8). Auch in sehr mageren Gemischen wird infolge unvollkommener Verbrennung bei niedriger Temperatur CO gebildet, des Weiteren infolge Dissoziation bei hoher Temperatur.

Das bei der Verbrennung entstandene CO wird im Laufe der Expansion teilweise afoxydiert. Die Oxidationsreaktion verlangsamt sich jedoch aufgrund der während der Expansion sinkenden Temperatur und führt schließlich zum Einfrieren der CO-Konzentration. (6).

## 2.2.2 Unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC)

HC-Emission ist ein Sammelbegriff für flüchtige organische Substanzen. Einigen Kohlenwasserstoffverbindungen (z.B. aromatische HC) sind krebserregende Eigenschaften nachgewiesen worden. Darüber hinaus fördern sie in Verbindung mit Stickoxiden (siehe 2.2.3) und Sonneneinstrahlung die Bildung des sogenannten Smogs (9).

Unverbrannte Kohlenwasserstoffe sind Produkte der unvollständigen Verbrennung. Der Dieselmotor arbeitet im Allgemeinen global betrachtet mit Luftüberschuss. Die HC-Emissionen werden in lokal sauerstoffarmen Zonen verursacht, oder in Zonen, die nicht durch die Flammen erfasst werden gebildet. Ein wesentlicher Anteil der HC-Emissionen ist durch eine lokale Flammenlöschung begründet. Dabei kann das Erlöschen der Flamme durch eine zu starke Bewegung der Luft, etwa durch Turbulenzen, verursacht werden. Hierbei kommt die Flammenausbreitung durch eine zu starke Streckung zum Erliegen. Weitere Gründe für Flammenlöschungen sind eine hohe Wärmeabfuhr und der Abbau von reaktiven Radikalen in Brennraumwandnähe. Gelangen die un- und teilverbrannten Kraftstoffanteile nicht mehr in reaktive Zonen, so verlassen sie als HC-Emissionen den Brennraum (10).

Eine weitere Ursache für HC-Emissionen sind die an den Brennraumwänden angelagerten flüssigen Kraftstoffanteile. Diese verdampfen aufgrund der im Vergleich niedrigen Wandtemperatur sehr langsam und verbrennen entweder erst spät bzw. unvollständig oder gar nicht.

Eine ähnliche Ursache stellen Injektoren mit Sacklochdüsen dar (siehe Abbildung 2-9, Düsenvarianten ). Nach dem Einspritzvorgang tropft zurückgebliebener Kraftstoff aus diesem Schadvolumen, der aufgrund der Tropfengröße und geringer Geschwindigkeit nur sehr schlecht für eine anschließende

---

Verbrennung aufbereitet wird. Eine wesentliche Verbesserung stellt die Sitzlochdüse dar, mittels der das Schadvolumen minimiert wird.

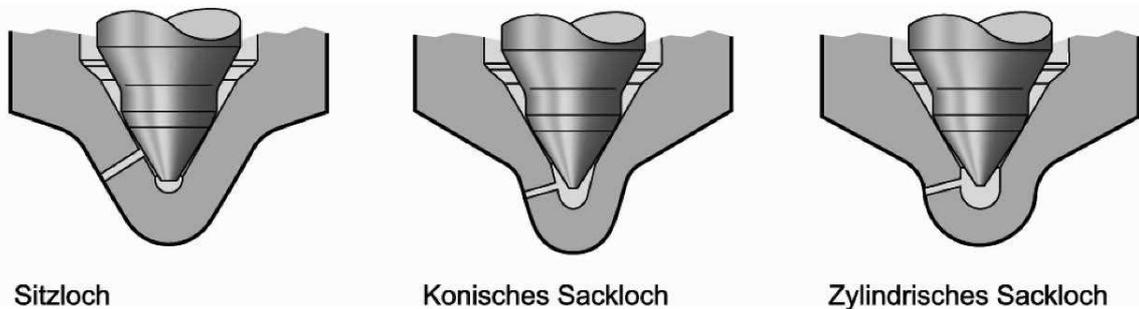


Abbildung 2-9, Düsenvarianten (5)

Nicht alle emittierten Kohlenwasserstoffe entstammen dem Brennstoff. Auch Schmierölanteile gelangen in das Abgas und tragen zu den HC-Emissionen bei, z.B. die durch den Kolbenring abgetragenen Schmierfilmanteile.

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

Unter dem Begriff Stickoxide sind die beiden Abgaskomponenten Stickstoffmonoxid NO und Stickstoffdioxid NO<sub>2</sub> zusammengefasst. Hohe Stickstoffdioxidbelastungen führen bei Menschen zu Schleimhautreizungen und können zudem tief in die Lunge eindringen und deren Funktion beeinflussen. Darüber hinaus reagieren Stickoxide mit der Luftfeuchtigkeit zu salpetriger Säure und Salpetersäure („saurer Regen“) und fördern die Ozonbildung, die Hauptursache des im Sommer auftretenden Sommersmogs (9), (11).

Während des dieselmotorischen Verbrennungsprozesses wird hauptsächlich das im Vergleich weniger umweltrelevante NO gebildet. Aufgrund der Oxidation zu NO<sub>2</sub> im Oxidationskatalysator, sowie in der Atmosphäre unter Einwirkung der UV-Strahlung, ist NO für die Umwelteinflüsse somit ähnlich zu bewerten (5).

Hinsichtlich ihres Bildungsprozesses während des Verbrennungsvorganges im Motor, werden die Stickoxide in drei Gruppen eingeteilt:

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

Die thermischen NO<sub>x</sub> entstehen in sauerstoffreichen Gebieten in Verbindung mit hohen, lokalen Spitzentemperaturen durch Oxidation des Luftstickstoffes. Bedingungen, die vornehmlich in Flammenzonen nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis auftreten.

Promptes NO wird in sauerstoffarmen Gebieten gebildet. Dabei reagiert der Luftstickstoff mit den unter dieser Bedingung ausreichend vorhandenen CH-Radikalen zu Blausäure (HCN), die wiederum zu NO weiterreagiert. Ausgenommen bei niedrigen Lasten und in Verbindung mit hohen AGR-Raten, spielt diese Art der NO-Bildung bei der dieselmotorischen Verbrennung eine untergeordnete Rolle (11).

Das Kraftstoff-NO bildet sich während des Verbrennungsprozesses aus den im Brennstoff vorhandenen Stickstoffverbindungen. Aufgrund der geringen auftretenden Stickstoffanteile im Kraftstoff ist dieser Bildungsprozess zu vernachlässigen.

Maßnahmen zur innermotorischen NO<sub>x</sub>-Reduktion wirken sich wegen gegenteiliger Effekte meist nachteilig hinsichtlich Rußbildung und Rußabbrand aus (siehe 2.2.5 Zielkonflikt Stickoxid – Ruß).

## 2.2.4 Partikel, Ruß

Der Partikelgehalt des Abgases ist, nach den gesetzlichen Prüfbestimmungen, die Menge aller Stoffe, die nach festgelegter Verdünnung und Konditionierung des Abgases auf einem definierten Filter abgeschieden werden (EN ISO 8178). Die darin vorkommenden unterschiedlichen Komponenten werden in organische (Kohlenwasserstoffe und Ruß) und anorganische (z.B. Asche, Abriebe) Partikel unterschieden, wobei der größte Anteil aus Ruß (elementarer Kohlenstoff) besteht (3).

Aus Sicht von Mensch und Umwelt sind die besonders kleinen Partikel relevant. Mit einem Durchmesser kleiner 100 nm, wie sie bei einer dieselmotorischen Verbrennung häufig vorkommen, übersteigen sie das Abscheidevermögen der Atmungsorgane und dringen tief in die Lunge ein. Besondere Gefahr geht dabei von einigen organisch löslichen Komponenten aus, von denen krebserregende Eigenschaften bekannt sind (z.B. polyzyklische Aromate PAK) (9).

Rußpartikel entstehen bei örtlichem Sauerstoffmangel in einem bestimmten Temperaturfenster (Abbildung 2-10). Bedingungen, wie sie vorwiegend in der Nähe des Kraftstoffstrahlkerns während der Mischungskontrollierten Verbrennung auftreten (siehe 2.1.4.2). Auch bei einer Mehrfacheinspritzung treten Zonen mit guten Rußbildungsbedingungen auf, z.B. beim Einspritzen von Kraftstoff in eine Flamme oder in einem sauerstoffarmen Bereich, in dem zuvor Kraftstoff umgesetzt wurde.

Die Entstehung eines Rußpartikels beginnt mit der Bildung von polyzyklischen aromatischen Kohlenwasserstoffen (PAK). Dies geschieht durch Polymerisation von den aus der sauerstoffarmen Verbrennung stammenden Benzolringen, sowie durch Anlagerung anderer Zwischenprodukte. Durch Zusammenschlüsse mehrerer PAK's entstehen Strukturen mit einem Durchmesser von bis zu 10 nm, die sogenannten Primärpartikel. Bei einer Kollision zweier Primärpartikel bleiben diese aneinander haften und bilden sogenannte Agglomerate, kettenförmig verzweigte Strukturen mit einem Durchmesser von bis zu 100 nm. Aufgrund deren hoher spezifischer Oberfläche können sich teil- oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe sehr gut anlagern (3), (5).

---

Parallel zu der Rußbildung, findet in Zonen mit örtlichem Sauerstoffüberschuss, sowie bei ausreichend hohen Temperaturen ( $> 1500\text{ K}$ ), eine Oxidation der Rußpartikel statt (Abbildung 2-10). Eine gute Durchmischung durch ein hohes Ladungsbewegungsniveau begünstigt diesen Vorgang, vor allem während der Nachverbrennung, da hier die Oxidationsreaktion aufgrund sinkender Temperatur nur noch langsam abläuft und schließlich zum Erliegen kommt. Die emittierte Rußmasse ist somit nur mehr ein Bruchteil der zuvor gebildeten.

## 2.2.5 Zielkonflikt Stickoxid – Ruß

Innermotorische Maßnahmen, die eine Absenkung der Ruß-Emissionen erzielen, wirken sich meist nachteilig auf die  $\text{NO}_x$ -Emissionen aus. Dies wird durch Abbildung 2-10 verdeutlicht.

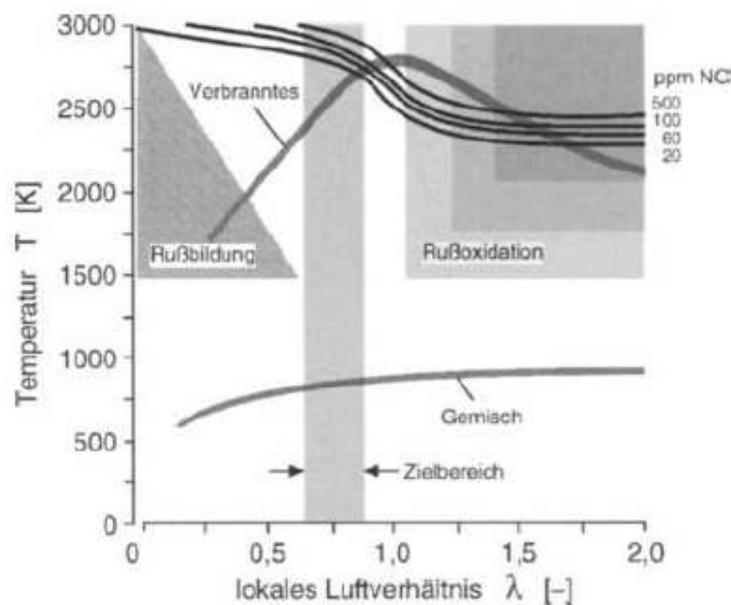


Abbildung 2-10, Schadstoffbildung über lokalem Luftverhältnis (6)

Hier sind die Bereiche in denen die Vorgänge Rußbildung, Rußabbrand und thermische  $\text{NO}$ -Bildung stattfinden, dargestellt. Demnach wird Ruß ab lokalen Luftverhältnissen kleiner 0,6 und Temperaturen höher 1500 K gebildet. Die emittierte Rußmasse ist, wie in Kapitel 2.2.4. beschrieben, die Differenz aus der gebildeten und der oxidierten Rußmasse. Niedrige Ruß-Emissionen werden somit entweder durch Vermeidung der Rußbildung, als auch durch Oxidation der gebildeten Rußpartikel erzielt. Der Vorgang der Rußoxidation findet in Bereichen mit lokalen Luftverhältnissen größer eins und Temperaturen höher 1500 K statt. Bei Betrachtung der in Abbildung 2-10 dargestellten Zustände von einem möglichen Gemisch und Verbranntem in der Nähe des oberen Totpunktes, wird der Ruß- $\text{NO}_x$  Zielkonflikt ersichtlich. Werden für gute Rußabbrandbedingungen Gemischzonen mit  $\lambda > 1$  gebildet, so liegen für eine thermische  $\text{NO}$ -Bildung (siehe 2.2.3) in dem Verbranntem ausreichend hohe Temperaturen vor. Parallel dazu werden beim Herabsetzen der lokalen Spitzentemperaturen die

Rußoxidationsbedingungen verschlechtert, z.B. durch Verbrennungstemperaturabsenkung mittels AGR (siehe auch 2.1.7) oder Wassereinspritzung (6).

Bei AGR wirkt der Inertgasanteil, durch die erhöhte spezifische Wärmekapazität, aufgrund der CO<sub>2</sub>- und Wasserdampfanteile, temperatursenkend. Darüber hinaus bewirken die Inertgase einen höheren örtlichen Sauerstoffmangel. Die NO-Absenkung steht also einer höheren Rußbildung und einem geringeren Rußabbrand gegenüber.

Aufgrund der strengen Abgasvorschriften und der aufwendigen, kostenintensiven und mitunter hinsichtlich der Konvertierungswirkungsgrade begrenzten Abgasnachbehandlungssysteme, ist eine Absenkung der Ruß- und NO<sub>x</sub>-Rohemissionen unerlässlich. Das Ziel der Entwicklung ist eine gemeinsame Absenkung beider Komponenten, dazu muss das lokale Gemisch in einem Zielbereich von  $0.6 < \lambda (< 0.9)$  liegen sowie Temperaturen unterhalb der NO-Bildung vorliegen (siehe Abbildung 2-10). Mit guter Abstimmung von AGR, Aufladung, Einspritzparameter, Ladungsbewegung, etc. werden laufend Fortschritte bei dieser Aufgabe erzielt.

## 2.3 Zielsetzungen verschiedener Motorbetriebsarten

Die hohen gesetzlichen Anforderungen hinsichtlich der Abgasemissionen, erfordern neben innermotorischer Maßnahmen zur Emissionsminimierung, aufwendige Abgasnachbehandlungssysteme. Die zum Einsatz kommenden Technologien erfordern abgastemperatursteigernde Maßnahmen für eine rasche Einsatzbereitschaft nach dem Motorstart, sowie Regenerationsstrategien für eine Beibehaltung der emissionsminimierenden Eigenschaften im (Dauer)Betrieb.

Abhängig von der Motortemperatur und von der Notwendigkeit eines Regenerationszyklus wird der Motor dabei in eine andere Betriebsart umgeschaltet. In der Motorsteuerung sind für jede Betriebsart eigene Kennfelder für Ladungs- sowie für die Einspritzparameter hinterlegt.

Die Sonderbetriebsarten für die Abgasnachbehandlung sind praktisch immer mit einer Effizienzmindern und somit mit einem erhöhten Kraftstoffverbrauch verbunden. Dies ist einerseits bei den gesetzlichen Verbrauchszyklen, andererseits für den Kunden relevant. Daher ist es sinnvoll neue Technologien auch auf Potentiale innerhalb Sonderbetriebsarten zu untersuchen.

Im Rahmen dieser Arbeit wurden ausgesuchte Varianten deshalb auch auf ihr Potential in den Betriebsarten Warmlauf sowie NSC-Regeneration untersucht.

---

### 2.3.1 Normalbetrieb

Der Motor läuft im Normalbetrieb wenn keine Regeneration des NSC (NO<sub>x</sub> Storage Catalyst) oder CSF (Catalytic Soot Filter) erforderlich ist, sowie die Schwellwerte für die Betriebstemperaturen erreicht sind - der Normalbetrieb ist die eigentliche Motorbetriebsart.

Das Optimierungsziel ist der bestmögliche Kompromiss aus Fahrleistung, Effizienz, Geräusch und Emissionen.

### 2.3.2 CSF-Regeneration

Der CSF hat die Aufgabe, kontinuierlich Rußpartikel aus dem Abgasstrom herauszufiltern. Bei dem eingesetzten geschlossenen Filtersystem erhöht sich mit zunehmendem Beladungszustand der Strömungswiderstand. Ab einen gewissen Abgasgedruck wird eine CSF-Regeneration ausgelöst, in der die eingespeicherte Rußmasse mittels hoher Abgastemperaturen abgebrannt wird.

Die Aufgabe dieser Betriebsart ist somit die Erwärmung des CSF's, um eine Oxidationsreaktion zu ermöglichen.

Die Temperaturanhebung erfolgt dabei durch:

- Verschlechterung Motorwirkungsgrad  
Später Einspritzzeitpunkt, sowie eine angelagerte Nacheinspritzung steigern das Temperaturniveau gegen Brennende, die Drehmomentwirksamkeit der Kraftstoffumsetzung sinkt.
- Verringerung Luftmasse  
Ladedruckabsenkung und Androsselung verringern die zu heizende Ladungsmasse.
- Katalytische Reaktion am DOC (Diesel Oxidation Catalyst)  
Anreicherung des Abgases mit Kohlenwasserstoffe durch eine zweite, sehr späte Nacheinspritzung (nur bei niedrigen Lasten notwendig), Temperaturerhöhung durch exothermische Reaktion am DOC.

Dabei muss beachtet werden, dass noch genügend Sauerstoff für den Rußabbrand zur Verfügung steht (5).

### 2.3.3 NSC-Regeneration

Im Magerbetrieb speichert der NSC  $\text{NO}_2$  in Form von Nitraten ein. Da innermotorisch hauptsächlich NO gebildet wird, wird dieses zuerst zu  $\text{NO}_2$  oxidiert. Rechenmodelle für Roh- $\text{NO}_x$  und NSC-Beladung lösen die NSC-Regeneration aus. Dabei handelt es sich um zyklisch auftretende Fettphasen, in denen die Nitrate unter Sauerstoffmangel mit den Reduktionsmitteln CO und HC reagieren.

Hauptaufgabe dieser Betriebsart ist somit die Darstellung eines reduktionsmittelreichen, unterstöchiometrischen Abgases.

Der Fettbetrieb wird dabei durch eine Ladedruckabsenkung bzw. Androsselung, sowie durch die Erhöhung der Kraftstoffmasse mittels einer relativ hohen naheingespritzten Kraftstoffmenge dargestellt. Der Einspritzzeitpunkt dieser Nacheinspritzung ist hinsichtlich einer gewollt hohen CO-Emission optimiert, ihre Menge dient als Stellgröße für die erforderliche Lambda-Regelung (12).

### 2.3.4 Warmlauf RHU

Katalytisch arbeitende Abgasnachbehandlungssysteme benötigen für eine gute Konvertierungsrate eine ausreichend hohe Temperatur. Da viele Testzyklen bei Raumtemperatur starten, ist ein schnelles Aufheizen der Abgasnachbehandlungssysteme entscheidend.

Die Betriebsart RHU (Rapid Heat Up) dient zur Erwärmung des gesamten Abgasnachbehandlungssystems nach einem Kaltstart. Ist durch entsprechende Applikation des Normalbetriebs kein rechtzeitiges Anspringen der relevanten Abgasnachbehandlungssysteme zu gewährleisten, muss auf RHU zurückgegriffen werden. Die Abgastemperaturanhebung erfolgt im Wesentlichen wie bei der Betriebsart CSF-Regeneration (siehe 2.3.2), bei RHU muss jedoch zusätzlich besonders auf die Rohemissionen geachtet werden.

---

### 3 Potentiale der Ventiltriebsvariabilität

Der Ladungswechsel beschreibt den Vorgang des Entfernens der Verbrennungsgase nach deren Arbeitsabgabe und der Zuführung der Frischgase vor der Kompression und der anschließenden Verbrennung.

Der Ventiltrieb übernimmt die Steuerung des Ladungswechsels. Er umfasst die Ladungswechselorgane, bei 4-Takt-Motoren im Allgemeinen Tellerventile, und alle für deren Betätigung notwendigen Komponenten. Die Steuerung erfolgt dabei über die von der Kurbelwelle angetriebenen Nockenwellen, deren Nockenhub ein Öffnen der Ventile bewirkt. Abhängig von den Platzverhältnissen im Zylinderkopf werden zudem Übertragungselemente, wie z.B. Schleppebel, eingesetzt. Beim konventionellen Ventiltrieb ist die Hubcharakteristik der Ventile durch die Winkellage der Nockenwelle zur Kurbelwelle sowie von der Kinematik der Übertragungselemente definiert und somit über Motorlast und Drehzahl nicht veränderbar. In Abbildung 3-1 sind die Referenz-Ventilerhebungen und der Kolbenweg des in 4.1.1 beschriebenen Versuchsmotors dargestellt.

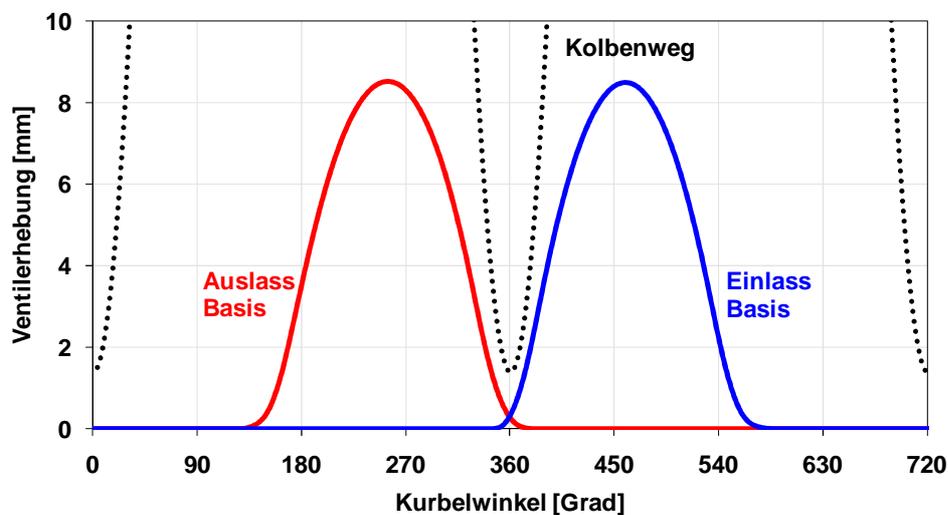


Abbildung 3-1, Ventilerhebung und Kolbenweg

Die Ventilöffnungs- und Ventilschließzeitpunkte haben einen wesentlichen Einfluss auf Verbrauchs-, Emissions- und Vollastverhalten eines Motors. Dabei können die Steuerzeiten eines konventionellen Ventiltriebs, aufgrund gasdynamischer Einflüsse, nur einen Kompromiss über den gesamten Drehzahl- und Lastbereich darstellen.

Aufgabe der Ventiltriebsvariabilität ist es, den Ladungswechsel betriebspunktabhängig hinsichtlich mehrerer Zielsetzungen zu optimieren. Eine Anpassung der Ventilerhebungen, bzw. deren Phasenlage zur Kurbellwelle ermöglicht eine

- Maximierung der Füllung
  - Optimierung der Ladungswechselerbeit
  - Optimierung der Ladungsbewegung
  - Beeinflussung des inneren Restgasanteils
  - Beeinflussung der Temperatur vor Verdichtungsbeginn
-

## 3.1 Potentialabschätzung einzelner Konzepte für dieselmotorische Anwendungen

Mit einer Ventiltriebsvariabilität ergeben sich beim Dieselmotor vielfältige Anwendungsmöglichkeiten. Die Einführung eines vollvariablen Ventiltriebs auf der Ein- und Auslassseite bietet dabei fast unbegrenzte Möglichkeiten bei der Darstellung verschiedener Ventilhubstrategien, ist jedoch mit einem sehr hohen Kostenaufwand verbunden. Bei der Auswahl möglicher Systeme sollte somit beachtet werden, welche Ventilhubstrategien das meiste Optimierungspotential des Brennverfahrens bieten, bzw. wie viele unterschiedliche Strategien damit umsetzbar sind.

Ungeachtet der systembedingten Freiheitsgrade, die in 3.2 besprochen werden, werden hier prinzipielle dieselmotorische Anwendungsmöglichkeiten vorgestellt sowie deren Effekte und Wirkungen auf den Ladungswechsel bzw. die Verbrennung erklärt.

### 3.1.1 Variation des Einlassventil-Schließzeitpunktes (ES)

Die Variation von ES ergibt sich aus unterschiedlichen Öffnungsdauern des Einlassventils bei gleichzeitiger Beibehaltung des Einlassventil-Öffnungszeitpunktes (EÖ). Daraus ergeben sich zwei unterschiedliche Anwendungsmöglichkeiten.

#### **Füllungsoptimierung**

Eine konventionelle Ventilerhebung ist meist an einem Lastpunkt füllungsoptimal ausgelegt. In der Regel handelt es sich dabei um einen Punkt im oberen Drehzahlbereich bei Volllast. Der ES ist dabei so gewählt, dass während des Einströmungsvorganges gerade noch keine Rückströmung auftritt. Mit einem variablen ES kann praktisch in jedem Drehzahl- und Lastbereich des Motors eine Einstellung gefunden werden, mit der der Liefergrad maximiert wird. Daraus ergeben sich ein gesteigertes Volllastpotential hinsichtlich begrenzender Abgastemperaturen und eine verminderte Rußbildung, sowie auch entsprechende Vorteile und Möglichkeiten im Teillastbereich.

#### **Beeinflussung der effektiven Verdichtung**

Mit einem zu frühen oder zu späten ES verringert sich zunächst die Füllung und das für die Kompression wirksame Hubvolumen. Mit einer Ladedruckanhebung kann die Ladungsmasse wieder auf das ursprüngliche Niveau angehoben werden, d.h. ein Teil der Kompressionsarbeit wird auf die Aufladung verlagert. Bei der Kombination mit einer Ladeluftkühlung ergeben sich niedrigere Prozesstemperaturen und damit Vorteile bei den  $\text{NO}_x$ -Emissionen. In Verbindung mit einem frühen ES ist dieses Verfahren als Miller-Zyklus, in Verbindung mit einem späten ES als Atkinson-Zyklus bekannt (13).

Die Ventilerhebungen möglicher ES-Variationen sind schematisch in Abbildung 3-2 dargestellt.

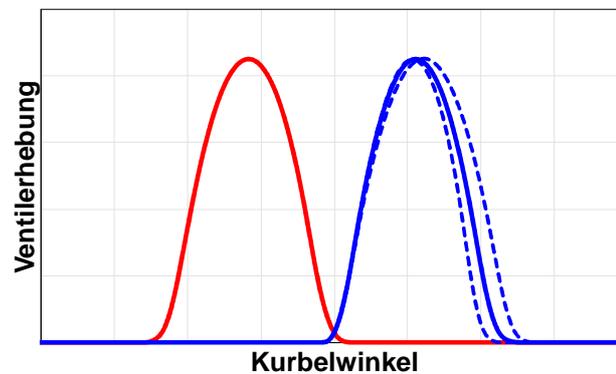


Abbildung 3-2, Variation von ES

### 3.1.2 Variation des Auslassventil-Öffnungszeitpunktes (AÖ)

Der AÖ ist ein entscheidender Faktor für die auftretenden Ladungswechselverluste. Beim Öffnen des Auslassventils vor dem UT, expandieren die Verbrennungsgase ohne weitere Arbeitsabgabe in den Auspuffkrümmer, der sogenannte Expansionsverlust. Liegt AÖ genau zum Zeitpunkt des UT, ist aufgrund der dichtenden Eigenschaft des Ventils bei geringen Hüben, eine hohe Ausschriebarbeit und damit ein hoher Ladungswechselverlust die Folge. Beim konventionellen Ventiltrieb ist AÖ optimal für einen Auslegungspunkt gewählt, d.h. die Summe aus Expansions- und Niederdruckarbeit ist minimal. Die Variation des AÖ bietet somit Potential für eine Effizienzsteigerung durch eine Optimierung der Ladungswechselverluste.

Mögliche Ventilerhebungen bei der Variation von AÖ sind schematisch in Abbildung 3-3 dargestellt.

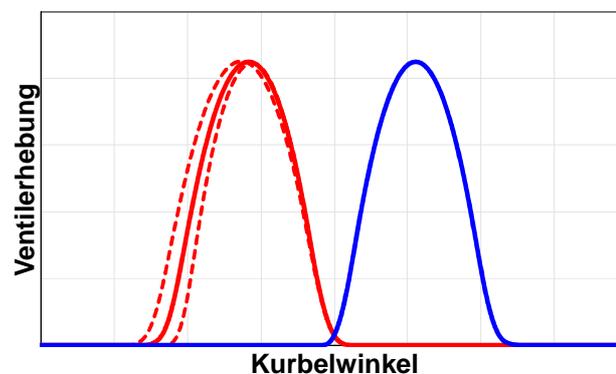


Abbildung 3-3, Variation von AÖ

### 3.1.3 Variation der Phasenlagen

Das Potential der ein- und auslassseitigen Phasenvariabilität für dieselmotorische Anwendungen hinsichtlich Emissionssenkung wird in (14) untersucht.

Aufgrund des beim Dieselmotor geringen Abstandes zwischen Kolben und Ventile im OT (siehe Abbildung 3-1, Ventilerhebung und Kolbenweg), sind der Variabilität dabei Grenzen gesetzt. Ohne Anpassung des Kolbens kann die Verstellung der Auslassnockenwelle nur in Richtung früh, die der Einlassnockenwelle nur in Richtung spät erfolgen. Eine beidseitige Verstellung für die Realisierung einer hohen Ventilüberschneidung wird durch Ventiltaschen im Kolben ermöglicht, die jedoch eine starke negative Beeinflussung der Drall- und Quetschströmung bewirken.

Die Phasenverstellung einer Nockenwelle bewirkt eine gleichzeitige Veränderung des Ventilöffnungs- und Ventilschließzeitpunktes, mögliche Variationen der Phasenlagen sind schematisch in Abbildung 3-4 dargestellt.

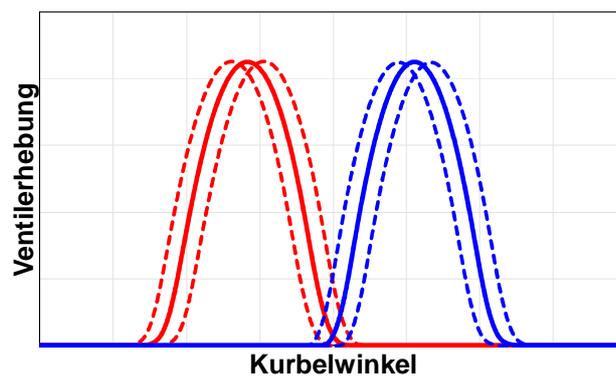


Abbildung 3-4, Variation der Phasenlagen

#### Phasenlage der Auslassnockenwelle

Eine Verstellung der Auslassventilerhebung in Richtung früh bewirkt einen AS bevor der Kolben im Ausschietakt den OT erreicht. Das gesamte Zylindervolumen zum Zeitpunkt AS bleibt mit Verbrennungsgas gefüllt, welches im darauffolgenden Zyklus als inneres Restgas auftritt. Somit lässt sich der innere Restgasanteil gut durch die Phasenlage der Auslassnockenwelle steuern, eine mögliche Anwendung ist die Abgastemperaturerhöhung für Sonderbetriebsarten. Problematisch dabei ist die auftretende Restgaskompression, die durch die Kompressionsarbeit hohe Ladungswechselverluste verursacht. Darüber hinaus expandiert das unter hohem Druck stehende Restgas zum Zeitpunkt EÖ unter hoher Geräusentwicklung in das Saugrohr. Das gleichzeitige frühe AÖ hat zudem einen hohen Expansionsverlust zur Folge.

### Phasenlage der Einlassnockenwelle

Die Verstellung der Einlassnockenwelle in Richtung spät bewirkt am Beginn des Ansaugtaktes einen Unterdruck im Zylindervolumen und verursacht dabei eine hohe Ladungswechselarbeit. Zum Zeitpunkt EÖ wird das Volumen schlagartig mit Frischladung aus der Sauganlage gefüllt, hohe Strömungsgeschwindigkeiten und eine gute Drallgenerierung sind die Folge. Das gleichzeitige späte ES bewirkt jedoch einen hohen Füllungsverlust.

### Kombination Ein- und Auslassnockenwelle

Gleichzeitige Verstellung der Ein- und Auslassnockenwelle verhindert eine Restgasexpansion in das Saugrohr, bzw. den hohen Unterdruck zum Zeitpunkt EÖ. Somit kann eine hohe Geräuschentwicklung bei der oben genannten Strategie zur Abgastemperaturerhöhung vermieden werden.

### Kombination Phasenvariabilität mit Variation der Öffnungsdauer

Durch die Kombination von Phasensteller mit einer Variabilität der Ventilöffnungsdauer sind die, bei der oben genannten Strategie zur Erhöhung der inneren AGR hohen Expansions- und Füllungsverluste, aufgrund eines verfrühten AÖ und eines verspäteten ES vermeidbar (siehe Abbildung 3-5).

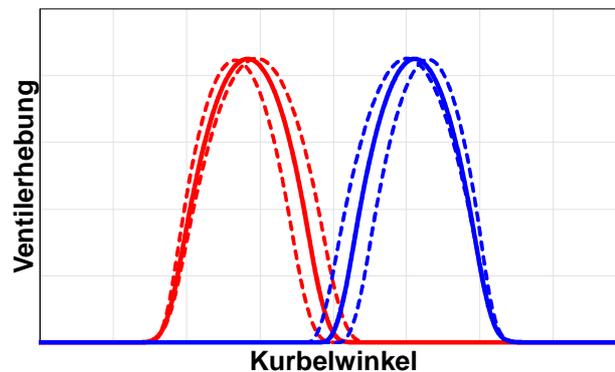


Abbildung 3-5, Kombination variable Phasenlage und Öffnungsdauer

### 3.1.4 Mehrmaliges Ventilöffnen

Mehrmaliges Ventilöffnen dient zur Steigerung der inneren AGR-Rate und ermöglicht im Teillastbereich eine Anwendung zur Abgastemperatursteigerung bei Sonderbetriebsarten. Dabei erfolgt die Strömung durch das Druckgefälle zwischen Abgaskrümmer und Saugrohr. Die erzielbare AGR-Rate ist stark von den Druckspitzen des pulsierenden Abgasdruckes und deren Phasenlage zum Zusatzhub abhängig. Abbildung 3-6 zeigt beide möglichen Strategien.

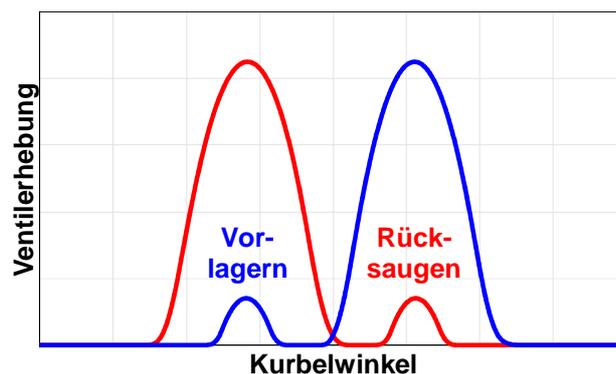


Abbildung 3-6, Mehrmaliges Ventilöffnen mit Zusatznocken

Ein zusätzliches Öffnen des Einlassventils während des Ausschiebevorganges, bewirkt aufgrund der Differenz zwischen Zylinderdruck und Saugrohrdruck eine Vorlagerung der Verbrennungsgase im Saugrohr. Im Gegensatz zu den sonstigen Strategien für hohe innere AGR-Raten, bei denen der Restgasanteil den Brennraum nicht verlässt, werden hier die Verbrennungsgase aufgrund des Ansaugvorganges über die Einlasskanäle mit Drall beaufschlagt, hohes Ladungsbewegungsniveau ist somit auch mit hohen inneren AGR-Raten möglich. Problematisch dabei ist die daraus resultierende Temperaturerhöhung in der Sauganlage, die bei Kunststoffausführungen unter Umständen ein Ausweichen auf temperaturbeständigere Werkstoffe erfordert. Darüber hinaus bewirkt eine hohe Druckspitze des Abgasdruckes, bzw. aufgrund des gleichzeitig geöffneten Auslassventiles des Zylinderdruckes, ein stoßartiges Ausströmen der Verbrennungsgase in das Saugrohr, eine hohe Geräuschentwicklung ist die Folge.

Wird das Auslassventil während des Ansaugvorganges geöffnet, strömen aufgrund der Druckdifferenz bereits ausgeschobene Verbrennungsgase zurück in den Zylinder. Dieser Vorgang wird Rücksaugen der Verbrennungsgase genannt. Werden bei Mehrventilmotoren dabei beide Auslassventile betätigt, findet in jedem Fall eine Rückströmung entgegen der Drehrichtung der Frischladung statt, die eine hohe Beeinträchtigung des Ladungsbewegungsniveaus bewirkt. Es ist daher zielführend, nur jenes Auslassventil zu öffnen, bei dem die Rückströmung in den Zylinder der Drehrichtung des Dralls entspricht. Bei stoßartigen Strömungen, aufgrund der Druckspitzen des pulsierenden Abgasdruckes, wird jedoch weniger Geräusch entwickelt als beim Vorlagern der Verbrennungsgase.

### 3.1.5 Variation des maximalen Ventilhubes

Eine Absenkung des maximalen Ventilhubes ist, in Verbindung mit geeigneten Einlasskanalgeometrien, eine Alternative zur Anpassung des Ladungsbewegungsniveaus mittels Drallklappe. Die Einlasskanäle müssen dabei so gestaltet werden, dass sie bereits bei kleinen Ventilhuben und Durchflüssen hohe Drallzahlen aufweisen um das erforderliche Ladungsbewegungsniveau zu erreichen.

Abbildung 3-7 zeigt beispielhaft die Drallzahlen zweier unterschiedlicher Kanalausführungen. Das Drallniveau ist dabei durch die Geometrie des Kanales und des Ventilsitzes bestimmt. Hohe Drallzahlen bei kleinen Ventilhuben werden durch Masking erreicht (vgl. Abbildung 3-23), eine einseitige Absperrung des Ventilöffnungsquerschnittes, die eine hohe richtungsbehaftete Einströmung der Frischgase bewirkt. Bei Dieselmotoren mit ihren ebenen Zylinderköpfen erreicht man die Absperrung durch eine exzentrisch zur Ventilachse ausgeführte Fase beim Ventilsitz, die sogenannte Sitzdrallfase.

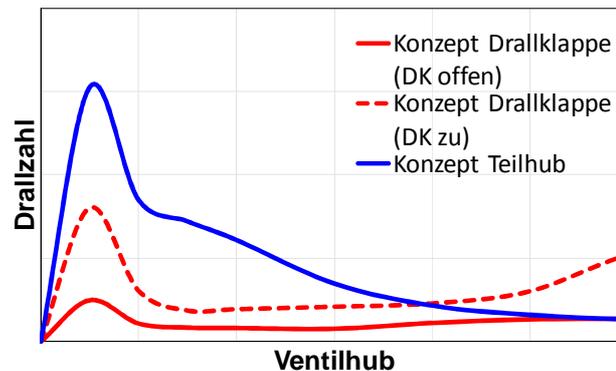


Abbildung 3-7, Drallzahl über Ventilhub

Bei Anhebung der Ladungsbewegung mittels Drallklappe, verschiebt sich die in Abbildung 3-7 gezeigte rote durchgezogene Kurve im gesamten Ventilhubbereich zu höheren Drallzahlen, die höchste Ladungsbewegung wird durch die vollständig geschlossene Drallklappe erreicht (rote, unterbrochene Kurve). Die Drosselung eines Einlasskanales bewirkt jedoch eine Erhöhung der Ladungswechselarbeit. Bei Anpassung der Ladungsbewegung mittels Teilhub, wird nur jener Ventilhubbereich durchfahren, der gute drallerzeugende Eigenschaften besitzt. Das Ladungsbewegungsniveau zum Zeitpunkt ES ist somit vom maximalen Ventilhub abhängig. In Abbildung 3-8 sind verschiedene Teilhübe bei gleichbleibender Öffnungsdauer dargestellt.

Die Kanalgestaltung ist immer ein Kompromiss zwischen hohen Drallzahlen und guten Durchflusswerten. Die Ladungswechselvorteile, die sich aus dem Entfall der Drallklappe ergeben, werden aufgrund schlechterer Durchflusswerte bei den höher gewichteten, niedrigen Ventilhuben teilweise wieder aufgehoben.

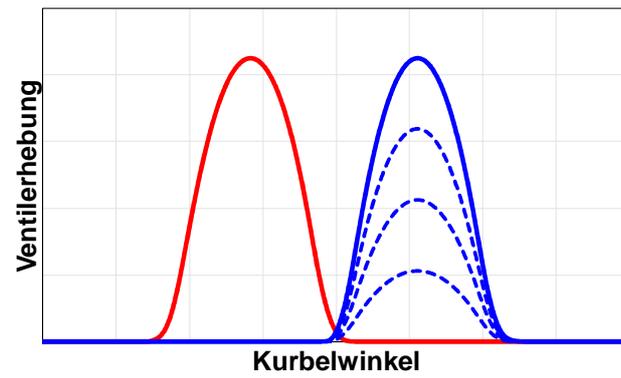


Abbildung 3-8, Variation des maximalen Einlass-Ventilhübes

## 3.2 Parameter für Variabilitäten in der Ventilsteuerung hinsichtlich Umschaltsysteme

Die Ventiltriebsvariabilität bietet eine Vielzahl an Möglichkeiten um das Verbrauchs-, Emissions- und Vollastverhalten eines Motors zu optimieren. Die Freiheitsgrade des eingesetzten Systems bestimmen dabei die Möglichkeiten zur Anpassung der Ventilerhebungen. In Anlehnung an (15) kann beinockengesteuerten Ventiltrieben grundsätzlich eine Modifikation der Phasenlage, des maximalen Ventilhubes, der Öffnungsdauer und der Hubfunktion erfolgen (Abbildung 3-9).

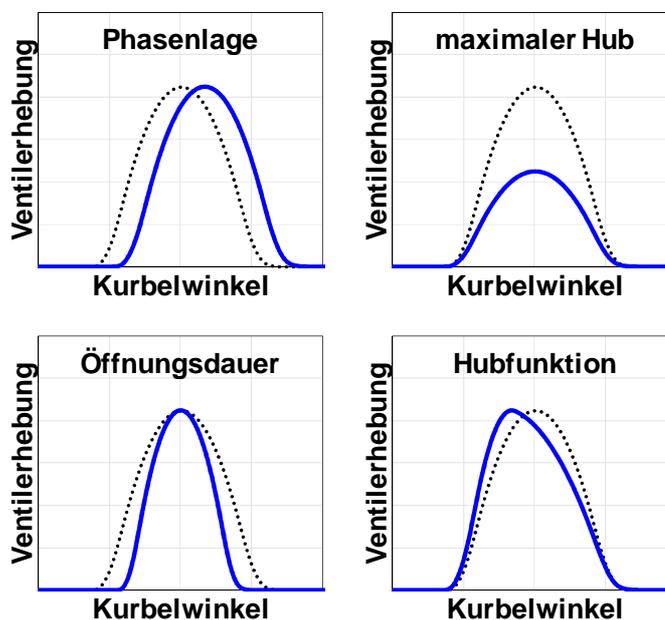


Abbildung 3-9, Parameter der Ventiltriebsvariabilität

Die Möglichkeiten der Umsetzung eines variablen Ventiltriebes reichen somit von einer reinen Phasenverstellung, bis hin zur Darstellung einer Vollvariabilität, bei der mehrere Parameter gleichzeitig und unabhängig voneinander variiert werden können. Darüber hinaus kann unterschieden werden, ob eine Verstellung stufenlos oder nur in diskreten Schritten möglich ist. In dieser Arbeit wird das Potential einer Umschaltung zwischen mehreren voneinander unabhängigen Nockenprofilen untersucht (z.B. mittels Schiebenockensystem, siehe Abbildung 3-10). Das Grundprinzip dieses Systems beruht auf einer axialen Verschiebung eines Nockenstückes, bei dem die zwei unterschiedlichen Nockenprofile nebeneinander angeordnet sind (16). Der Schaltvorgang erfolgt in der Grundkreisphase mittels eines Aktorpins, welcher in eine Nutkontur des Nockenstückes eingreift.

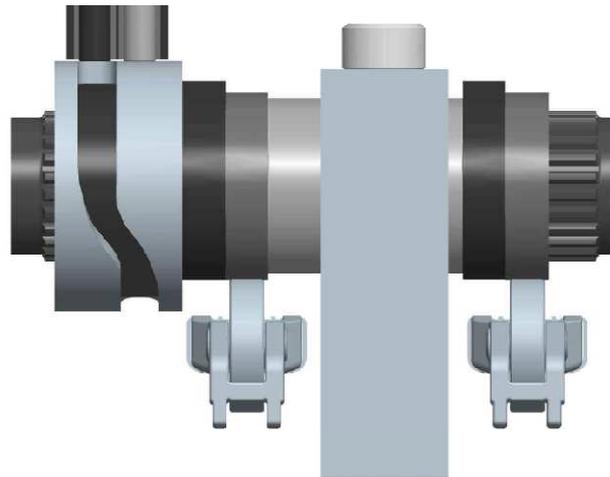


Abbildung 3-10, INA-Schiebenockensystem, zweistufig (16)

Dabei können die Parameter Phasenlage, Hub, Öffnungsdauer und Hubfunktion innerhalb gewisser Grenzen für jedes einzelne Profil getrennt festgelegt werden. Eine kontinuierliche Verstellung eines Parameters ist durch den alleinigen Einsatz eines Umschaltsystems jedoch nicht möglich. So können auch in diesem Fall die Nockenprofile nur einen Kompromiss über einen Last- und Drehzahlbereich darstellen, aber man hat die Möglichkeit, spezielle Betriebsbereiche des Motors gezielt zu optimieren.

Dies ergibt vielfältige Anwendungsmöglichkeiten. Naheliegender ist es, ein Nockenprofil zur Effizienzsteigerung im Teillastbereich mit einem Profil zur Optimierung der Füllung in der Volllast zu kombinieren. Durch eine unterschiedliche Ausführung des Nockenprofils je Einlasskanal, kann bei Mehrventilmotoren zudem das Ladungsbewegungsniveau im jeweiligen Betriebsbereich optimiert und somit das Emissionsverhalten verbessert werden. Eine mögliche Ausführung mit langer Volllastnocke und kurzen, unterschiedlichen Teillastnocken zeigt Abbildung 3-11.

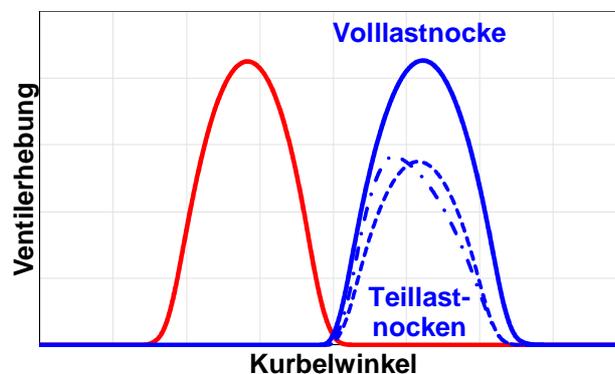


Abbildung 3-11, Umschaltsystem mit Volllast- und Teillastnocken

Auch ein mehrmaliges Öffnen eines Ventils mittels einer Zusatznocke ist möglich (siehe Abbildung 3-6).

### 3.3 Auswahl untersuchter Konzepte anhand Analyse des Basisbrennverfahrens

Wie in Kapitel 3.1 beschrieben, ergeben sich durch den Einsatz einer Ventiltriebsvariabilität vielfältige Anwendungsmöglichkeiten. Die hier untersuchten Konzepte sollen mit einem Umschaltsystem zwischen der konventionellen Nocke und einem Sondernocken realisiert werden können. Wie bereits in 3.2 erwähnt, bietet diese Form der Ventiltriebsvariabilität hohe Freiheitsgrade bei der Darstellung der Ventilerhebungen, eine kontinuierliche Verstellung eines Parameters ist jedoch nicht möglich.

Bei der Auswahl der zu untersuchenden Konzepte muss beachtet werden, welche Ventilhubstrategien hinsichtlich des Basisbrennverfahrens die meisten Optimierungsmöglichkeiten bieten. Im Rahmen dieser Diplomarbeit liegen die Hauptaugenmerke dabei auf einer Optimierung des Ladungswechsels hinsichtlich Füllung, Ladungswechselerbeit und Drall, sowie auf einer effizienten Strategie zur Darstellung hoher Abgastemperaturen mittels innerer AGR.

Im Vorfeld dieser Diplomarbeit wurden umfangreiche Untersuchungen zum Thema „Potenziale von Variabilitäten im Ventiltrieb zur Emissionssenkung für künftige Dieselmotoren“ durchgeführt (14). Inhalt dieser Arbeit ist die Untersuchung des Potentials von ein- und auslassseitiger Phasenvariabilität. Die gewonnenen Erkenntnisse, speziell die von Strategien mit hohen inneren AGR-Raten, dienen neben der Analyse des Basisbrennverfahrens als Grundlage für die nachfolgende Konzeptauswahl.

#### 3.3.1 Kurze Einlassnockenwelle

Nach 3.1.1 bietet die Variation des ES die Möglichkeit der Füllungsoptimierung bzw. eine Beeinflussung der effektiven Verdichtung. Die konventionellen Ventilerhebungen des in 4.1.1 beschriebenen Versuchsträgers sind auf eine optimale Füllung bei  $3000 \text{ min}^{-1}$  und Vollast ausgelegt. Bei diesem Lastpunkt ist durch den Nachladeeffekt ein Schließen der Einlassventile nach dem UT möglich. Dabei verhindert die Trägheit der einströmenden Gasmasse eine Rückströmung aufgrund der Volumsabnahme durch die Aufwärtsbewegung des Kolbens.

Bei niedrigeren Motorlasten und Drehzahlen ist die konventionelle Öffnungsdauer der Einlassventile zu lang. Aufgrund der niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten, sowie der niedrigeren bewegten Gasmassen ist der Nachladeeffekt weniger stark ausgeprägt. Der aufwärtsgehende Kolben bewirkt ein Ausschleichen eines Anteiles des bereits angesaugten Frischgases.

Dies wird durch die Analyse des Basisbrennverfahrens verdeutlicht. Eine Berechnung des Massenstromverlaufs über die beiden Einlassventile mittels der in 4.3 vorgestellten Ladungswechselanalyse wurde an mehreren Lastpunkten durchgeführt. Abbildung 3-12 zeigt den berechneten Massenstrom bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und  $15 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge, das entspricht einem effektiven Mitteldruck von 4.5 bar. Zu sehen ist ein Rückströmen bereits angesaugter Masse nach dem

---

UT. Des Weiteren findet eine Rückströmung nach EÖ statt. Dabei handelt es sich um Verbrennungsgas, das aufgrund des positiven Spulgefälles zwischen dem Auspuffkrümmer- und Saugrohrdruck während der Ventilüberschneidung in den Einlasskanal strömt. Dieses Verbrennungsgas tritt im folgenden Zyklus als innere-AGR auf.

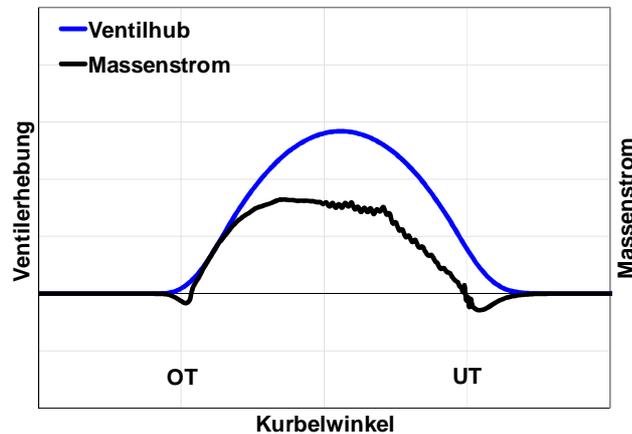


Abbildung 3-12, Massenstromverlauf über Einlassventile  
bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 15 \text{ mg/Hub}$

Abbildung 3-13 zeigt den berechneten Massenstrom bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und  $69.5 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge, das entspricht der Volllast bei einem effektiven Mitteldruck von  $23.5 \text{ bar}$ . Die Massenströme und die Strömungsgeschwindigkeiten sind wesentlich höher im Vergleich zum obigen Lastpunkt, während der Öffnungszeit des Einlassventiles wird in etwa die doppelte Masse angesaugt. Das Ausströmen nach dem UT tritt jedoch auch hier auf. Während der Ventilüberschneidung kann keine Rückströmung beobachtet werden, da bei diesem Lastpunkt der Saugrohrdruck über dem mittleren Druck im Auspuffkrümmer liegt, ein Ausspülen der Verbrennungsgase mit Frischluft ist die Folge.

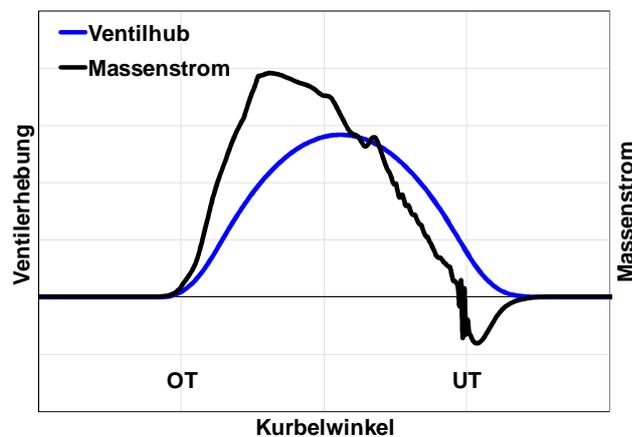


Abbildung 3-13, Massenstromverlauf über Einlassventile  
bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 69.5 \text{ mg/Hub}$

Basierend auf diesen Beobachtungen, soll ein Nockenprofil mit kürzerer Öffnungsdauer die Füllungsverluste bei Volllast unterhalb  $3000 \text{ min}^{-1}$ , sowie in der Teillast minimieren. Das Konzept sieht vor, den Motor im unteren Lastbereich mit der kurzen Nocke und im oberen Lastbereich mit der konventionellen Nocke zu betreiben.

Die Auslegung der Öffnungsdauer erfolgte mittels der Software „GT-Power“ von Gamma Technologies. Da der Auslegungsprozess nicht Teil dieser Diplomarbeit ist, wird hier die Vorgangsweise der Auslegung wiedergegeben. Die zur Berechnung herangezogenen Lastpunkte und Randbedingungen sind in Tabelle 1 aufgelistet.

Drehzahl	Einspritzmenge	Randbedingungen
$\text{min}^{-1}$	mg/Hub	-
1500	60	$p_{22} = \text{konst.}; p_{\text{max}} = \text{konst.}$
3000	65	$p_{22} = \text{konst.}; p_{\text{max}} = \text{konst.}$
4800	40	$p_{22} = \text{konst.}; p_{\text{max}} = \text{konst.}$
1500	11	$p_{22} = \text{konst.}; m_L = \text{konst.}$
1750	22	$p_{22} = \text{konst.}; m_L = \text{konst.}$

Tabelle 1, Betriebspunkte für Sondernockenauslegung

Je Lastpunkt wurden Variationen mit verkürzten Einlassventil-Öffnungsdauern durchgeführt, bewertet wurden die Ladungsmasse, sowie der indizierte Mitteldruck. Gewählt wurde eine um 20 % verkürzte Ventilerhebung, die das Optimum im betrachteten Bereich darstellt. Um die Auswirkungen der kürzeren Öffnungszeit auch auf  $3000 \text{ min}^{-1}$  und darüber abschätzen zu können, wurden die Berechnungen mit dementsprechenden Lastpunkten ergänzt.

Die Ventilerhebung mit der ausgeführten kurzen Einlassnockenwelle zeigt Abbildung 3-14. Der frühere ES wird durch eine steilere Schließflanke dargestellt. Im Vergleich zur Referenznockenwelle treten somit höhere Ventilbeschleunigungen auf. Da der Betrieb nur im niedrigeren Drehzahlbereich vorgesehen ist, ist eine Anpassung der Ventildedern zur Vermeidung des Abhebens der Ventile und Schleppebel von der Nockenwelle nicht notwendig.

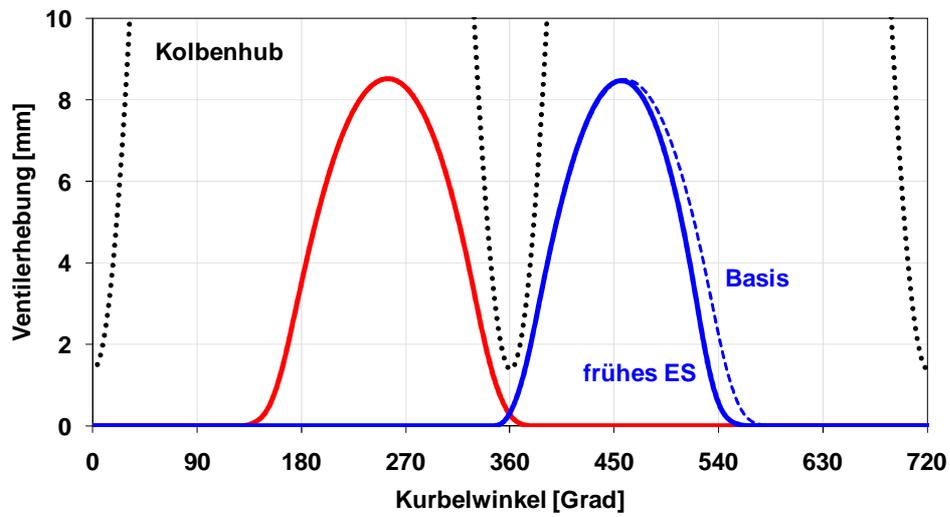


Abbildung 3-14, Kurze Einlassnockenwelle

Die Auswirkungen auf die Verbrennung ergeben sich aus der veränderten Zylinderfüllung in Kombination mit dem erhöhten effektiven Verdichtungsverhältnis. In dem für die Nocke vorgesehenen Betriebsbereich sind höhere Drücke und Temperaturen bei Verdichtungsende zu erwarten.

### 3.3.2 Lange Einlassnockenwelle

Bei Volllastpunkten oberhalb der Auslegungsdrehzahl ist die konventionelle Öffnungsdauer der Einlassventile zu kurz. Der Nachladeeffekt ist aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeiten, sowie der hohen bewegten Gasmassen stärker ausgeprägt als bei  $3000 \text{ min}^{-1}$ . Das Schließen der Einlassventile kann somit noch später erfolgen, ohne Rückströmung bereits angesaugten Frischgases.

Die Analyse des Basisbrennverfahrens dient wieder zur Verdeutlichung des Vorganges. In Abbildung 3-15 ist der berechnete Massenstrom über die beiden Einlassventile bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  und  $60 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge dargestellt. Das entspricht der Volllast bei einem effektiven Mitteldruck von  $19.1 \text{ bar}$ . Die absolut angesaugte Masse ist Vergleich zu dem in Abbildung 3-13 betrachteten Lastpunkt nur geringfügig höher, die Massenstromverläufe sind jedoch sehr unterschiedlich. Bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  tritt nach dem UT bis ES kein Rückströmen auf, der Nachladeeffekt bewirkt eine weitere Einströmung obwohl der Kolben bereits mit seiner Aufwärtsbewegung das Zylindervolumen verkleinert. Aufgrund zunehmender Verschließung des Ventils bei kleiner werdenden Ventilhuben, wird die angesaugte Masse vor ES allmählich abgebremst. Als Folge des negativen Spülgefälles zwischen Saugrohr- und Auspuffkrümmerdruck, ist bei diesem Lastpunkt wiederum das Ausschleiben von Verbrennungsgase in das Saugrohr während der Ventilüberschneidungsphase zu beobachten.

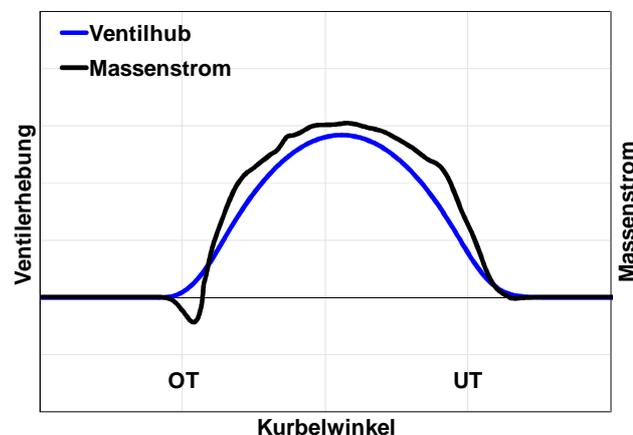


Abbildung 3-15, Massenstromverlauf über Einlassventile  
bei  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 60 \text{ mg/Hub}$

Eine Nocke mit längerer Öffnungsdauer ermöglicht eine bessere Ausnutzung des Nachladeeffektes bei höheren Drehzahlen. Das Konzept sieht vor, den Motor im unteren Lastbereich mit der konventionellen Nocke und im oberen Lastbereich mit der langen Nocke zu betreiben.

Die Auslegung des langen Einlassprofils, erfolgte wieder mit GT-Power nach der in 3.1.1 genannten Vorgehensweise. Das Optimum hinsichtlich einer Erhöhung des Liefergrades oberhalb von  $3000 \text{ min}^{-1}$ , wird mit einer Verlängerung der Einlassventil-Öffnungszeit um  $20 \text{ }^\circ\text{KW}$  erreicht.

Die Ventilerhebung mit der ausgeführten langen Einlassnockenwelle ist in Abbildung 3-16 dargestellt. Um keine Durchflussnachteile aufgrund langsameren Öffnen und Schließens der Ventile zu erhalten, sind die Flanken im Bereich kleiner Ventilhübe vergleichbar steil ausgeführt.

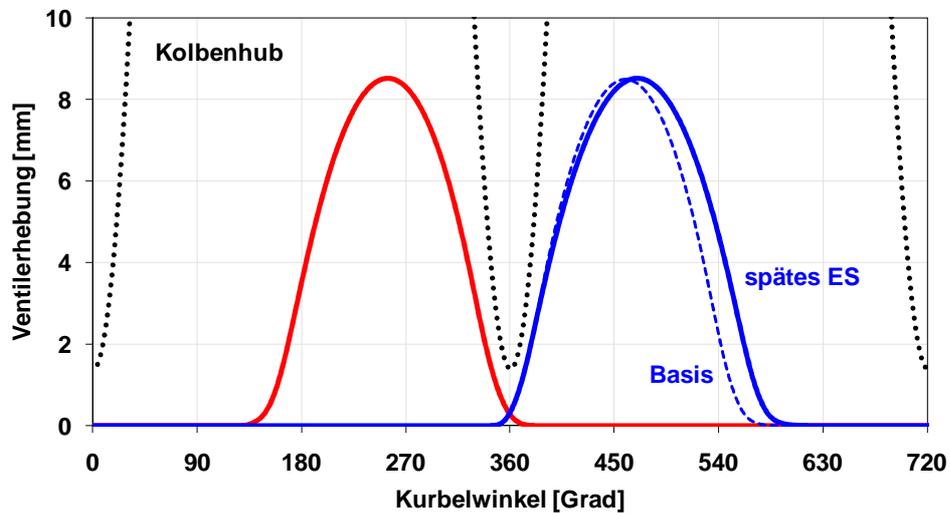


Abbildung 3-16, Lange Einlassnockenwelle

Die Einflüsse auf die Verbrennung ergeben sich aus der Kombination der höheren Zylinderfüllung und des reduzierten effektiven Verdichtungsverhältnisses. Aufgrund der niedrigeren Verdichtung sind niedrigere Temperaturen bei Verdichtungsende zu erwarten.

### 3.3.3 Kurze Auslassnockenwelle

Nach 3.1.2 bietet die Variation des AÖ eine Möglichkeit zur Effizienzsteigerung durch Minimierung der Ladungswechselverluste. Zur Vermeidung des Ausschlebens gegen einen zu hohen Gegendruck, werden die Auslassventile i.A. vor dem UT geöffnet. Die Gegendruckminimierung erfolgt einerseits aufgrund der vorzeitigen Expansion der Verbrennungsgase in den Abgaskrümmen, sowie durch den am Beginn des Ausschleibvorgangs bereits höheren Ventilhub. Der AÖ ist so auszulegen, dass sich ein Minimum der Summe von Expansionsverlust und Niederdruckarbeit ergibt.

Bei niedrigen Drehzahlen steht vergleichsweise viel Zeit für die Expansionsströmung in den Auspuffkrümmen zur Verfügung, der Druckabbau erfolgt in einem engeren Kurbelwinkelbereich. Ein späteres Öffnen der Auslassventile ist für die Druckminderung ausreichend, bei gleichzeitiger längerer Arbeitsabgabe der Verbrennungsgase.

Die beim Basisbrennverfahren entstehenden Ladungswechselverluste wurden an mehreren Lastpunkten analysiert. Abbildung 3-17 zeigt die Ladungswechselschleife bei  $1250 \text{ min}^{-1}$  und  $6 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge, ein Niedriglastpunkt mit einem effektiven Mitteldruck von  $1.3 \text{ bar}$ . Der durch das vorzeitige Öffnen der Auslassventile entstehende Expansionsverlust ist die Fläche zwischen dem gemessenen Druckverlauf und dem Verlauf bei einer Expansion bis zum UT (unterbrochene Linie). Beim betrachteten Lastpunkt erfolgt der Abbau des Druckes relativ schnell und erreicht beim UT ein Minimum. Die daraus folgende geringere Niederdruckarbeit kompensiert die Verluste durch die Expansion nicht zur Gänze.

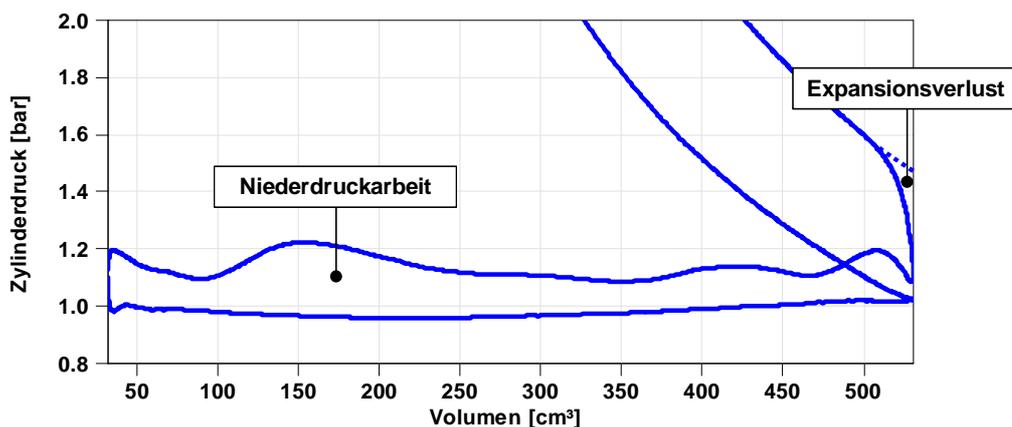


Abbildung 3-17, Ladungswechselverluste  
bei  $n = 1250 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 6 \text{ mg/Hub}$

Basierend auf dieser Analyse, soll ein späteres AÖ die Ladungswechselverluste bei niedrigen Motorlasten und Drehzahlen minimieren. Das Konzept sieht vor, den Motor im unteren Lastbereich mit einer kurzen Nocke und im oberen Lastbereich mit der konventionellen Nocke zu betreiben.

Die Auslegung des kurzen Nockenprofils erfolgte wieder mittels „GT-Power“ nach der in 3.3.1 bereits dargestellten Vorgangsweise. Nach der Simulation, bietet eine um 20  $\mu$ s verkürzte Öffnungsdauer bei gleichem AS das meiste Potential zur Effizienzsteigerung im betrachteten Lastbereich.

Abbildung 3-18 zeigt die Ventilerhebung mit der ausgeführten kurzen Auslassnockenwelle. Aufgrund der im Vergleich zur konventionellen Nocke steileren Öffnungsflanke, treten höhere Ventilbeschleunigungen auf. Da der Betrieb, ähnlich wie bei der kurzen Einlassnockenwelle nur im niedrigen Drehzahlbereich vorgesehen ist, muss keine Anpassung der Ventiltriebskomponenten erfolgen.

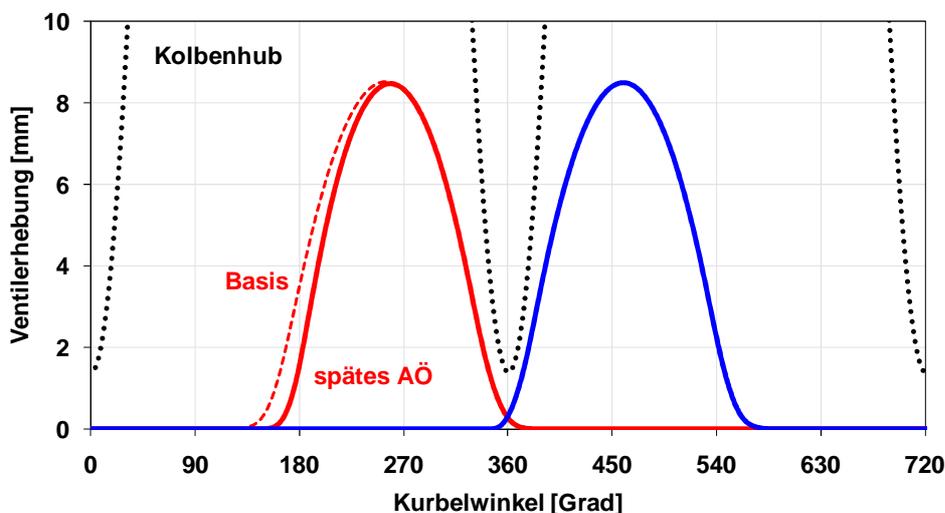


Abbildung 3-18, Kurze Auslassnockenwelle

Der Druck im Auspuffkrümmer weist durch die Expansionsvorgänge bei AÖ mehrere Druckspitzen auf, deren Phasenlage den inneren Restgasanteil maßgeblich beeinflusst. Je höher der Abgasdruck während der Ventilüberschneidungsphase, desto weniger verbleibende Verbrennungsgase werden durch die Frischgase verdrängt. Im Vergleich zur konventionellen Auslassnockenwelle, ergibt das spätere AÖ eine Phasenverschiebung der Abgasdruckspitzen und somit veränderte Bedingungen während der Ventilüberschneidung, abhängig von der Drehzahl wird der innere Restgasanteil erhöht oder reduziert. Aus diesem Grund sind nicht unerhebliche Einflüsse auf die Füllung und Verbrennung zu erwarten.

### 3.3.4 Kombination kurze Einlass- und kurze Auslassnockenwelle

Die Konzepte kurze Einlassnockenwelle und kurze Auslassnockenwelle bieten Möglichkeiten zur Optimierung des Brennverfahrens im unteren Drehzahlbereich (siehe 3.3.1 und 3.3.3). Eine Summierung der jeweilig erzielten Effekte ist aufgrund von Quereinflüssen jedoch nicht möglich. Da der spätere AÖ den inneren Restgasanteil beeinflusst, ergeben sich andere Randbedingungen für den Ansaugvorgang mit der kurzen Einlassnockenwelle, die eine veränderte Füllung, Ladungsbewegung und Prozesstemperatur zur Folge haben kann.

Die Dominanz der Quereinflüsse ist schwer abzuschätzen, die Kombination der beiden Konzepte soll das gesamt erzielbare Potential der ein- und auslasseitigen Variabilität aufzeigen. Abbildung 3-19 zeigt die ausgeführten Ventilerhebungskurven.

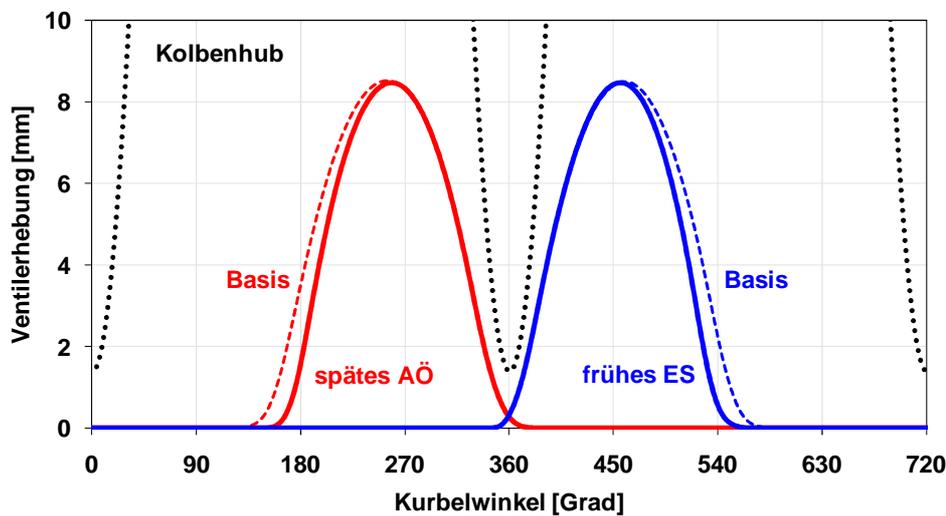


Abbildung 3-19, Kombination kurze Einlass- und kurze Auslassnockenwelle

### 3.3.5 Auslassnockenwelle mit Restgasnocke

Ein mehrmaliges Öffnen eines Ventils mittels einer Zusatznocke bietet die Möglichkeit, hohe innere Restgasraten zu realisieren (siehe Abbildung 3-6). Grundsätzlich ist diese hohe innere AGR-Rate durch die beiden Strategien „Vorlagern“ und „Rücksaugen“ der Verbrennungsgase realisierbar. Aufgrund der höheren Geräuschentwicklung beim Vorlagern, wurde die Strategie des Rücksaugens durch mehrmaliges Öffnen der Auslassventile gewählt, trotz der dabei entstehenden Nachteile hinsichtlich der Ladungsbewegung.

Der Anteil des inneren Restgases bewirkt aufgrund dessen hohen Temperatur Füllungsverluste, sowie hohe Prozess- und Abgastemperaturen. Der Einsatz der Restgasnocke ist somit nur bei Sonderbetriebsarten sinnvoll. Im Warmlauf ergeben sich eine verbesserte Verbrennungsstabilität und damit niedrigere HC- und CO Emissionen aufgrund verbesserter Zündbedingungen. Darüber hinaus ermöglicht die erhöhte Abgastemperatur eine Reduzierung der erforderlichen Nacheinspritzmenge bei der CSF- oder NSC-Regeneration (siehe 2.3).

Maßgebend für die erzielbare innere AGR-Rate, ist die Phasenlage des Zusatzhubes, bzw. das während der zweiten Öffnungsdauer herrschende Druckverhältnis zwischen Abgasdruck und Saugrohr- bzw. Zylinderdruck. Die Analyse des Basisbrennverfahrens verdeutlicht diesen Zusammenhang. In Abbildung 3-20 sind die Verläufe des Zylinderdruckes, der beiden Drücke in den Einlasskanälen und des Abgasdruckes im Krümmer bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  und  $15 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge dargestellt. Der Abgasdruck weist während eines Arbeitszyklus sechs Druckspitzen auf, die sich aus den Ausschlebevorgängen der sechs Zylinder ergeben. Für die Erzielung höchster innerer AGR-Raten, ist die Phasenlage der Zusatznocke auf die Druckspitze während des Ansaugtaktes auszurichten.

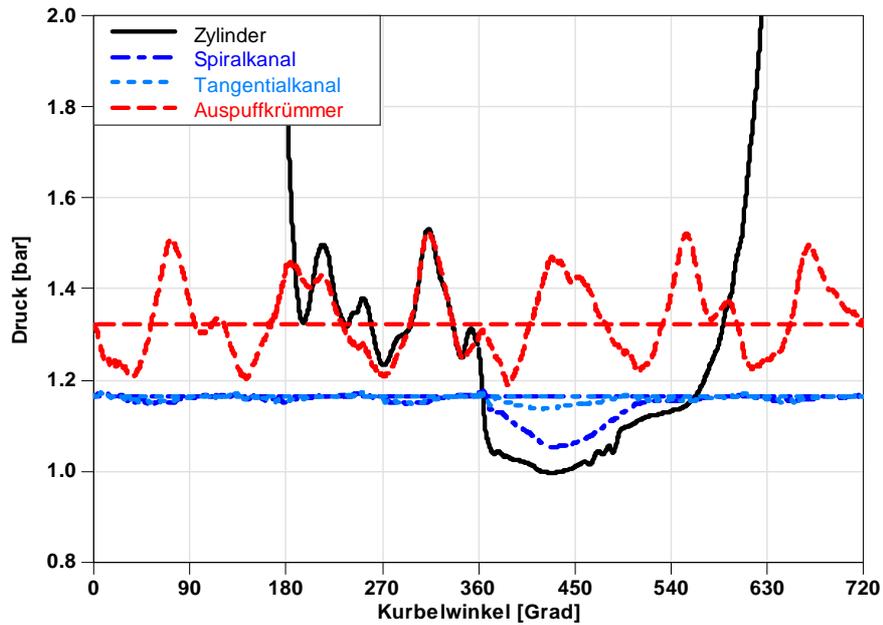


Abbildung 3-20, Druckverläufe während des Ladungswechsels  
bei  $n = 1500 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 15 \text{ mg/Hub}$

Basierend auf der Analyse des Basisbrennverfahrens wurde der Öffnungszeitpunkt (= 400 °KW) des zweiten Hubes definiert. Da Simulationen die bei diesem Konzept auftretenden Vorgänge nur unzureichend abbilden können, wurden für die Motorversuche zwei Varianten der Restgasnocke ausgeführt, die Ventilerhebungen mit diesen Sondernocken sind in Abbildung 3-21 dargestellt. Bei beiden Varianten betätigt die Restgasnocke jeweils nur das Auslassventil gegenüber dem Spiralkanal, da eine Einströmung über das andere Ventil entgegen der Drehrichtung des Dralls erfolgt und somit eine hohe Abnahme des Drehimpulses bewirkt.

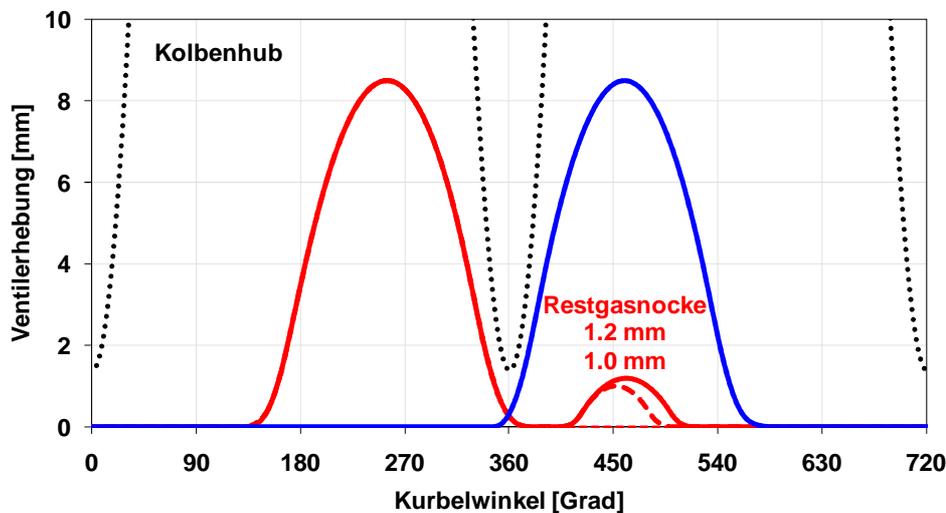


Abbildung 3-21, Auslassnockenwelle mit Restgasnocke

### 3.3.6 Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub

Die Gemischbildung bzw. die Verbrennung ist stark vom Geschwindigkeitsfeld im Brennraum abhängig. Für kürzere Brenndauern arbeiten die dieselmotorischen Brennverfahren mit einer kombinierten Ladungsbewegung, bestehend aus Drall- und Quetschströmung. Die um die Zylinderachse rotierende Drallströmung wird durch die Geometrie der Einlasskanäle bestimmt. Die Rotationsgeschwindigkeit ist dabei vom Durchfluss und den Strömungsgeschwindigkeiten in den Kanälen abhängig. Da für die Erzeugung der Ladungsbewegung Energie aufgewendet werden muss, ist es sinnvoll, nur so viel Drall zu erzeugen wie für die Verbrennung notwendig ist. Eine Anpassung des erforderlichen Drallniveaus, abhängig von Drehzahl und Motorlast, erfolgt dann durch Abschaltung eines Einlasskanals mittels der sogenannten Drallklappe.

Die Drallklappe ist beim Basisbrennverfahren im Spiralkanal positioniert. Dieser ist für eine gute Füllung ausgelegt und erzeugt im Vergleich zum Tangentialkanal weniger Grunddrall. Um eine bestmögliche Anpassung des Drallniveaus zu ermöglichen, ist die Drallklappenstellung stufenlos einstellbar. Die Analyse des Basisbrennverfahrens verdeutlicht die Wirkungen der Drallsteuerung mittels Kanalabschaltung. Abbildung 3-22 zeigt eine Variation der Drallklappenstellung bei  $1750 \text{ min}^{-1}$  und  $21 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge, das entspricht im Auslegungspunkt einem effektiven Mitteldruck von  $6.4 \text{ bar}$ . Die Stellung der Drallklappe wird in Prozent angegeben, eine offene Klappe ( $\alpha = 0^\circ$ ) entspricht  $5 \%$ , eine geschlossene Klappe ( $\alpha = 90^\circ$ ) entspricht  $95 \%$ .

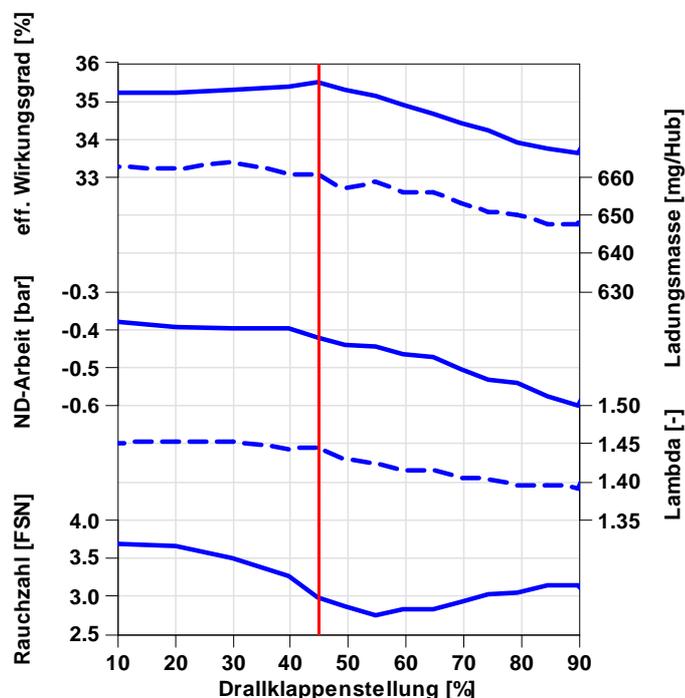


Abbildung 3-22, Variation der Drallklappenstellung  
bei  $n = 1750 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 21 \text{ mg/Hub}$

Die applizierte Stellung der Drallklappe liegt in diesem Lastpunkt bei 45 % (rote Linie). Es ist deutlich erkennbar, dass mit zunehmender Versperrung des Spiralkanals der Ladungswechsel verschlechtert wird, die Zylinderladung ist abnehmend und der Ladungswechselverlust steigt. Der Anteil des rückgeführten Abgases ist über den Variationsbereich konstant, somit sinkt das Luftverhältnis gleichzeitig mit der Füllung. Die Ruß-Emission, dargestellt mit der Filter-Schwärzungszahl, sinkt vorerst mit steigendem Drallniveau. Der nachfolgende Anstieg ist durch den zunehmenden Sauerstoffmangel zu begründen. Entgegen der steigenden Ladungswechselerarbeit, ist vorerst eine Erhöhung des effektiven Wirkungsgrades zu erkennen, begründet durch die steigende Brenngeschwindigkeit. Der Verbrennungsschwerpunkt wurde dabei mittels Anpassung des Einspritzzeitpunktes konstant gehalten.

Die Idee des Konzeptes der Drallsteuerung mittels Teilhub ist, das erforderliche Drallniveau in der Teillast durch eine Verringerung des Ventilhubes darzustellen. Die Kanalabschaltung und die damit verbundenen Nachteile im Ladungswechsel können somit entfallen. Dazu ist eine Anpassung der Einlasskanäle erforderlich (siehe 3.1.5 Variation des maximalen Ventilhubes). Um durch eine Verringerung des maximalen Ventilhubes ein höheres Drallniveau darstellen zu können, müssen die Einlasskanäle speziell bei kleinen Ventilhuben hohe Drallzahlen aufweisen, das Kanalkonzept des Basisbrennverfahrens musste somit umfangreich angepasst werden.

Zur Erzeugung einer gerichteten Strömung bei kleinen Ventilhuben, wurde die Zentralfase am Ventilsitz durch eine exzentrisch zur Ventilachse positionierte Fase ersetzt. Die Wirkung der sogenannten Sitzdrallfase (SDF) resultiert aus dem Effekt der Maskierung des Ventilöffnungsquerschnittes (siehe Abbildung 3-23). Im Bereich kleiner Ventilhuben ist die Drallintensität hauptsächlich von der Ventilsitzgeometrie und der Fase abhängig.

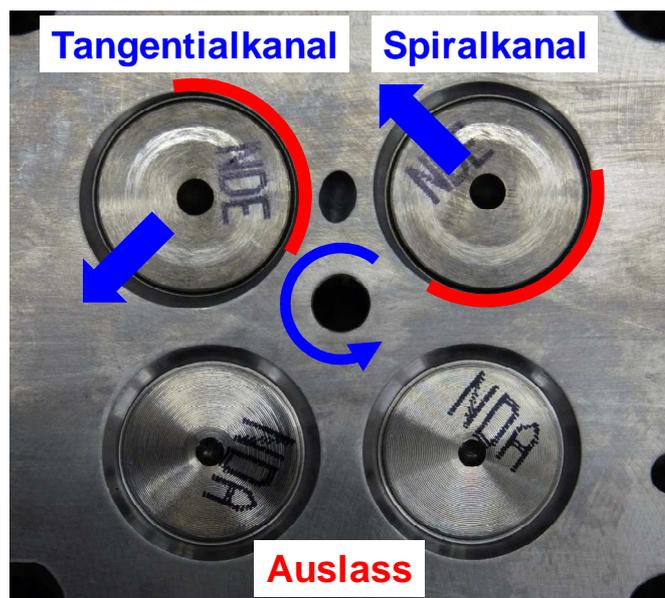


Abbildung 3-23, Zylinderkopfansicht des Konzeptes  
Drallsteuerung mittels Teilhub

Beim Öffnen der Einlassventile erfolgt die Einströmung zunächst nur in Richtung der Exzentrizität der Fase, gegenüber wird ein Strömen aufgrund der Maskierung erschwert (rote Balken). Bei höher werdenden Ventilhuben verringert sich der Effekt der Maskierung, die Drallintensität der einströmenden Massen wird vermehrt von der Kanalgeometrie bestimmt. Beim Schließen der Ventile erfolgt die Drallgenerierung ein weiteres Mal aufgrund der Sitzdrallfase.

Bei hohen Motorlasten wird beim Basisbrennverfahren die Drallklappe voll geöffnet, die Drallintensität ist somit nur von der Geometrie der Einlasskanäle bestimmt. Die Erzeugung der gerichteten Strömung durch die SDF begründet niedrigere Öffnungsquerschnitte im Bereich kleiner Ventilhuben und somit niedrigere Durchflusszahlen. Somit ergeben sich bei hohen Motorlasten, mit einer Kombination der konventionellen Kanalgeometrien und SDF, im Vergleich zum Basisbrennverfahren niedrigere Liefergrade, jedoch bei höherem Drallniveau. Für das Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub wurde die Kanalgeometrie des Tangentialkanals aus diesem Grund angepasst. Die Entdrosselung des Kanals bewirkt verbesserte Durchflusseigenschaften bei gleichzeitig verringertem Grunddrallniveau. Abbildung 3-24 zeigt den Vergleich der Drallzahlen des konventionellen Kanalkonzeptes mit dem der angepassten Kanäle in Verbindung mit der SDF. Die angegebene Drallzahl beschreibt das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Zylinderinnenströmung zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle. Bei niedrigen Ventilhuben ist eine enorme Zunahme durch die drallbildenden Eigenschaften der SDF zu erkennen, deren Wirkungen mit steigendem Ventilhub abnehmen. Die niedrigere Drallzahl bei maximalem Hub ist durch den entdrosselten Tangentialkanal zu begründen.

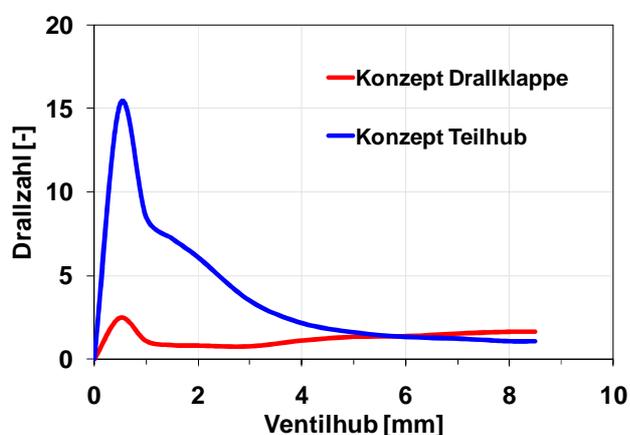


Abbildung 3-24, Vergleich Drallzahlen über Ventilhub

In Abbildung 3-25 sind die Durchflusskennwerte  $\mu\sigma$  der einzelnen Kanäle über den Ventilhub aufgetragen. In dieser Darstellung wird der Kompromiss zwischen drallbildender Eigenschaft und Durchflussvermögen eines Kanales verdeutlicht. Der Vergleich der konventionellen Kanäle (rot) zeigt, dass der weniger drallgenerierende Spiralkanal bessere Durchflusswerte bei hohen Ventilhuben ermöglicht. Dieser Unterschied ist bei den modifizierten Kanälen (blau) nicht mehr erkennbar, da hier der Tangentialkanal durch die Entdrosselung einen ähnlichen Durchfluss erzielt wie der Spiralkanal. Im

Ventilhubbereich des alternativen Konzeptes sind die Durchflusswerte im Vergleich zu den konventionellen Kanälen jedoch geringer, durch die von der SDF beeinflusste Strömung am Ventilsitz.

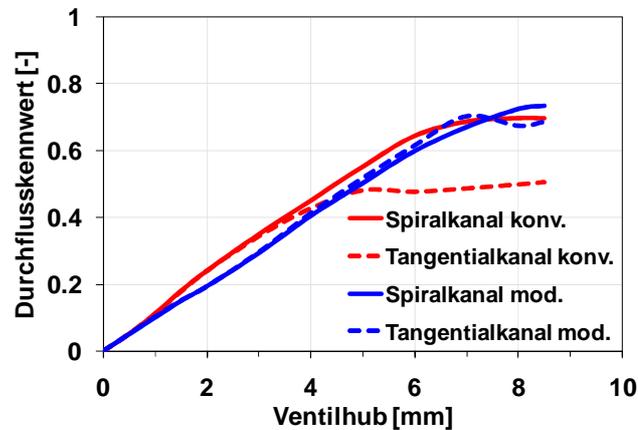


Abbildung 3-25, Vergleich Durchflusskennwerte über Ventilhub

Die Einschränkung dieses Konzeptes ist die fehlende Möglichkeit der stufenlosen Drallanpassung, die Sondernocke muss deshalb den bestmöglichen Kompromiss über einen weiten Teillastbereich darstellen. Für die Motorenversuche wurden drei verschiedene Varianten ausgeführt (siehe Abbildung 3-26). Der maximale Hub und die Hubfunktion der Sondernocke bestimmen dabei den beim Ansaugvorgang eingebrachten Drehimpuls.

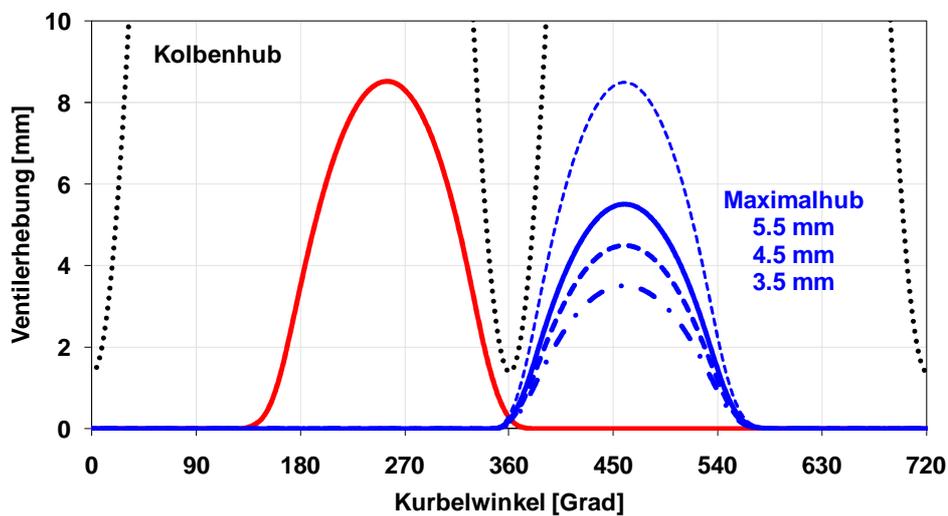


Abbildung 3-26, Ventilhuberhebungen der ausgeführten Nockenvarianten für Drallsteuerung mittels Teilhub

---

## 4 Versuchs- und Auswertemethodik

Die Untersuchungen im Rahmen dieser Diplomarbeit wurden an einem stationär betriebenen Motorprüfstand bei BMW Motoren GmbH in Steyr durchgeführt. Als Referenz für die Potentialermittlung der alternativen Nockenprofile, diente das Brennverfahren des DI-Dieselmotors vom Typ N57D30O1, die obere Leistungsstufe des technisch überarbeiteten Dreiliter-Reihensechszylinders. Für eine genaue Analyse der Verbrennungsvorgänge wurde der Versuchsmotor mit einer Indizierung ausgestattet. Eine Niederdruckindizierung im Spiral- bzw. Tangentialkanal, sowie im Auspuffkrümmer des dritten Zylinders ermöglichte eine genaue Analyse des Ladungswechsels.

Die als Vergleichsbasis dienenden Messungen der Konfiguration mit den konventionellen Nockenwellen und Einlasskanälen wurden während des gesamten Versuchszeitraumes mehrmals wiederholt. Eventuelle Veränderungen des Leistungs- und Emissionsverhalten über der Laufzeit des Motors konnten somit bei der Beurteilung der untersuchten Konzepte berücksichtigt werden. Die Analyse bzw. die Auswertung der Messungen wurde weitgehend parallel zu den Versuchen durchgeführt um erste Erkenntnisse bereits bei der weiteren Versuchsplanung berücksichtigen zu können.

In den nachfolgenden Unterkapiteln wird detailliert auf den Versuchsaufbau und das Versuchsprogramm sowie auf die Auswertemethodik eingegangen.

### 4.1 Versuchsaufbau

#### 4.1.1 Motor/Versuchsträger

Als Versuchsträger diente die Überarbeitung der aktuellen Version des Motorentyps N57D (17). Dabei handelt es sich um einen Reihensechszylinder-Dieselmotor mit direkter Einspritzung und einstufiger Aufladung. Die technischen Daten des Versuchsträgers sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die N57-Baureihe beinhaltet mehrere ausgeführte Leistungsstufen, die in vielen Fahrzeugbaureihen von BMW eingesetzt werden. Abbildung 4-1 zeigt eine Ansicht der Serienversion des Versuchsmotors.

<b>Kenngröße</b>	<b>Einheit</b>	
Bauart	-	6 Zylinder in Reihe
Arbeitsverfahren	-	4-Takt Diesel
Hubraum	cm <sup>3</sup>	2993
Bohrung	mm	84
Hub	mm	90
Verdichtungsverhältnis	-	16.5
max. Leistung	kW	190 (bei 4000 min <sup>-1</sup> )
max. Drehmoment	Nm	560 (bei 1750 – 3000 min <sup>-1</sup> )

Tabelle 2, Technische Daten des Versuchsmotors



Abbildung 4-1, Ansicht N57D30O1

## Motorkonzept

Der Reihensechszylinder-Dieselmotor besitzt einen an der Abtriebsseite angeordneten Steuertrieb. Neben den schwingungsdynamischen Vorteilen dieser Anordnung konnte somit auch die Bauhöhe im vorderen Motorbereich reduziert werden und ein wichtiger Beitrag für den Fußgängerschutz geleistet werden (17). Der Antrieb der Nockenwellen erfolgt über zwei getrennt gespannte und gedämpfte Ketten, wobei die erste die Kurbelwelle mit der Hochdruckpumpe verbindet. Die zweite Kette treibt, ausgehend von der Hochdruckpumpe, die Einlassnockenwelle an. Über ein Stirnradpaar erfolgt der Antrieb der Auslassnockenwelle. Durch einen aus Aluminium gefertigten Aggregateträger können der Generator, die Lenkhilfepumpe und der Klimakompressor platzsparend auf der linken Motoreseite angeordnet werden, somit steht die rechte Seite für die Aufladung und die motornahen Abgasnachbehandlungssysteme zur Verfügung.

## Kurbelgehäuse

Das Zylinderkurbelgehäuse ist aus einer hochfesten Al-Si-Mg-Legierung gefertigt und leistet somit einen Beitrag zur Emissionsminimierung durch Gewichtsreduktion. Für die Zylinderlaufflächen werden thermisch gefügte Graugussbuchsen eingesetzt. Vom Kühlmittel durchströmte Bohrungen in den Stegen zwischen den Zylindern sorgen für eine thermische Entlastung. Hauptmerkmale des Kurbelgehäuses sind die Deep-Skirt-Bauweise und der angegossene Kettenkasten sowie der Hochdruckpumpenflansch (17).

## Zylinderkopf und Brennraumkonfiguration

Der Vierventil-Zylinderkopf ist nach dem Querstromprinzip ausgeführt. Die Frischluftzufuhr erfolgt dabei über einen in Drallrichtung liegenden Tangentialkanal und den als Füllkanal ausgelegten Spiralkanal (Abbildung 4-2).

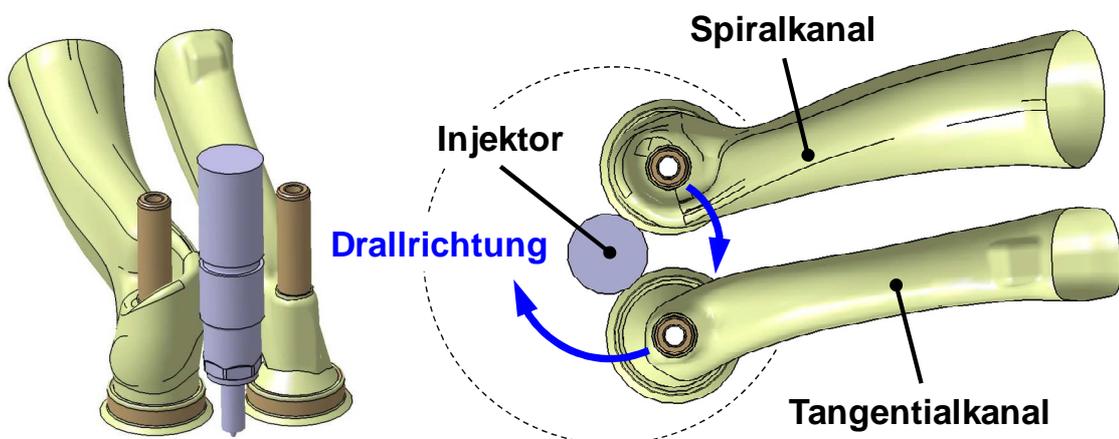


Abbildung 4-2, Einlasskanalanordnung

Zur Anhebung der Drallintensität, kann der Spiralkanal über die in der Sauganlage angebrachten Drallklappen gedrosselt werden. Durch achsparallele Ventile wird ein ebener Kolbenboden ohne Ventiltaschen ermöglicht. Der Injektor ist zylinderkonzentrisch angeordnet. Ein Nockenwellenträger übernimmt die Lagerung der Nockenwellen, der zudem den Injektorraum abdichtet (18).

### **Einspritzsystem**

Das Common-Rail Einspritzsystem arbeitet mit einer saugseitig geregelten Zweistempel-Hochdruckpumpe und einem maximalen Systemdruck von 1800 bar. Der Kraftstoff wird über Magnetventil-Injektoren direkt in den Brennraum gespritzt. Durch die zylindersynchrone Hochdruckerzeugung wird die Streuung der eingespritzten Menge gering gehalten. Bis zu fünf Einspritzungen pro Arbeitsspiel werden dargestellt.

### **Aufladung**

Die Ansaugluft wird mittels eines Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG, auch VNT: Variable Nozzle Turbine) aufgeladen. Die Verstellung der Leitschaufeln erfolgt stufenlos über einen elektrischen Steller.

### **Abgasrückführung**

Der Motor verfügt über ein externes Hochdruck-AGR-System mit heiß angebautem Ventil. Der Abgasmassenstrom wird vor der Turbine entnommen, über einen Kühler geführt und vor dem Luftsammler der Frischluft beigemengt. Im Warmlauf erfolgt die Rückführung über einen schaltbaren, ungekühlten Bypasskanal um eine verbesserte Verbrennungsstabilität und damit niedrigere HC- und CO-Emissionen zu erhalten (17).

### **Motorsteuerung**

Die Motorsteuerung erfolgt über die Digitale-Diesel-Elektronik der siebten Generation (DDE 7). Diese zeichnet sich durch eine hohe applizierbare Parameteranzahl aus. Die luftseitige Regelung erfolgt mittels der Vorgabe von Luftmasse und Ladedruck (Luftmassenregelung), die Rate des rückgeführten Abgases ergibt sich dabei aus dem Spülgefälle zwischen Abgaskrümmen und Saugrohr und der Stellung des AGR-Ventiles. Information über die Temperatur und den Druck der Umgebungsluft, sowie die Kühlmitteltemperatur fließen in Korrekturen der Sollgrößen ein. In Abbildung 4-3 ist die Aktorik und Sensorik der Motorsteuerung schematisiert dargestellt.

---

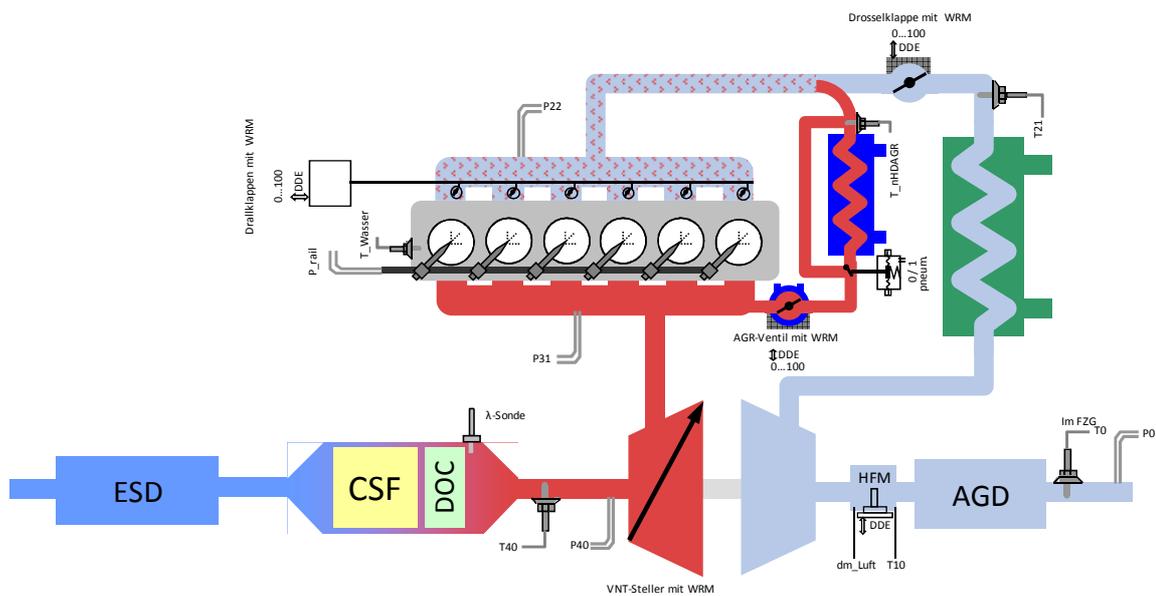


Abbildung 4-3, Aktorik und Sensorik der Motorsteuerung

### Versuchsteile

Die für die in 3.3 beschriebenen Konzepte angefertigten Nockenwellen bieten die Möglichkeit verschiedene Phasenlagen der Ventilerhebungen darzustellen. Dazu ist das Nockenwellenrad verdrehbar zur Welle ausgeführt (Abbildung 4-4 und Abbildung 4-5). Die Fixierung der Winkellage erfolgt dabei über Reibschluss mittels einer Klemmvorrichtung, lösbar über die Zentralschraube an der Stirnseite. Eine Skalierung gibt Aufschluss über die momentane Einstellung.



Abbildung 4-4, Vorderansicht Phasenverstellung



Abbildung 4-5, Rückansicht Phasenverstellung

Neben den Nockenwellen wurden Zylinderköpfe mit den alternativen Kanalgeometrien angefertigt. Diese wurden mittels Sandgussverfahren hergestellt, der serienmäßige Zylinderkopf wird jedoch mittels Kokillengussverfahren gefertigt. Wegen der sich daraus ergebenden unterschiedliche Oberflächengüte

der Einlasskanalwände, wurde zusätzlich ein Kopf mit der Referenzgeometrie im Sandgussverfahren hergestellt um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten.

### **4.1.2 Prüfstand und Messmethodik**

Die Motorversuche wurden am PST03 im Entwicklungszentrum von BMW Motoren in Steyr durchgeführt. Dabei handelt es sich um einen Stationärprüfstand mit Wirbelstrombremse, ein Schleppbetrieb war somit nicht möglich.

#### **Prüfstands Aufbau**

Die Einbaulage des Versuchsträgers entsprach mit 2° Neigung zur Querachse und 20° zur Längsachse der Einbaulage im Fahrzeug. Im PST03 kommt eine wassergekühlte Wirbelstrombremse mit einem maximalen Bremsmoment von 800 Nm zum Einsatz, somit konnten auch Vollastpotentialuntersuchungen mit dem Versuchsmotor durchgeführt werden. Die vom Motor abgegebene Leistung wurde über ein serienmäßiges Sechsgang-Handschatgetriebe auf die Bremse übertragen. Der eingelegte fünfte Gang stellte mit einer Übersetzung von eins den direkten Durchtrieb vom Motor zur Bremse dar. Durch Konditionieranlagen konnten die Temperaturen von Ansaugluft, Ladeluft, Kraftstoff und Motorkühlmittel innerhalb gewisser Grenzen auf gewünschte Sollwerte geregelt werden.

Die Ansaugluft wurde konstant auf 21°C gehalten, Änderungen im Umgebungsdruck und der Luftfeuchte mussten jedoch bei den Auswertungen berücksichtigt werden. Die Ladeluftkonditionierung erfolgte über einen Luft-Wasser-Wärmetauscher, der den serienmäßigen Ladeluftkühler ersetzte. Die Solltemperatur nach dem Kühler (T21\_SOL) war lastpunktabhängig in einem Kennfeld hinterlegt, die Regelung erfolgte über die Temperatur des Kühlmediums bei konstantem Durchfluss. Durch die Kühlmittelkonditionierung mittels eines Wasser-Wasser-Wärmetauschers konnten auch Untersuchungen bei Bedingungen unter der Betriebstemperatur durchgeführt werden, die Temperaturregelung erfolgte hierbei über den Durchfluss des Kühlmediums bei einer konstanten Temperatur von 6°C. Des Weiteren wurde durch eine Kraftstoffkonditionieranlage der Druck und die Temperatur des Kraftstoffes auf 4 bar und 40°C vor der Hochdruckpumpe geregelt.

#### **Messtechnik**

Neben den Standardmessgrößen Druck, Temperatur, Drehzahl, Drehmoment und Kraftstoffverbrauch, wurde zusätzliche Messtechnik installiert, um das Motorverhalten, im Speziellen die Verbrennung genau analysieren zu können. Die Einteilung kann grob in die Erfassung der kurbelwinkelbasierten Messdaten und die Erfassung der nicht kurbelwinkelbasierten Messdaten erfolgen.

Als kurbelwinkelbasierte Messdaten wurden die Zylinderdrücke erfasst. Diese dienten als Grundlage für die Verbrennungsanalyse mittels Motorprozessrechnung. Die Erfassung erfolgte mittels Indizierquarze, die an Stelle der Glühkerzen verbaut wurden. Ein Glühen bei einem Kaltstart war deshalb nicht möglich.

---

Für die Bewertung des Ladungswechsels mittels Ladungswechselanalyse (siehe 4.3) wurden zusätzlich die Drücke in den Einlasskanälen und im Auslasskanal des dritten Zylinders durch Niederdruckquarze indiziert.

Die Temperatur- und Druckmessung im Luft- sowie im Abgassystem, sowie die Abgasanalyse erfolgte zeitbasiert, als Ergebnis wurde der Mittelwert über einen bestimmten Zeitraum einer Messgröße ausgegeben. Zur Messung der Abgaszusammensetzung ( $O_2$ ,  $CO$ ,  $CO_2$ ,  $HC$  und  $NO_x$ ) standen zwei Analyseanlagen (HORIBA) zur Verfügung, somit konnten einerseits die Emissionen nach dem Turbolader sowie nach der Katalysatorscheibe ermittelt werden. Durch eine zusätzliche Entnahmestelle im Saugrohr, nach der AGR-Einleitung, konnte mit einer der Abgasanalyseanlagen der  $CO_2$ -Gehalt der Frischgase und somit die AGR-Rate ermittelt werden. Die angesaugte Luftmasse wurde aus der Einspritzmasse und dem gemessenen Verbrennungsluftverhältnis ermittelt. Die Messung der Rußemissionen erfolgte mittels eines Rauchwertmessgeräts (AVL SmokeMeter) nach dem Turbolader, sowie mittels eines Trübungsmessgeräts nach dem Katalysator (AVL Opacimeter). Eine Übersicht der am Prüfstand installierten Messtechnik zeigt Abbildung 4-6.

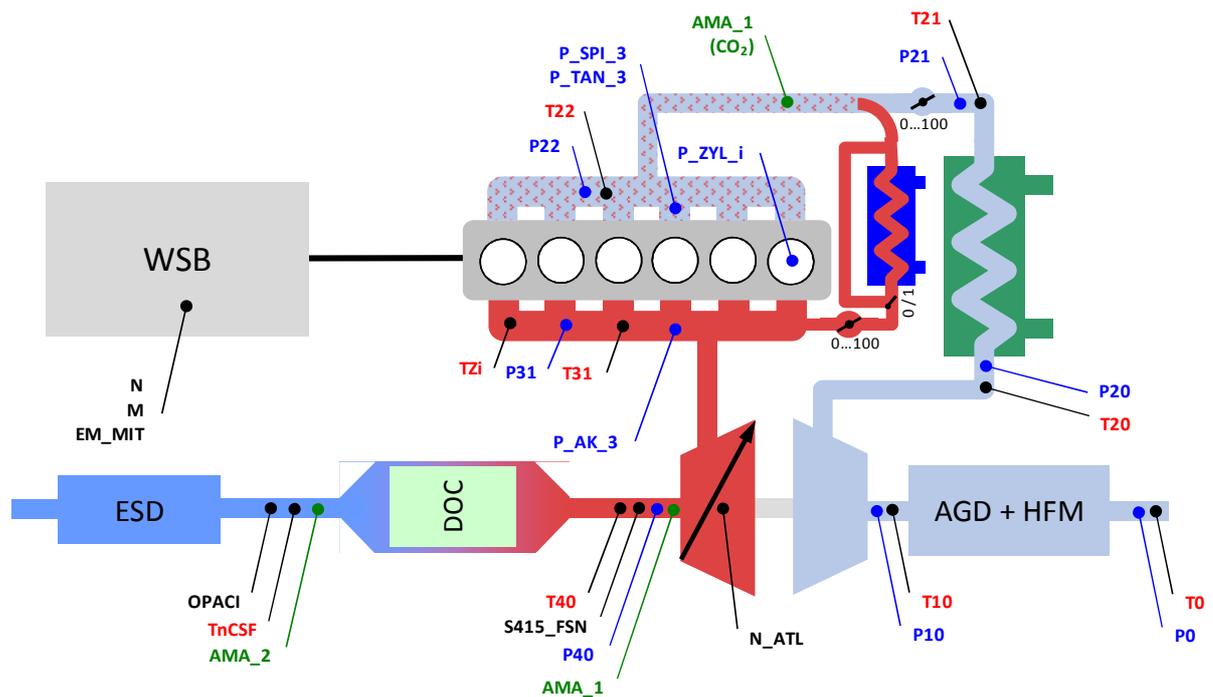


Abbildung 4-6, Temperatur-, Druck- und Abgasmessstellen

**Prüfstandsregelung**

Für den Prüfstands- und Motorbetrieb sowie für die Erfassung und Aufzeichnung der Messdaten sind drei verschiedene Systeme notwendig. Der Regelung der Motorbremse sowie der Konditionieranlagen erfolgt über einen eigenen Prüfstandsrechner, der mit der Software „AVL Puma-Open“ arbeitet. Dieser Rechner übernimmt auch die Steuerung der nicht kurbelwinkelbasierten Messtechnik sowie die Speicherung dieser Messwerte.

Die indizierten Messdaten werden von einem weiteren Rechner mit der Software „AVL IndiCom“ verarbeitet, der eine Online-Motorprozessrechnung durchführt. Berechnete Daten wie der indizierte Mitteldruck oder das Verbrennungsgeräusch können permanent an den Prüfstandsrechner weitergeleitet werden und in die Liste der Messdaten mit aufgenommen werden. Die kurbelwinkelbasierten Daten werden durch IndiCom separat in einer eigenen Messdatei (iFile) abgelegt.

Für die Applikationsanwendungen dient ein Rechner mit der Software „ETAS Inca“. In Verbindung mit dem Applikationssystem ES690 von ETAS kann eine Verbindung zum Motorsteuergerät erfolgen. Während des Motorbetriebes ist eine Änderung der Applikationsdaten (Kennlinien, Kennfelder, bzw. auch nur einzelne Werte) möglich.

---

## 4.2 Versuchsprogramm

Das Versuchsprogramm wurde im Vorfeld dieser Diplomarbeit festgelegt, an dieser Stelle wird somit nur die prinzipielle Vorgehensweise betrachtet. Das Programm beinhaltet sowohl emissions- und verbrauchsrelevante Lastpunkte im Teillastbereich als auch Vollastpunkte für die Bewertung des Leistungspotentials. Eine Übersicht des definierten Versuchsprogrammes zeigt Tabelle 3.

<b>Drehzahl</b>	<b>Einspritzmenge</b>	<b>effektiver Mitteldruck in Referenzkonfiguration</b>	<b>Bezeichnung</b>
<b>min<sup>-1</sup></b>	<b>mg/Hub</b>	<b>bar</b>	<b>-</b>
1250	6	1.3	1250EM06
1500	15	4.5	1500EM15
1750	21	6.4	1750EM21
1750	45	15.5	1750EM45
1500	69.5	23.5	1500VL
2000	66.5	23.6	2000VL
4000	60	19.1	4000VL

Tabelle 3, Lastpunkte des Versuchsprogramms

Die Teillastpunkte 1250EM06, 1500EM15 und 1750EM21 stellen dabei charakteristische Lastzustände bei den gesetzlich vorgeschriebenen Testzyklen NEDC und FTP-75 dar und wurden mittels der Auswertung von Drehzahl und Einspritzmenge entsprechender Rollentests ermittelt. Für die Bewertungsmöglichkeit im höherlastigen Bereich (z.B. US06) und in der Vollast wurde das Messprogramm um die Punkte 1750EM45, 1500VL, 2000VL und 4000VL erweitert.

In Abbildung 4-7 sind die untersuchten Lastpunkte im Motorkennfeld dargestellt. Deutlich erkennbar ist, dass die drei zyklusrelevanten Punkte nur einen kleinen Bereich bei niedrigen Lasten und Drehzahlen abdecken.

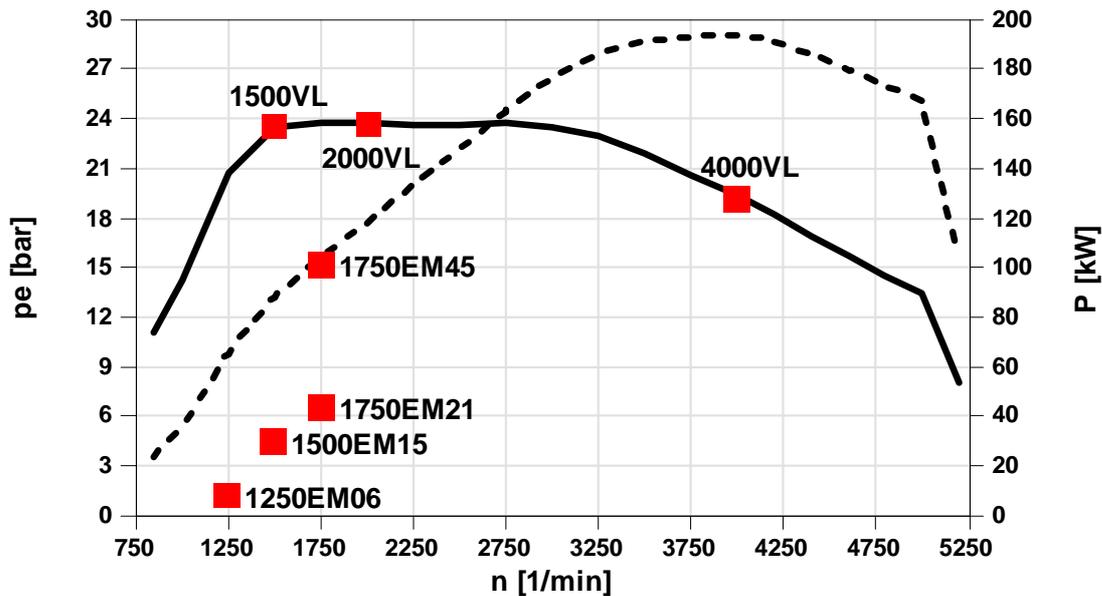


Abbildung 4-7, Untersuchte Lastpunkte im Motorkennfeld

### Untersuchungen im Teillastbereich

Die in 3.3 vorgestellten Konzepte zielen auf eine Optimierung des Ladungswechsels hinsichtlich Füllung und/oder Ladungsbewegung bzw. Erhöhung des inneren Restgasanteils. Für eine Potentialbewertung ist somit die Betrachtung der für den Ladungswechsel maßgeblichen Parameter Ladedruck und Drallklappenstellung notwendig. Des Weiteren wurden die Konzepte hinsichtlich ihrer AGR-Verträglichkeit und Sensitivität auf frühen oder späten Verbrennungsschwerpunkt untersucht. Dazu wurden bei jedem Betriebspunkt Variationen der Soll-Luftmasse, des Ladedrucks, der Drallklappenstellung und des Spritzbeginnes der Haupteinspritzung durchgeführt.

Im ersten Schritt wurden für jeden Teillastpunkt Sollwerte für die emittierte  $\text{NO}_x$ -Masse ( $\text{MNOX}_A$ ) und des 50%-Umsatzpunktes aus der Heizverlaufsberechnung ( $\text{AI50\%}_0$ ; Mittelwert aller sechs Zylinder) ermittelt. Dazu wurden die konventionellen Ventilerhebungen und der konventionelle Zylinderkopf aufgebaut und die Vermessung bei Serienapplikation durchgeführt. Um Vor- und Nachteile eines Konzeptes besser herauszuarbeiten wurden diese Sollwerte, außer wenn mit dem Variationsparameter selbst im Konflikt stehend, im gesamten Variationsbereich konstant gehalten. Die Regelung von  $\text{MNOX}_A$  erfolgte dabei durch eine Anpassung der Soll-Luftmasse, die Regelung von  $\text{AI50\%}_0$  durch Anpassung des Einspritzzeitpunktes der Hauptmenge. In Tabelle 4 sind die ermittelten Sollwerte aufgelistet.

<b>Lastpunkt</b>	<b>MNOX_A</b>	<b>AI50%_0</b>
-	<b>g/h</b>	<b>Grad</b>
1250EM06	8.1	12.4
1500EM15	10.3	18.7
1750EM21	16	20.2
1750EM45	100	13.9

Tabelle 4, Sollwerte für MNOX\_A und AI50%\_0

### Vollastuntersuchungen

Die in 3.3 vorgestellten Konzepte zielen auch im Volllastbereich auf eine Optimierung des Ladungswechsels hinsichtlich Füllung und/oder Ladungsbewegung, dazu wurden für die Potentialermittlungen die Einflüsse der Parameter Ladedruck und Drallklappenstellung betrachtet. Darüber hinaus ermöglichte eine Variation der Einspritzmenge die Bewertung des Potentials hinsichtlich bauteilbegrenzender Abgastemperaturen.

Ähnlich wie bei den Teillastuntersuchungen wurden mit den konventionellen Ventilerhebungen und Einlasskanälen je Volllastpunkt ein Sollwert für den Spitzendruck ermittelt (Tabelle 5), der im Variationsbereich für Einspritzmenge und Drallklappenposition, mittels Anpassung des Spritzbeginnes, konstant gehalten wurde.

<b>Lastpunkt</b>	<b>Spitzendruck</b>
-	<b>bar</b>
1500VL	156
2000VL	156
4000VL	177

Tabelle 5, Sollwert für Spitzendruck

Zusätzlich zu den Variationen in den drei definierten Messpunkten wurde mit jedem Konzept eine Volllastkurve bis zur je Nockenprofil zulässigen Höchstdrehzahl aufgezeichnet. Für eine bessere Vergleichbarkeit wurde auch hier der Spitzendruck mittels Einspritzbeginn den Werten der Referenzmessung angeglichen. Für die Bewertung des Volllastpotentials hinsichtlich maximaler Abgastemperatur wurde ab  $3500 \text{ min}^{-1}$ , mittels Anpassung der Einspritzmenge, eine konstante Temperatur im Abgaskrümmer ( $T_{31}$ ) von  $830 \text{ °C}$  eingestellt.

## 4.3 Analyse mittels Ladungswechselberechnung

Die Berechnung der ein- und ausströmenden Gasmassen während des Ladungswechsel ist die Aufgabe der Ladungswechselanalyse. Dazu muss ein Berechnungsmodell des Ansaug- und Auspuffsystems, sowie berechnete oder gemessene Drücke als Randbedingungen zur Verfügung stehen.

Im Entwicklungszentrum bei BMW Motoren stehen kommerzielle Programme wie „AVL GCA“ zur Berechnung der ein- und ausströmenden Gasmassen zur Verfügung, jedoch bieten die jeweilig hinterlegten Berechnungsmodelle des Ansaugsystems keine getrennte Berechnung von Spiral- und Tangentialkanal, da nur ein saugseitiger Druckverlauf für die Eingabe vorgesehen ist.

Eine Teilaufgabe dieser Diplomarbeit war somit die Grundlage für eine eigene Ladungswechselanalyse zu schaffen, die mittels der beiden durch die Niederdruckindizierung bekannten Druckverläufe getrennte Massenstromverläufe über die Einlassventile berechnet. Auch auslassseitig soll für zukünftige Anwendungen eine getrennte Betrachtung der beiden Auslasskanäle ermöglicht werden. Als Berechnungsprogramm wurde „Matlab/Simulink“ ausgewählt.

### 4.3.1 Berechnung der Massenverläufe

Die Berechnung der Massenverläufe erfolgt mittels der Durchflussgleichung. Diese beschreibt bei einem stationären Zustand den theoretischen Massenstrom idealer Gase bei isentroper Strömung ausgehend von einem ruhenden Ausgangszustand. Erweitert durch den ventillhubabhängigen Durchflusskennwert, bestehend aus Durchflusszahl  $\mu$  und der Versperrungsziffer des Öffnungsquerschnittes  $\sigma$ , lautet die Durchflussgleichung (6):

$$\dot{m}_{E,A} = \mu \sigma_{E,A} A_{VE,A} \frac{p_{E,Z}}{\sqrt{RT_{E,Z}}} \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} \left[ \left( \frac{p_{Z,A}}{p_{E,Z}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_{Z,A}}{p_{E,Z}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad [3]$$

Die verwendeten Indizes stehen für Einlass, Zylinder und Auslass. Die Gleichung in obiger Form betrachtet eine Einströmung über die Einlassventile bzw. eine Ausströmung über die Auslassventile, die Strömung erfolgt dabei aufgrund der Druckdifferenz vor bzw. nach dem Ventil. Drehen sich die Strömungsrichtungen um, so sind die Indizes in obiger Gleichung entsprechend zu vertauschen. Bei großen Druckdifferenzen ist ein Erreichen des kritischen Strömungszustandes möglich, die Strömung erfolgt mit Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt. Dazu muss in Glg. 3 das kritische Druckverhältnis (Glg. 4) an Stelle des gemessenen Verhältnisses eingesetzt werden (19).

$$\frac{p_k}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa+1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad [4]$$

Somit sind vier Fälle bei der Berechnung des Massenstromverlaufs über ein Ventil zu unterscheiden, Vor- bzw. Rückströmung, sowie kritischer bzw. unterkritischer Strömungszustand.

Da weder die Voraussetzungen eines idealen Gases, noch von isentroper Strömung vollständig erfüllt sind, kann die Durchflussgleichung nur als eine Näherung angesehen werden. Des Weiteren kann die Forderung zur Vermeidung von Fehlern aufgrund gasdynamischer Effekte, unmittelbar vor und nach dem Ventil angebrachte Druck- und Temperaturmessstellen, im Motor nur ansatzweise erfüllt werden. An dieser Stelle werden die getroffenen Annahmen und Vereinfachungen erläutert:

### Drücke vor und nach den Ventilen

Für die Berechnung eines Massenstromverlaufs müssen die Druckverläufe sowohl vor, als auch nach dem Ventil bekannt sein. Wie in 4.1.2 beschrieben, erfolgt dies über die Zylinderdruckindizierung und über die Niederdruckindizierung im Spiral- und Tangentialkanal, sowie in der Auspuffkrümmerflut des dritten Zylinders. Durch die Druckquarze werden nur relative, statische Drücke gemessen. Da der in der Durchflussgleichung betrachtete ruhende Ausgangszustand (Kesselzustand) nicht zutrifft, muss der gemessene Druck auf den Totaldruck umgerechnet werden:

$$p_{\text{total}} = p_{\text{Sensor}} + p_0 + \frac{\rho}{2} u^2 \quad [5]$$

Die Einpassung hinsichtlich des Absolutdruckes erfolgt saugseitig mittels  $p_{22}$ , bzw. abgasseitig mittels  $p_{31}$ , der Zylinderdruck wird thermodynamisch eingepasst. Wie in Glg. 5 ersichtlich, wird der statische Absolutdruck durch den Staudruck ergänzt, die Strömungsgeschwindigkeit ist dabei über den Kanalquerschnitt bei der Messstelle mit dem Massenstrom gekoppelt.

Während die Nähe der Messstelle zum Ventil beim Zylinderdruck noch näherungsweise dargestellt ist, ist die bei der Niederdruckindizierung nicht mehr zutreffend, eine Berücksichtigung der gasdynamischen Effekte infolge der Massenträgheit der Gassäule zwischen Messstelle und Ventil ist somit erforderlich. Der Trägheitsterm folgt aus der Navier-Stokes-Gleichung (20) in eindimensionaler Form unter den Annahmen einer dissipationsfreier, raumkraftfreier Strömung sowie eines einheitlichen Kanalquerschnittes (Glg. 6)

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = - \frac{dp}{dx} + \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \rho f_x^b \rightarrow \rho \frac{du}{dt} \Delta x = -\Delta p \quad [6]$$

Die Druckdifferenz  $\Delta p$  entspricht dabei der Druckänderung infolge Beschleunigung bzw. Verzögerung der Gasmasse in dem Kanalabschnitt der Länge  $\Delta x$  zwischen Druckmessstelle und Ventil. Glg. 7 zeigt die gesamte Umrechnung der gemessenen Drücke:

$$p_{\text{Durchflussgl.}} = p_{\text{Sensor}} + p_0 + \frac{\rho}{2} u^2 - \rho \frac{du}{dt} \Delta x \quad [7]$$

Die Berücksichtigung des Staudruckes und der Trägheit wird näherungsweise nur bei den beiden Drücken in den Einlasskanälen vorgenommen, da mit dieser Ladungswechselrechnung vorerst nur die Berechnung der einströmenden Massen erfolgen soll. Das Berechnungsmodell mit den verwendeten Größen ist in Abbildung 4-8 dargestellt.

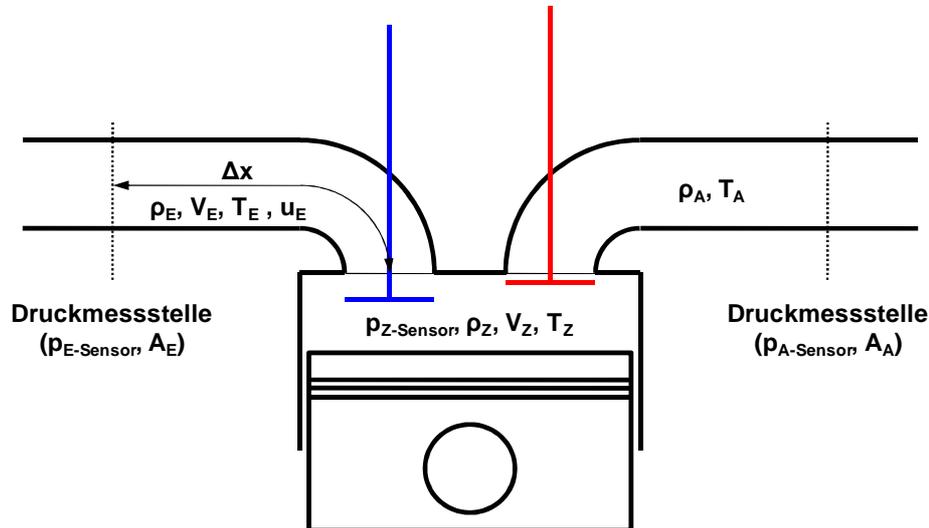


Abbildung 4-8, Modell für Ladungswechselrechnung

### Temperaturen vor und nach den Ventilen

Der Temperaturverlauf wird weder beim Einströmvorgang, noch beim Ausströmvorgang messtechnisch erfasst und kann deshalb nur angenähert werden. Saugseitig wird angenommen, dass bei EÖ die Frischgase mit Zylinderkopftemperatur (mit Kühlmittelaustrittstemperatur TWA angenommen) einzuströmen beginnen. Sobald eine dem Volumen des jeweiligen Einlasskanals entsprechende Masse durchgeströmt ist, folgt in wenigen  $\mu$ s eine lineare Temperaturänderung auf Saugrohrtemperatur ( $T_{22}$ ). Der Temperaturverlauf der ausströmenden Gasmasse wird, ausgehend von der Gastemperatur im Zylinder zum Zeitpunkt AÖ, linear abnehmend bis hin zur Abgastemperatur im Auspuffkrümmer ( $T_{31}$ ) angenommen. Die Zylindertemperatur erhält man dabei mittels der idealen Gasgleichung und der bekannten Größen Zylindermasse, Zylinderdruck und -volumen zum Zeitpunkt AÖ.

### Isentropenexponent

Die Volumszusammensetzung der einströmenden Massen aus Frischluft und rückgeführtem Abgas, sowie die Zusammensetzung des Verbrennungsgases werden vernachlässigt. Vereinfachend werden die Werte des Isentropenexponenten von Luft in Abhängigkeit der Temperatur verwendet. Grundlage für die Interpolationen ist die Stoffwertetabelle für Luft in (21).

### 4.3.2 Matlab/Simulink–Simulation

Die Ladungswechselanalyse kann in zwei Teilbereiche gegliedert werden, den als Matlab-Script ausgeführten Teil, der die Aufbereitung der Eingangsdaten und Ergebnisse sowie Algorithmen für einen mehrmaligen Simulationsdurchlauf enthält, und das Simulink-Modell, in dem die Durchflussgleichung dargestellt ist und die eigentliche Berechnung ausgeführt wird.

Die Eingangsdaten gliedern sich in die geometrischen Daten des Motors, wie Abmessungen des Kurbeltriebs und der Einlasskanäle, sowie die Messdaten, die aus den indizierten Drücken bzw. einzelnen charakteristische Größen des zu analysierenden Lastpunktes bestehen. Die Parameter für den Ventiltrieb, Ventilerhebung und Durchflusskennwerte können dabei für jedes Ventil einzeln eingegeben werden, eine Voraussetzung für die Betrachtung zukünftiger Brennverfahren mit Ventiltriebsvariabilität.

Nach dem Laden der Eingangsdaten und Initialisierung des Modells wird ein erster Berechnungsdurchlauf gestartet. Das Ergebnis der in Summe berechneten, eingeströmten Masse wird mit den Messdaten der Zylinderfüllung abgeglichen, eine ungenaue thermodynamische Einpassung des Zylinderdruckes kann dabei eine große Abweichung zur gemessenen Masse bedeuten. Aus diesem Grund ist ein mehrmaliger Berechnungsdurchlauf vorgesehen, bis eine definierte Abweichung zwischen Berechnung und Messung unterschritten wird. Der Zylinderdruck wird dabei bei jedem Durchlauf mit einem, durch eine Zielfunktion bestimmten Offset versehen. Im nächsten Schritt wird mit der berechneten, ausgeströmten Masse ähnlich vorgegangen. Auch hier erfolgt ein mehrmaliger Berechnungsdurchlauf bis ein Konvergenzkriterium erreicht ist. Der indizierte Druck wird dabei durch eine stark vereinfachte Abschätzung eines zyklischen Temperaturdrifts angepasst.

Die im Rahmen dieser Diplomarbeit ausgeführte Ladungswechselanalyse stellt nur die Grundlage für zukünftige Anwendungen dar, Verbesserungen und Erweiterung sind geplant. Die berechneten Massenströme sind noch mit Unschärfen, vor allem hinsichtlich der Trägheit, behaftet, können jedoch bereits für die prinzipielle Analyse der Strömungsvorgänge herangezogen werden. In Abbildung 4-9 sind die berechneten Massenströme des Referenzbrennverfahrens bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  und  $60 \text{ mg/Hub}$  Einspritzmenge als Beispiel dargestellt.

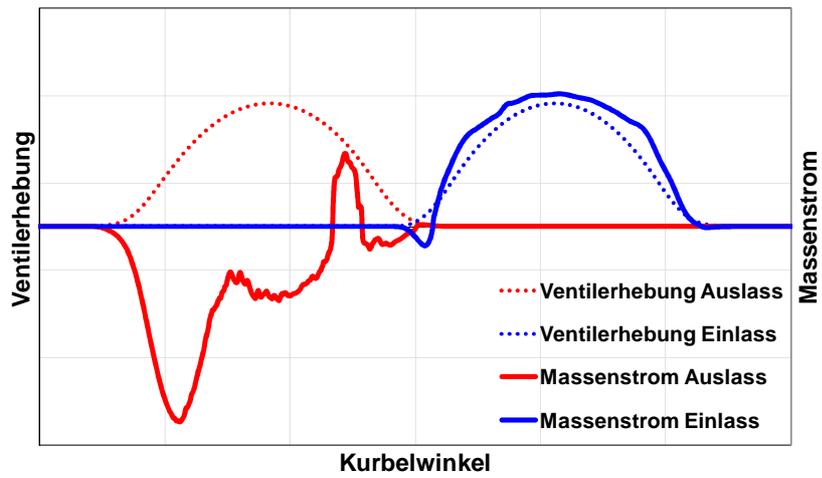


Abbildung 4-9, Massenstromverläufe über die Ventile bei  $n = 4000 \text{ min}^{-1}$  und  $EM = 60 \text{ mg/Hub}$

## 5 Ergebnisse der Motorversuche und Potentiale der alternativen Nockenprofile

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der durchgeführten Motorversuche dargestellt und analysiert. Die grundsätzlichen Einflüsse der variierten Parameter auf die Effizienz und das Emissionsverhalten werden anhand des Basisbrennverfahrens in einem Teillast- und einem Volllastpunkt dargestellt, um ein Referenzverständnis des Motorverhaltens zu schaffen. Bei der anschließenden Potentialuntersuchung der alternativen Nockenprofile werden die jeweiligen Untersuchungsergebnisse der Referenzmessung gegenübergestellt und ein abweichendes Verhalten diskutiert.

### 5.1 Parametereinflüsse auf das Basisbrennverfahren

#### 5.1.1 Teillast

Wie in 4.2 besprochen wurden im Teillastbereich die für den Ladungswechsel maßgeblichen Parameter Ladedruck und Drallklappenstellung variiert. Des Weiteren wurden die Konzepte mittels der Variation der Soll-Luftmasse auf ihre AGR-Verträglichkeit, sowie mittels Variation des Spritzbeginnes der Haupteinspritzung auf ihre Sensitivität auf die Verbrennungslage untersucht. Zur Darstellung der Einflüsse dieser Parameter dient der Lastpunkt 1750EM21, die unten genannten Auswirkungen sind jedoch nicht zur Gänze auf die anderen Lastpunkte übertragbar, da Quereinflüsse verschiedener Parameterkombinationen dominieren können.

##### **Variation der Soll-Luftmasse**

Durch Vorgabe der Soll-Luftmasse wird in Verbindung mit dem Ladedruck und der AGR-Ventilstellung der Anteil der extern rückgeführten Abgase bestimmt. Wird die in der Basis applizierte Luftmasse abgesenkt, so wird ein Teil der fehlenden Luftmasse durch rückgeführtes Abgas ersetzt. Die Erhöhung der AGR-Rate erfolgt mittels Öffnens des AGR-Ventiles und durch die Bereitstellung eines höheren Druckgefälles mittels Schließen der Leitschaufeln des Turboladers (siehe Abbildung 5-1).

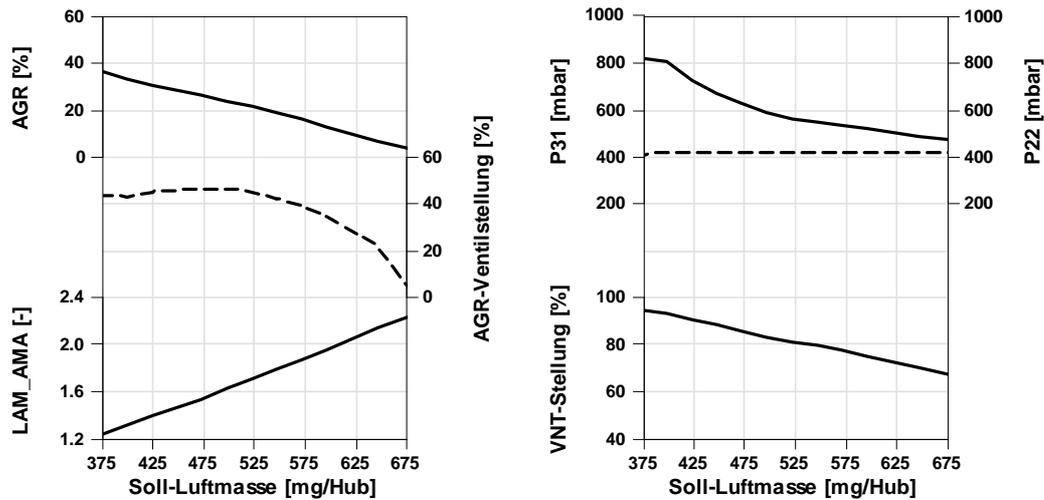


Abbildung 5-1, Variation Soll-Luftmasse

In Abbildung 5-2 sind die Einflüsse der Restgasrate auf das Motorverhalten über die  $\text{NO}_x$ -Massenemission ( $\text{MNOX}_A$ ) dargestellt. Dabei sind die Referenzmessung und eine zweite Messung nach einer gewissen Laufzeit des Versuchsmotors gegenübergestellt. Der in den Diagrammen rote vertikale Balken entspricht der Basisapplikation mit einer Soll-Luftmasse von 450 mg/Hub. Die weite Spreizung der  $\text{NO}_x$ -Massenemission resultiert aus der Erhöhung der Luftmasse bis ein Schließen des AGR-Ventiles zu beobachten ist, somit keine externe Abgasrückführung mehr stattfindet, und der Absenkung der Soll-Luftmasse bis 75 mg/Hub unter der Basisapplikation. Die dabei steigende AGR-Rate bewirkt ein Sinken der bei der Verbrennung entstehenden  $\text{NO}_x$ -Masse, in Abbildung 5-2 wird im Detail nur der Bereich von 10 bis 40 g/h gezeigt.

Der steigende Inertgasanteil beeinflusst aufgrund der dabei sinkenden Sauerstoffkonzentration die Verbrennung maßgeblich (siehe auch 2.1.7). Die langsamer werdenden Reaktionsmechanismen verlängern den Zündverzug und die Brenndauer, wobei der 50%-Umsatzpunkt aus der Heizverlaufsrechnung, im folgenden Verbrennungslage genannt, im gesamten Variationsbereich konstant gehalten wurde. Das Sinken des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase ergibt sich somit aus dem schlechter werdenden Gleichraumgrad der Verbrennung (6). In Verbindung mit der höher werdenden Ladungswechselarbeit aufgrund steigendem  $p_{31}$ , ist somit ein Sinken des Wirkungsgrades zu verzeichnen. Die schlechter werdende Zylinderfüllung (MZf) ist ein weiterer Grund für den Wirkungsgradverlust, da das Verhältnis der Ladungs- zur Brennstoffmasse sinkt (6). Der Füllungsverlust resultiert aus der höheren Temperatur im Saugrohr und die damit niedrigeren Dichte der frisch angesaugten Gasmasse. Aufgrund des dadurch sinkenden Verbrennungsluftverhältnisses wird der Anteil der unvollständig verbrannten Abgaskomponenten CO, HC und Ruß höher.

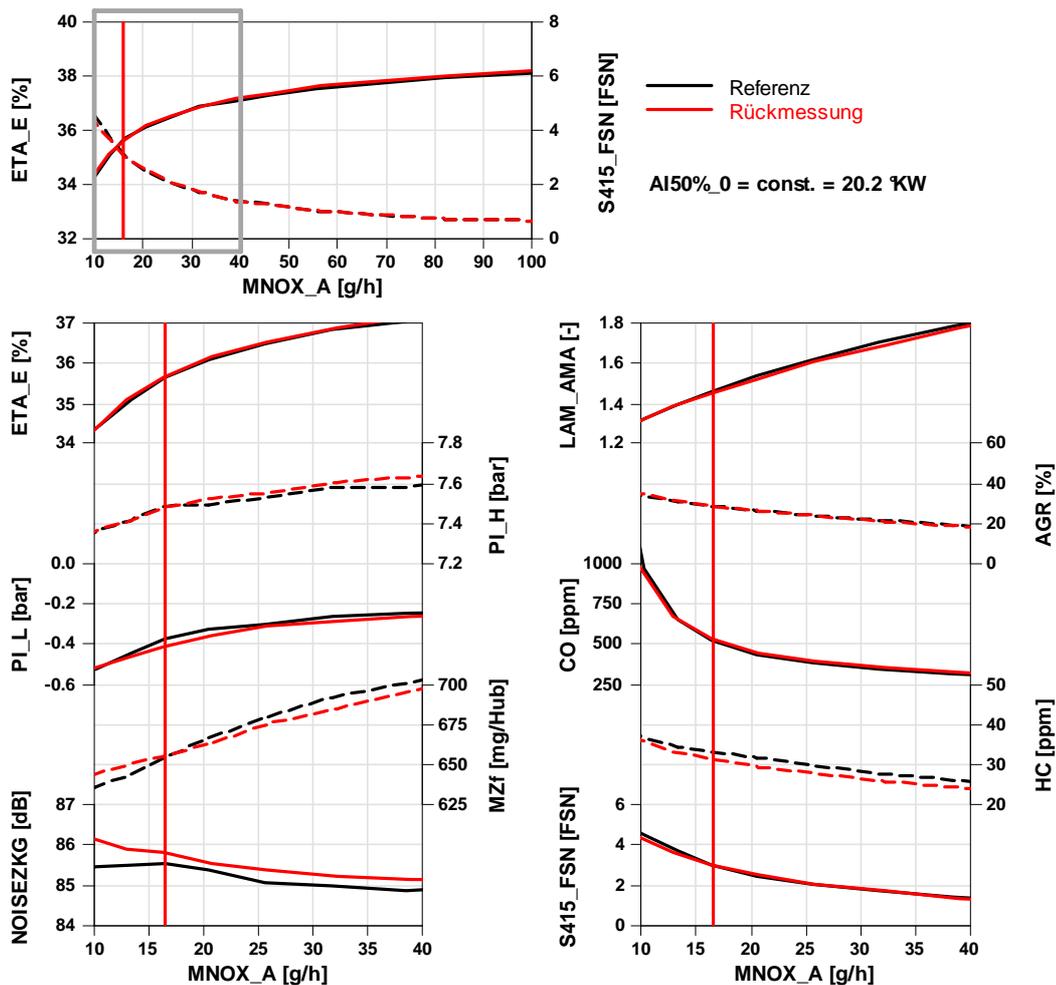


Abbildung 5-2, 1750EM21 Referenz, Ergebnisse der AGR-Variation

**Variation des Ladedruckes**

Die Erhöhung des Ladedruckes erfolgt mittels Schließen des Turbinen-Leitapparates. Ausgehend von 200 mbar unter dem in der Basiseinstellung applizierten Druckes ( $p_{21}$ ) wurden die Leitschaufeln so weit geschlossen, bis eine weitere Erhöhung des Ladedruckes nicht mehr möglich war. Die Verbrennungslage wurde wiederum, mittels Anpassung des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung, über den gesamten Variationsbereich konstant gehalten. Um Veränderungen im Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikt besser bewerten zu können, wurde zudem die emittierte NO<sub>x</sub>-Masse konstant gehalten. Dies erfolgte mittels Anpassung der Soll-Luftmasse und somit der AGR-Rate. Die unter diesen Randbedingungen entstehenden Einflüsse des Ladedruckes auf das Motorverhalten sind in Abbildung 5-3 dargestellt. Dabei entsprechen die roten vertikalen Balken wiederum der Basisapplikation.

Das Schließen des Turbinen-Leitapparates zur Darstellung des höheren Ladedruckes bedingt ein Steigen des Abgasgegendruckes  $p_{31}$ . Die sich daraus ergebende höhere Ladungswechselarbeit überwiegt ab einer bestimmten Einstellung den Gewinn aus dem steigenden indizierten Mitteldruck der Hochdruckschleife, der sich aus der kürzer werdenden Brenndauer und dem steigendem Verhältnis der

Ladungs- zur Brennstoffmasse ergibt. Somit ist mit steigendem Ladedruck, nach dem Erreichen eines Maximums, ein Absinken des effektiven Wirkungsgrades zu erkennen. Des Weiteren ergibt sich eine Absenkung des Körperschallsignals (NOISEZKG), da die höheren Druckverhältnisse eine Verkürzung des Zündverzuges und somit eine Reduzierung des vorgemischten Verbrennungsanteils bewirken. Aufgrund der höher werdenden Dichte der angesaugten Frischgasmasse ist eine steigende Zylinderfüllung zu beobachten, die wegen der Randbedingung konstante NO<sub>x</sub>-Masse, steigende Restgas-Anteile besitzt. Durch die insgesamt steigende Sauerstoffmasse müssten die Ruß-Emissionen sinken, aufgrund des steigenden Abgasgedruckes erhöht sich jedoch der Anteil der inneren Restgase, die ein Sinken der Ladungsbewegung verursachen und somit ein Steigen der Ruß-Emissionen bewirken. Die CO- und HC-Konzentrationen sinken aufgrund des höher werdenden Verbrennungsluftverhältnisses.

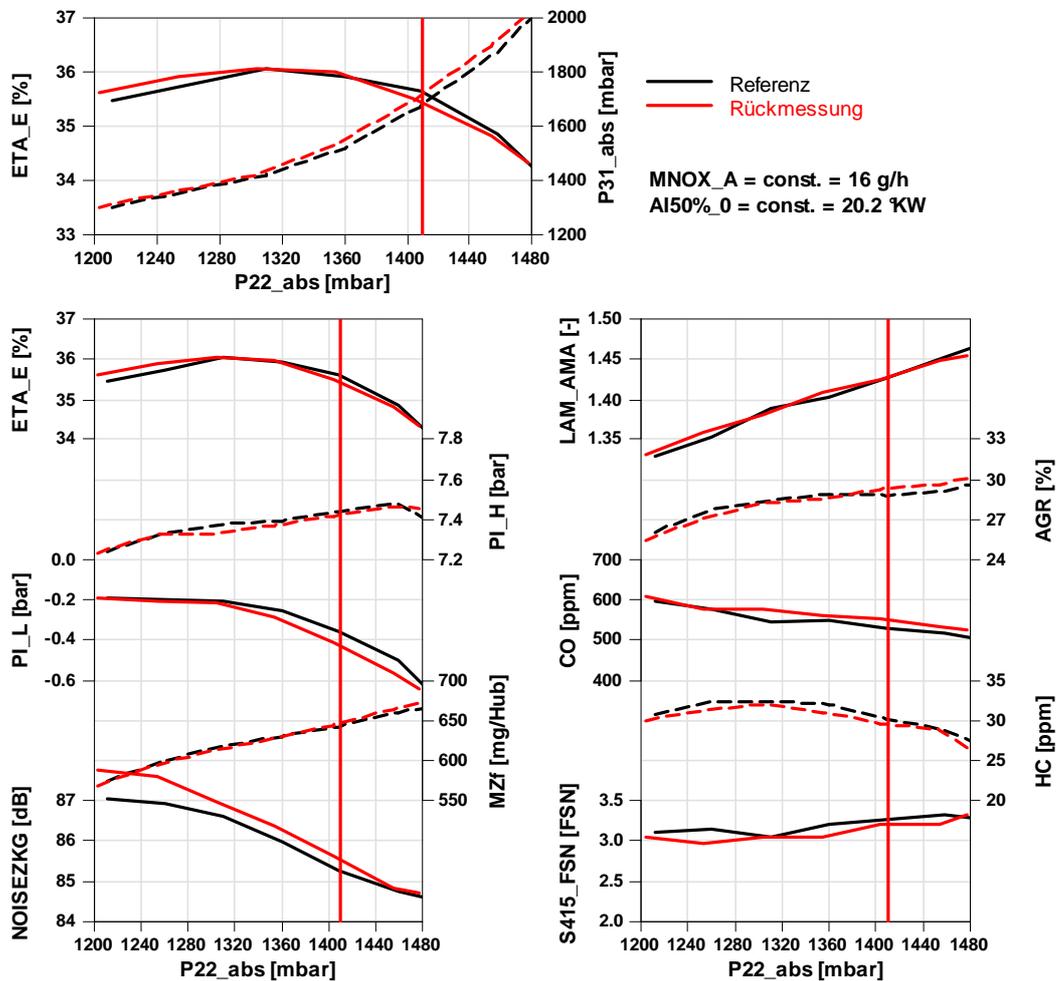


Abbildung 5-3, 1750EM21 Referenz, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

### Variation der Drallklappenstellung

Das Schließen der Drallklappe (Parameter VSwVlv) bewirkt eine Drosselung des Spiralkanales und damit ein gesteigertes Drallniveau (vgl. Abbildung 3-7) bei gleichzeitig schlechter werdendem Durchfluss. Wiederum wurden im gesamten Variationsbereich die Verbrennungslage und die emittierte NO<sub>x</sub>-Masse konstant gehalten. Die geschlossene Drallklappe entspricht dabei einer Stellung von 95 %, die offene einer Stellung von 5 %. Abbildung 5-4 zeigt die Einflüsse auf das Motorverhalten, bei dem betrachteten Lastpunkt ist in der Basiseinstellung eine Drallklappenposition von 45 % appliziert. Im Detail wird der Bereich von 25 bis 75 % betrachtet, da hier die Wirkung der Drosselung des Spiralkanales einsetzt.

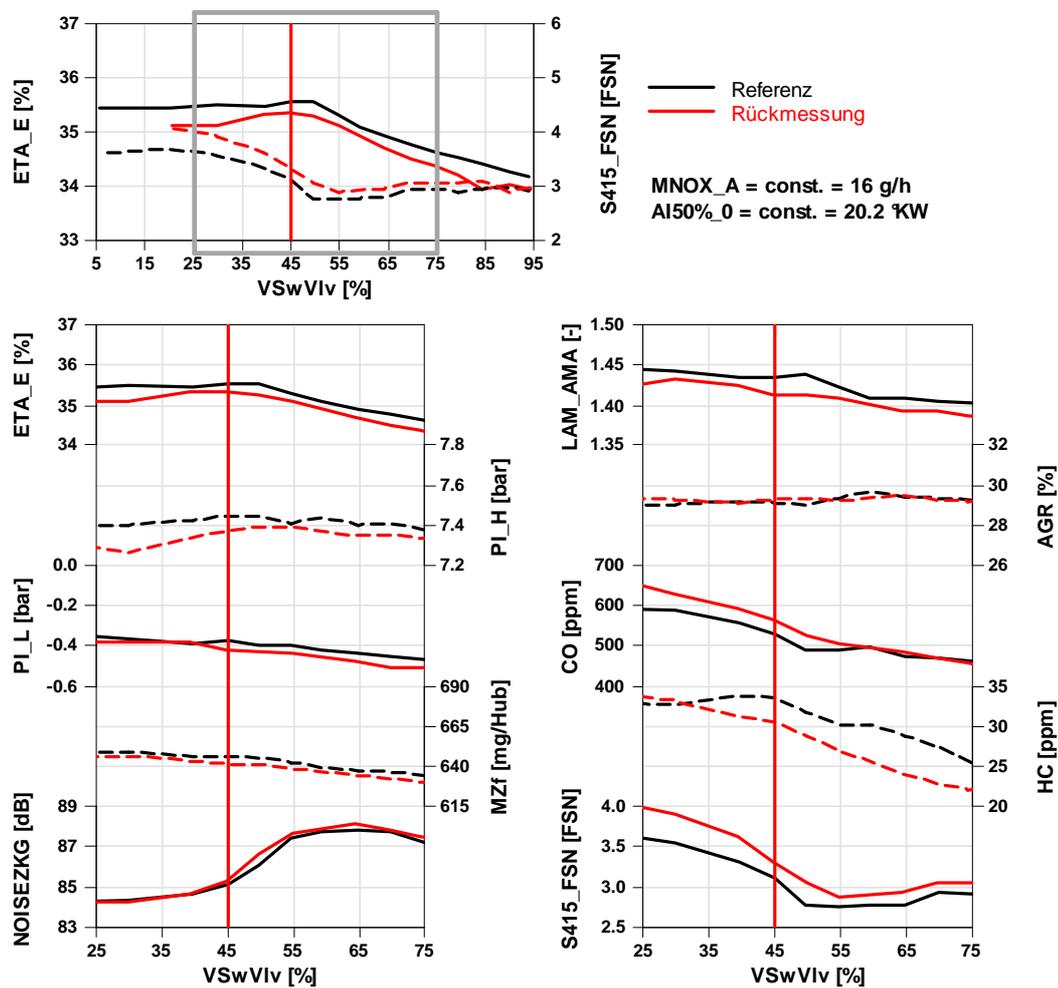


Abbildung 5-4, 1750EM21 Referenz, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

Die steigende Ladungsbewegung bewirkt eine bessere Durchmischung während der Gemischbildung und der Verbrennung, Sauerstoff gelangt schneller in die Reaktionszone wodurch vor allem die mischungskontrollierte Hauptverbrennung beschleunigt wird. Aus diesem Grund ergibt sich mit zunehmender Drallklappenstellung zuerst eine leichte Steigerung des effektiven Wirkungsgrades, der jedoch aufgrund der höher werdenden Ladungswechselarbeit nach einem Maximum wieder sinkt. Der durch das steigende Drallniveau höhere vorgemischte Verbrennungsanteil bewirkt einen schnellen

Energieumsatz am Brennbeginn und somit das höher werdende Verbrennungsgeräusch. Aufgrund der Randbedingung der konstanten Verbrennungslage muss eine spätere Haupteinspritzung erfolgen. Die Reduktion der CO-, HC- und Ruß-Emissionen ist auf die bessere Durchmischung und somit einem lokal gesteigerten Sauerstoffanteil in der Verbrennungszone zurückzuführen.

### Variation des Einspritzzeitpunktes der Haupteinspritzung

Die Variation des Einspritzzeitpunktes bewirkt eine veränderte Verbrennungslage aufgrund verschiedener Druck- und Temperaturverhältnisse bei der Kraftstoffeinbringung und die damit unterschiedlichen Zünd- und Verbrennungsbedingungen. In Abbildung 5-5 sind die wesentlichen Änderungen des Motorverhaltens über den 50%-Umsatzpunkt aus der Heizverlaufsrechnung (AI50%\_0) dargestellt, die emittierte NO<sub>x</sub>-Masse wurde wieder im gesamten Variationsbereich konstant gehalten.

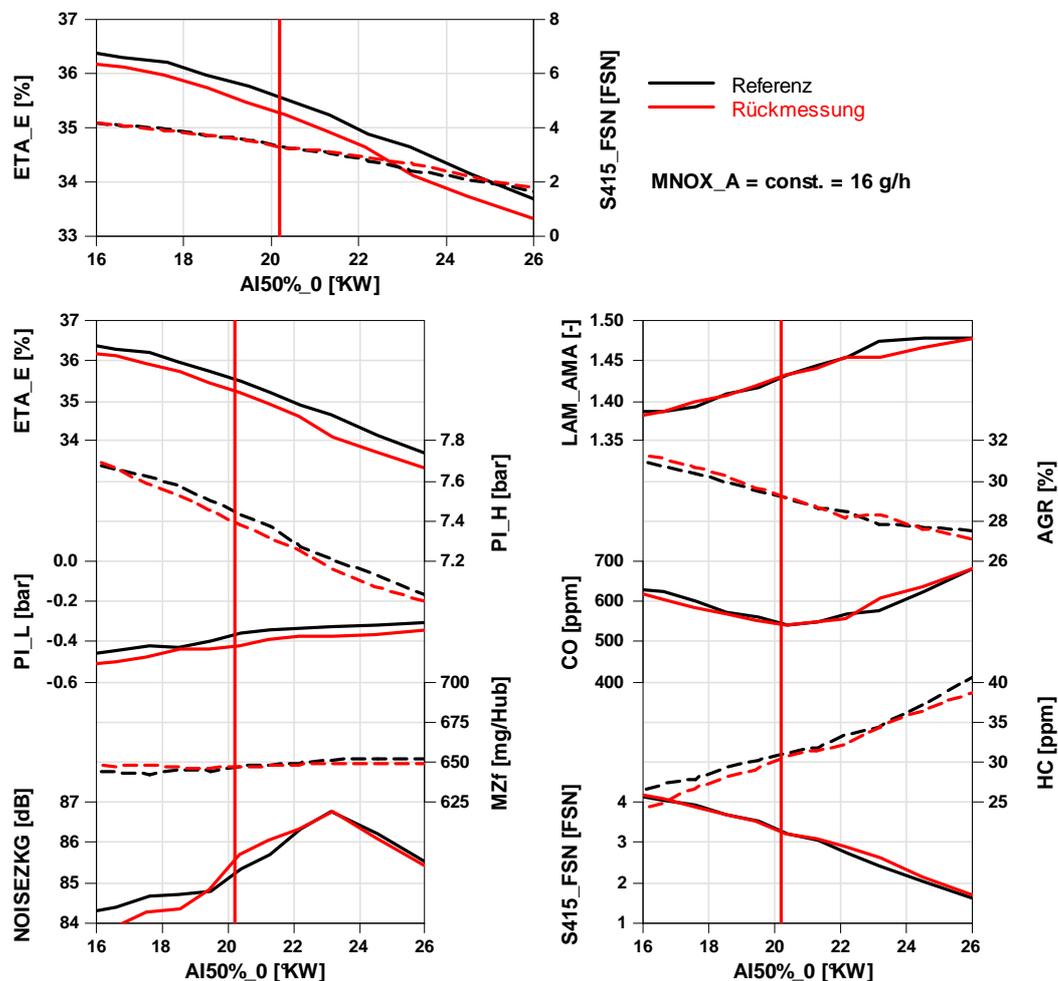


Abbildung 5-5, 1750EM21 Referenz, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

---

Die bei einem späteren Einspritzzeitpunkt schlechteren Zündbedingungen haben mehrere Einflüsse:

- längerer Zündverzug, damit höherer vorgemischter Verbrennungsanteil und steigendes Verbrennungsgeräusch (ab  $AI_{50\%_0} = 23^\circ$  nicht mehr, siehe weiter unten)
- abnehmender effektiver Wirkungsgrad aufgrund späterer Energieumsetzung
- Verbrennung bei insgesamt niedrigerem Temperaturniveau aufgrund der in diesem Kurbelwinkelbereich schnelleren Volumenzunahme durch Abwärtsbewegung des Kolbens und somit höhere HC- und CO-Emissionen

Das niedrigere Temperaturniveau bewirkt zudem eine verringerte Ruß- sowie  $NO_x$ -Bildung, hinsichtlich der Randbedingung der konstanten  $NO_x$ -Masse, ist somit eine niedrigere AGR-Rate bei späten Verbrennungslagen ausreichend, welche in Summe einen besseren Ruß- $NO_x$ -Trade-Off aufweisen. Das daraus resultierende höher werdende Verbrennungsluftverhältnis bewirkt anfänglich eine Reduktion der CO-Emissionen, bis die sinkende Temperatur diesen Effekt überwiegt.

Hinsichtlich des Anstieges des Verbrennungsgeräusches mit späteren Verbrennungslagen ist dieser Lastpunkt ein Ausnahmefall. Im Allgemeinen sinkt das Verbrennungsgeräusch bei späten Verbrennungslagen aufgrund des durch die schnellere Volumenzunahme geringeren Druckanstieges in diesem Kurbelwinkelbereich, bei diesem Lastpunkt ist dieser Effekt erst ab  $AI_{50\%_0}$  größer 23 kW zu erkennen, davor überwiegt ein längerer Zündverzug und der damit verbundene höhere vorgemischte Verbrennungsanteil diesen Effekt. In Abbildung 5-6 sind die Zylinderdruckverläufe sowie die Heizverläufe dreier unterschiedlicher Einspritzzeitpunkte gegenübergestellt. Die  $AI_{50\%_0}$ -Werte betragen dabei 16.6, 23.2 und 26.4 kW. Der Parameter  $\phi_{MI}$  beschreibt die Winkellage des Spritzbeginnes der Haupteinspritzung zum oberen Totpunkt, dessen Vorzeichen ist entgegen der Kurbelwinkelachse definiert.

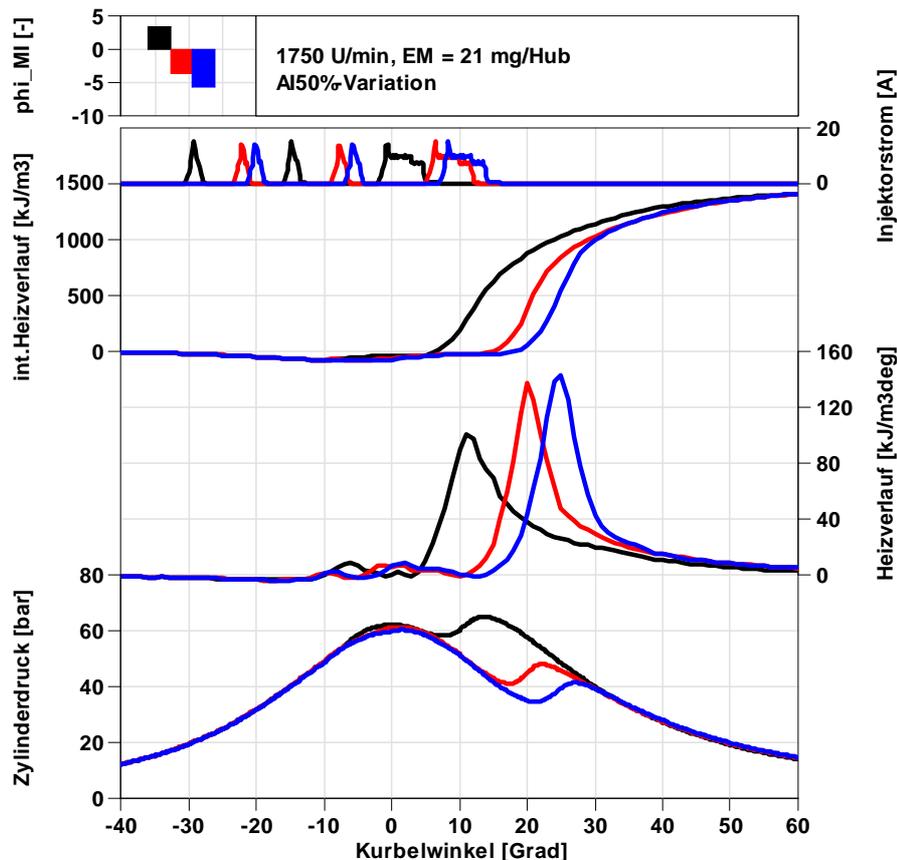


Abbildung 5-6, 1750EM21 Referenz, Einfluss des Einspritzbeginnes auf die Verbrennung

## 5.1.2 Vollast

Die Untersuchungen im Vollastbereich beinhalten die in 4.2 vorgestellten Lastpunkte, bei denen die Parameter Einspritzmenge, Ladedruck und Drallklappenposition variiert wurden sowie eine Vollastpotentialkurve bis zu der je Nockenprofil zulässigen Höchstdrehzahl. Die Einflüsse der variierten Parameter werden mit Hilfe des Lastpunktes 2000VL diskutiert. Wie im Teillastbereich können hier Quereinflüsse bestimmter Parameter dominieren und die Übertragbarkeit der Auswirkungen auf die anderen Vollastpunkte beeinträchtigen.

### Variation des Ladedruckes

Die Ladedruckvariation erfolgt mittels Öffnen bzw. Schließen des Turbinen-Leitapparates. Ausgehend von 300 mbar über dem bei der Basiseinstellung applizierten Druckes ( $p_{21}$ ), erfolgte schrittweise eine Absenkung, bis der Grenzwert der Abgastemperatur  $T_{31}$  von 830 °C erreicht wurde. Für eine bessere Vergleichbarkeit wurde im gesamten Variationsbereich der Spitzendruck mittels Anpassung des Spritzbeginnes der Hauptmenge konstant gehalten. In Abbildung 5-7 sind die Einflüsse des Ladedruckes auf die Verbrennung dargestellt. Im Detail wird nur der Bereich von 2400 mbar bis 2800 mbar betrachtet, da ein zu geringer Ladedruck aufgrund der starken Abnahme des Motormomentes und

der grenzwertigen Abgastemperatur nicht praktikabel ist. Der bei der Messung herrschende Umgebungsdruck hat auf die erzielbare Leistung des Motors einen wesentlichen Einfluss und ist somit bei der Bewertung der Volllastpunkte zu berücksichtigen.

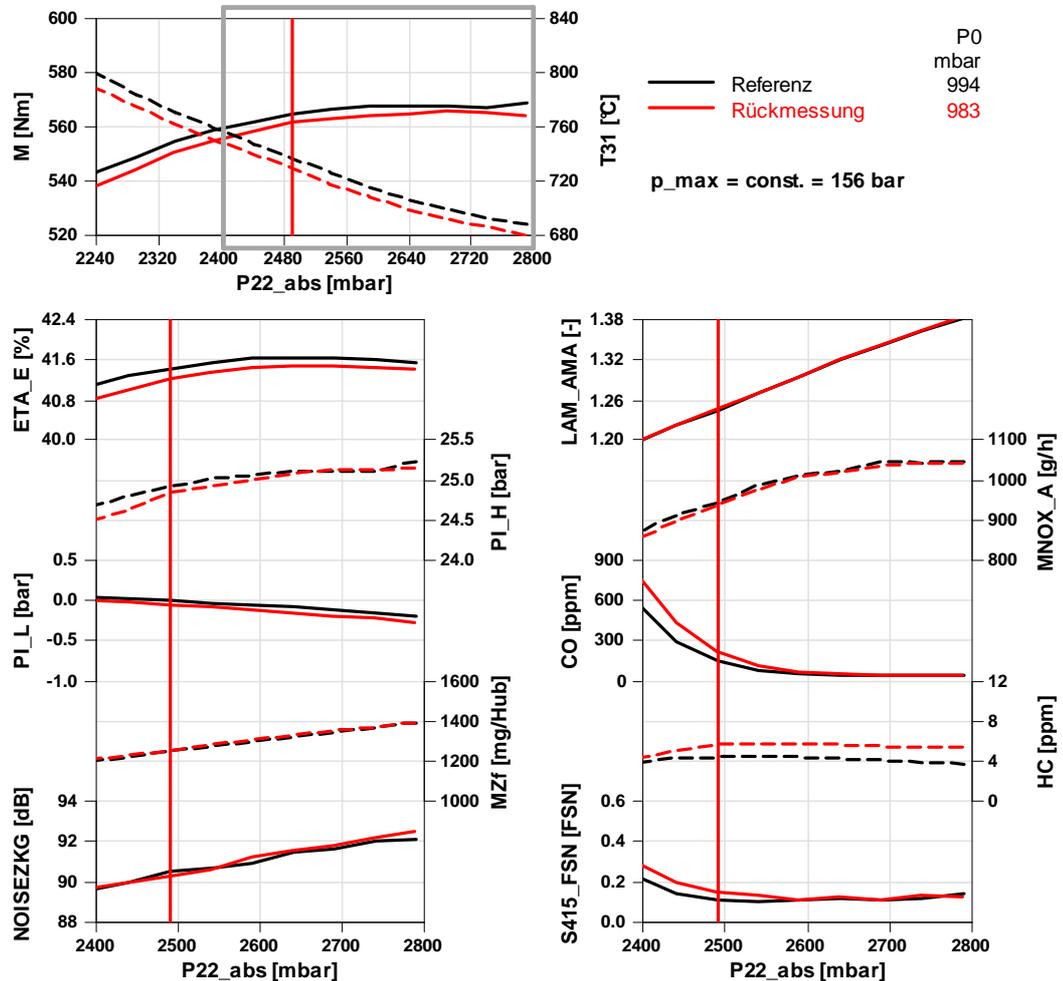


Abbildung 5-7, 2000VL Referenz, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

Die Absenkung des Ladedruckes bewirkt durch die niedrigere Dichte des angesaugten Frischgases einen Füllungsverlust, die für den Wirkungsgrad wichtigen Größen Verbrennungsluftverhältnis und das Verhältnis der Ladungs- zur Brennstoffmasse ( $\phi$ ) nehmen ab. Zudem bewirkt die niedrigere Sauerstoffkonzentration in Verbindung mit weniger Drallenergie eine längere Hauptverbrennung und somit einen schlechter werdenden Gleichraumgrad der Verbrennung. Aus diesen Gründen ist der indizierte Mitteldruck der Hochdruckphase abnehmend. Gleichzeitig bewirkt das Öffnen des Turbinen-Leitapparates einen niedrigeren Abgasgegendruck, die Ladungswechselarbeit wird weniger. Dieser gegenläufige Trend bewirkt ein Maximum des effektiven Wirkungsgrades im oberen Variationsbereich. Die bei der Reduktion von  $p_{21}$  ( $p_{22}$ ) steigenden  $CO$ -, und Ruß-Emissionen, sowie die sinkende  $NO_x$ -Konzentration ist durch das mit der Zylinderfüllung abnehmende Verbrennungsluftverhältnis zu erklären.

### Variation der Drallklappenstellung

Die Basisapplikation sieht in Verbindung mit der Referenzgeometrie der Einlasskanäle sowie mit den konventionellen Ventilerhebungen im Volllastbereich keine Drosselung des Spiralkanals vor. Dies wird durch die Darstellung der Einflüsse der Drallklappenstellung in Abbildung 5-8 ersichtlich.

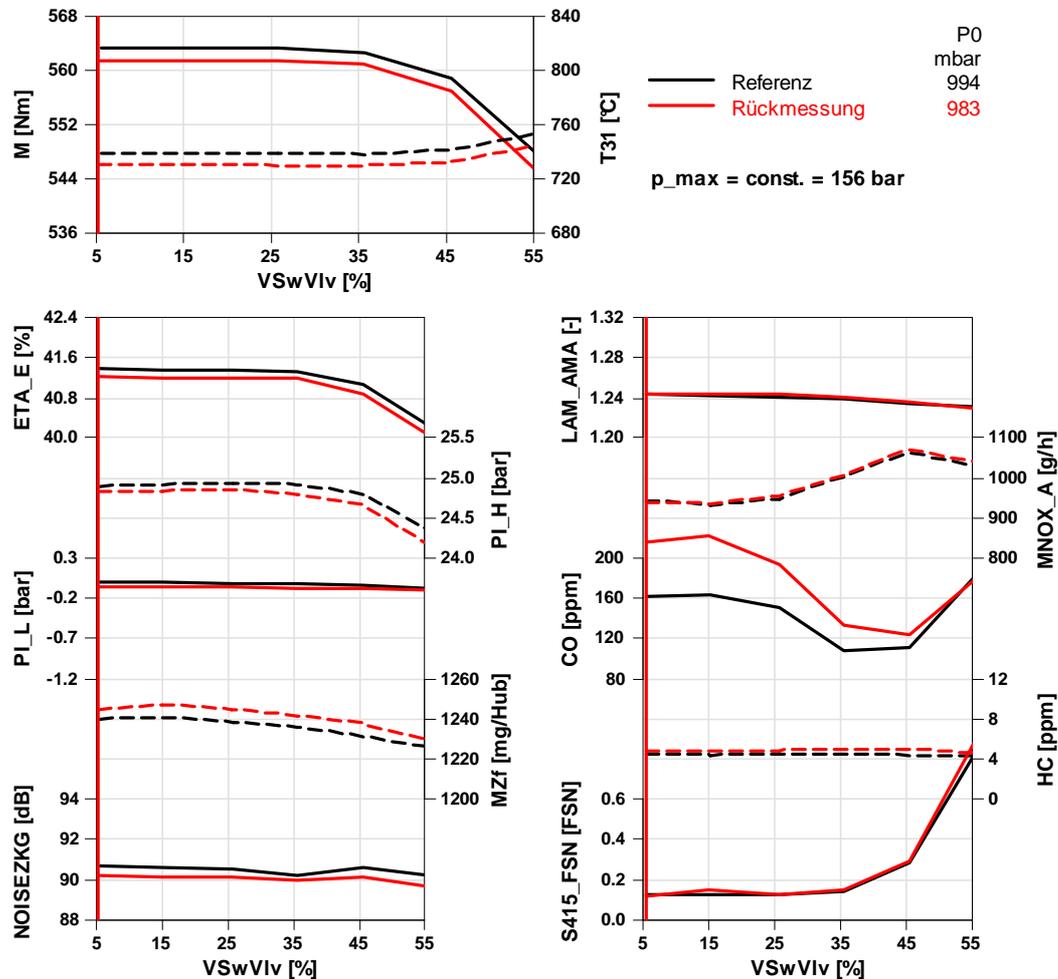


Abbildung 5-8, 2000VL Referenz, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

Das Schließen der Drallklappe verringert die Zylinderfüllung und das Verbrennungsluftverhältnis. Bei geringer Androsselung des Spiralkanals sind noch keine negativen Auswirkungen auf die Verbrennung erkennbar, das Sinken der CO-Emissionen bzw. das Steigen der  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind auf eine erhöhte lokale Sauerstoffkonzentration aufgrund besserer Durchmischung zurückzuführen. Durch weiteres Schließen der Drallklappe erreicht das mittlere Verbrennungsluftverhältnis ein zu niedriges Niveau, ein Teil des Kraftstoffes kann aufgrund Sauerstoffmangels nicht mehr vollständig umgesetzt werden, der indizierte Mitteldruck sinkt und die Ruß- und CO-Emissionen steigen.

In Abbildung 5-9 sind die indizierten Zylinderdrücke sowie die Heizverläufe dreier unterschiedlicher Drallklappenstellungen gegenübergestellt. Die Verläufe mit den Stellungen VSwVlv = 5 % und 25 % sind praktisch deckungsgleich, die Drallklappe bewirkt zwar schon einen geringen Füllungsverlust, jedoch ist noch genügend Sauerstoff vorhanden. Bei VSwVlv = 55% ist die geringere Kraftstoffumsetzung während der Hauptverbrennung erkennbar, ein geringerer indizierter Mitteldruck ist die Folge.

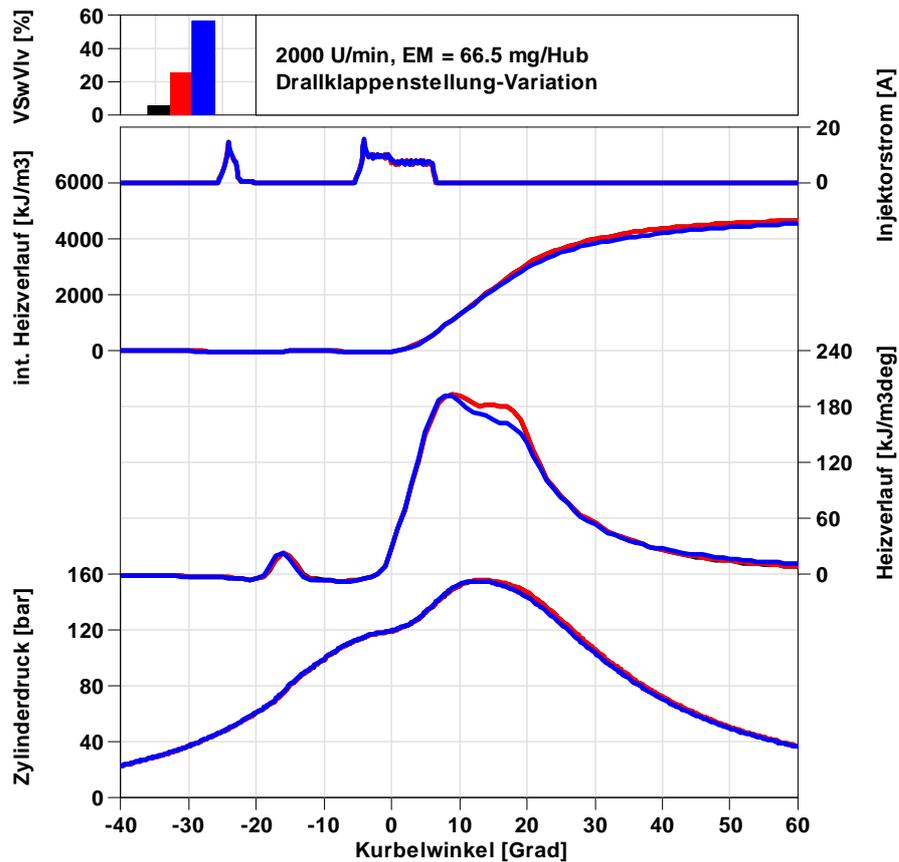


Abbildung 5-9, 2000VL Referenz, Einfluss des Drallklappenstellung auf die Verbrennung

### Variation der Einspritzmenge

Bei der Variation der Einspritzmenge wurde der Bereich zwischen der Absenkung bzw. Erhöhung der Menge um 5 mg/Hub untersucht. Zur besseren Vergleichbarkeit wurde wiederum der Spitzendruck mittels Anpassung des Einspritzzeitpunktes im Variationsbereich konstant gehalten. In Abbildung 5-10 sind die Einflüsse der Einspritzmenge dargestellt.

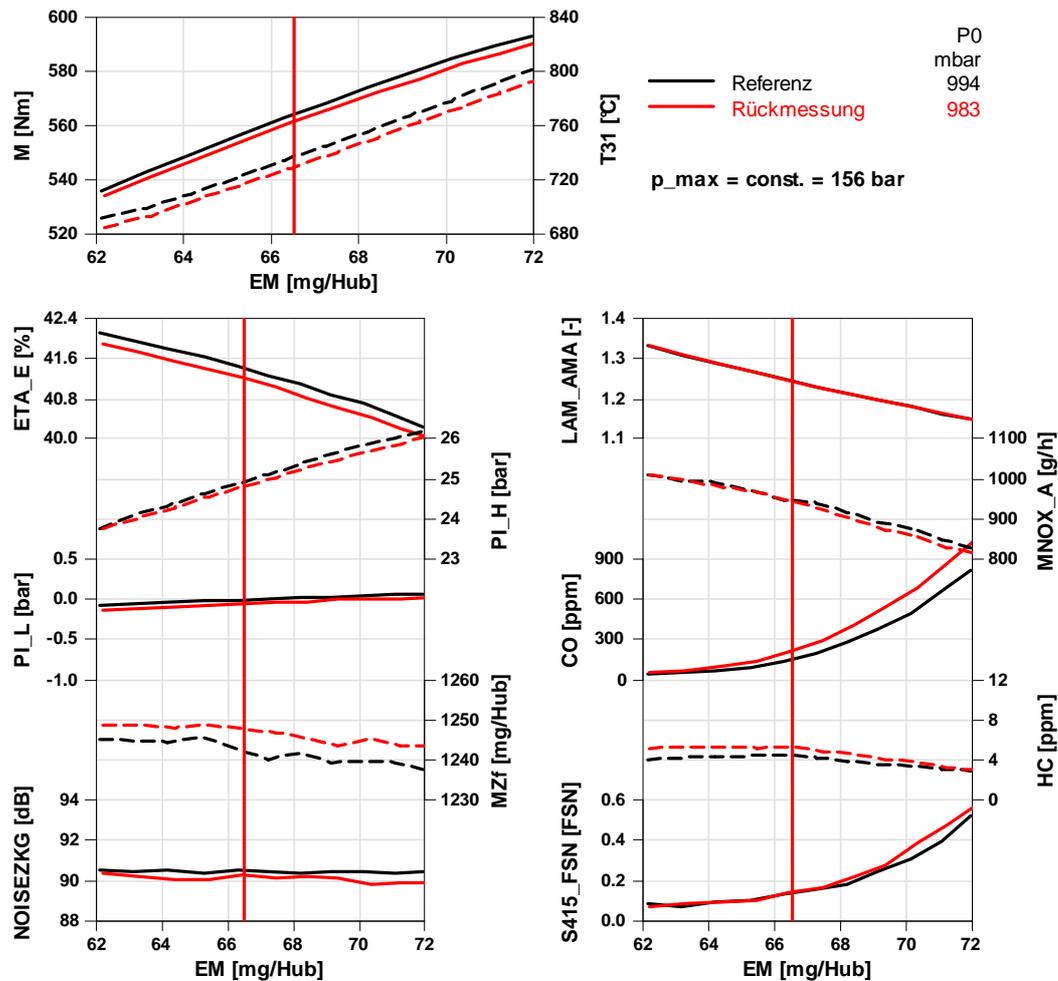


Abbildung 5-10, 2000VL Referenz, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

Das mit steigender Einspritzmenge sinkende Verbrennungsluftverhältnis bewirkt ein Steigen der Ruß- und CO-Emissionen sowie ein Sinken der NO<sub>x</sub>-Emissionen. Der schlechter werdende Wirkungsgrad ist einerseits durch das sinkende Verhältnis der Ladungs- zur Brennstoffmasse begründet aber auch andererseits durch den zunehmenden Sauerstoffmangel, der Umsetzungsgrad der eingespritzten Kraftstoffmasse ist abnehmend. Da jedoch insgesamt mehr Energie zur Verfügung steht ist der Mitteldruck ansteigend.

### Vollastpotentialkurve (VLK)

Die Vollastpotentialkurve kann in zwei Bereiche eingeteilt werden. Bis 3250  $\text{min}^{-1}$  entspricht die eingespritzte Kraftstoffmenge der Basisapplikation. Bei höheren Drehzahlen wurde mittels Anpassung der Menge eine konstante Abgastemperatur von 830  $^{\circ}\text{C}$  eingestellt. Die bei der Referenzmessung auftretenden Spitzendrücke gelten als Sollwerte für die weiteren Potentialkurven mit den Sondernockenformen. Diese wurden bei den jeweiligen Untersuchungen zur besseren Vergleichbarkeit mittels Anpassung des Spritzbeginnes eingestellt. Abbildung 5-11 stellt die Ergebnisse der VLK dar. Die zwei unterschiedlichen Bereiche werden getrennt betrachtet.

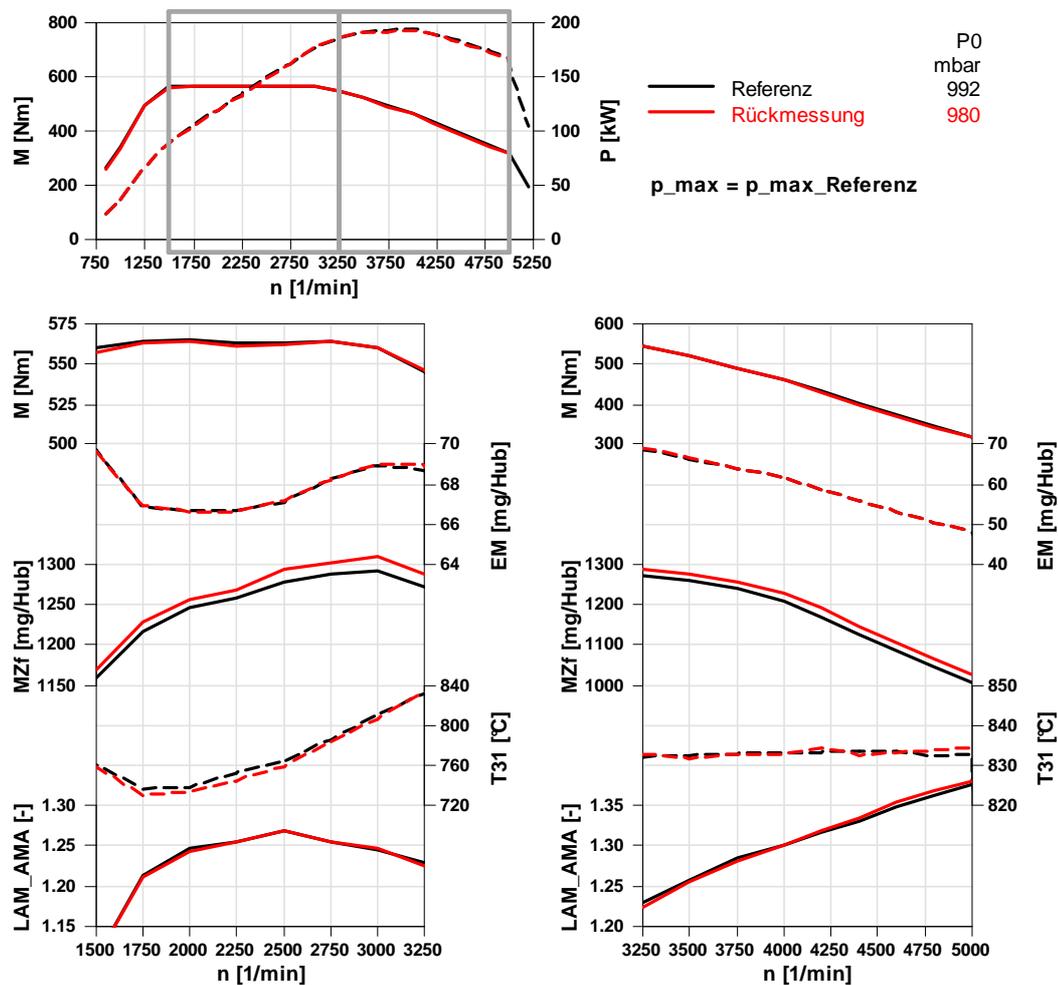


Abbildung 5-11, Vollastpotentialkurve Referenz, Ergebnisse

Der Verlauf der Zylinderfüllung mit dessen Maximalwert bei 3000  $\text{min}^{-1}$  ist nicht allein durch gasdynamische Effekte in Verbindung mit dem für diese Drehzahl ausgelegtem Referenznockenprofil zu erklären, auch der applizierte Ladedruck weist bei 3000  $\text{min}^{-1}$  seinen Maximalwert auf.

## 5.2 Potentialuntersuchung der alternativen Nockenprofile

Die Potentialuntersuchung der alternativen Nockenprofile ist in mehrere Teilbereiche gegliedert. Aufgrund der unterschiedlichen Optimierungsziele erfolgt die Einteilung in:

- kurze Einlassnockenwelle, kurze Auslassnockenwelle und die Kombination dieser beiden Konzepte
- lange Einlassnockenwelle
- Auslassnockenwelle mit Restgasnocke
- Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub

### 5.2.1 Kurze Ein- und Auslassnockenwelle

Die Untersuchungen mit den kurzen Ein- und Auslassnockenwellen beinhalten das gesamte in 4.2 vorgestellte Versuchsprogramm. Als Folge der bei den Ventilerhebungen steileren Flanken ist die höchst zulässige Drehzahl bei diesen Konzepten auf  $4000 \text{ min}^{-1}$  beschränkt. Aufgrund der Optimierungsziele im niedrigen Drehzahlbereich, mussten deshalb keine Einschränkungen in Kauf genommen werden.

Bei der folgenden Bewertung der Untersuchungsergebnisse sind die drei Konzepte gemeinsam den Referenzmessungen gegenübergestellt, somit wird ersichtlich ob sich die Effekte der einzelnen kurzen Nockenwellen addieren oder ob Quereinflüsse dominant werden. Die Betrachtung der Lastpunkte erfolgt in Reihenfolge ansteigender Last und Drehzahl.

#### 1250EM06

Der im Versuchsprogramm niedrigste Lastpunkt ist gekennzeichnet durch eine hohe AGR-Rate in Verbindung mit einer weit geschlossenen Drallklappe zur Erzielung eines guten Kompromisses im Ruß- $\text{NO}_x$ -Zielkonflikt. Der effektive Mitteldruck beträgt mit den konventionellen Nockenwellen und Kanalgeometrien 1.3 bar.

Die Untersuchungsergebnisse der AGR-Variation sind in Abbildung 5-12 dargestellt, die Ergebnisse der Drallklappenposition- und Einspritzbeginnvariation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung A-1 und A-2).

Die Motorversuche zeigen im gesamten Variationsbereich einen nicht unerheblichen Nachteil in der Zylinderfüllung in Verbindung mit dem späten AÖ. Der veränderte Öffnungszeitpunkt bewirkt eine Phasenverschiebung der Druckspitzen im Abgaskrümmen (vergleiche dazu Abbildung 5-14, 1500EM15 kurze NW, Vergleich der Ladungswechselschleifen), während der Ventilüberschneidung herrschen veränderte Druckverhältnisse, die den inneren Restgasanteil beeinflussen. Der frühe ES der kurzen Einlassnockenwelle bewirkt in diesem Lastpunkt einen Füllungsvorteil.

---

Betrachtet man die indizierten Mitteldrücke aus dem Hochdruckteil (PI\_H), so ist ein Vorteil für die kurze Auslassnockenwelle ersichtlich, der aus der Minimierung des Expansionsverlustes resultiert. Der frühe ES bei der kurzen Einlassnockenwelle wirkt sich in diesem Lastpunkt hingegen negativ auf den Mitteldruck aus, das erhöhte effektive Epsilon begründet eine höhere Kompressionsarbeit, die durch die Expansion nicht mehr kompensiert wird. Kombiniert man beide kurze Nockenwellen überlagern sich diese Effekte. Da im Variationsbereich keine wesentlichen Unterschiede hinsichtlich der Ladungswechselarbeit auftreten, zeigen die Verläufe des effektiven Wirkungsgrades dieselben Ergebnisse.

Hinsichtlich der Emissionierung zeigt das frühe ES geringes Potential bei der Minimierung der CO- und HC-Emissionen. Der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off ist im gesamten Variationsbereich mit allen untersuchten kurzen Nockenwellen nahezu unverändert.

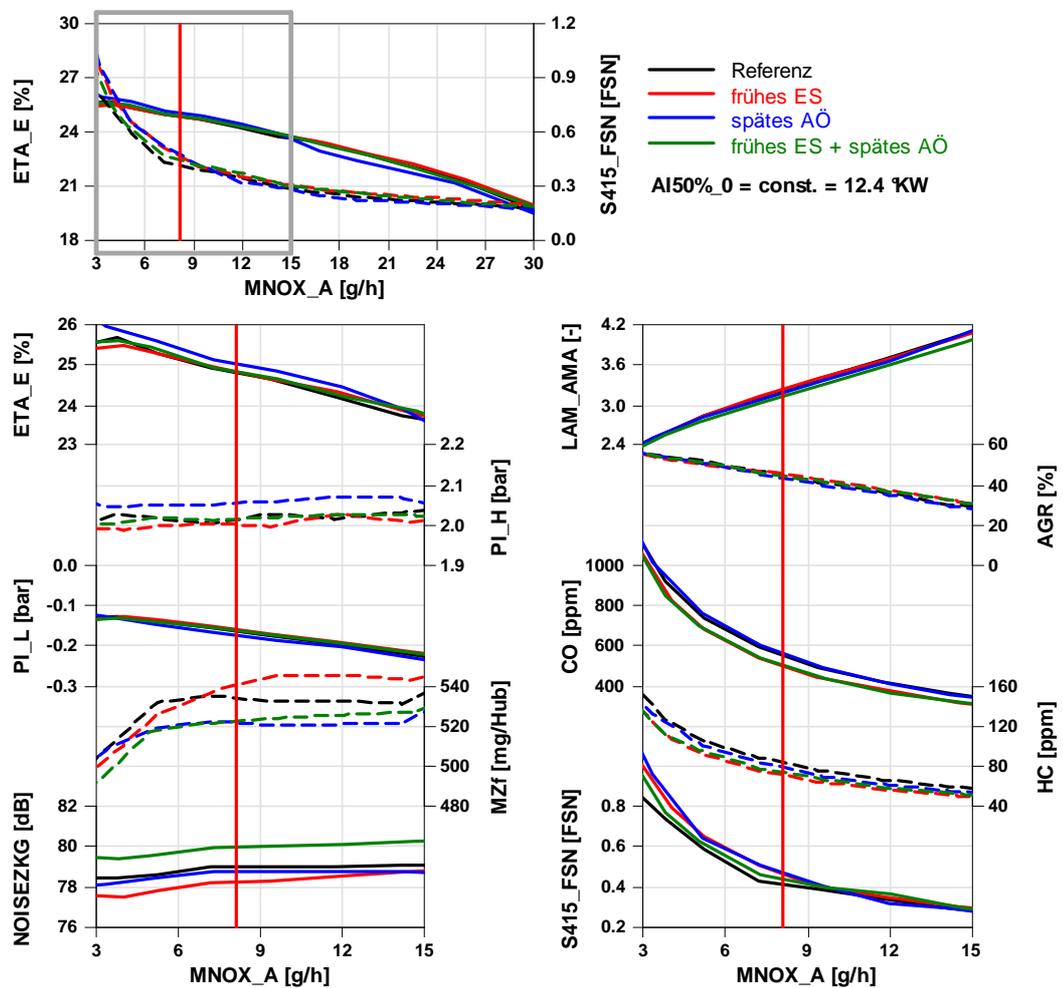


Abbildung 5-12, 1250EM06 kurze NW, Ergebnisse der AGR-Variation

Die im gesamten Variationsbereich höheren Messwerte des Körperschall-Sensors bei der Kombination der kurzen Ein- und Auslassnockenwelle, sind nicht auf die Verbrennung zurückzuführen, der Druckanstieg befindet sich auf dem Niveau der Referenz und des Konzeptes der kurzen Auslassnockenwelle, wie in Abbildung 5-13 ersichtlich. Die Gegenüberstellung zeigt die jeweiligen Messpunkte mit der Basisapplikation innerhalb der AGR-Variation.

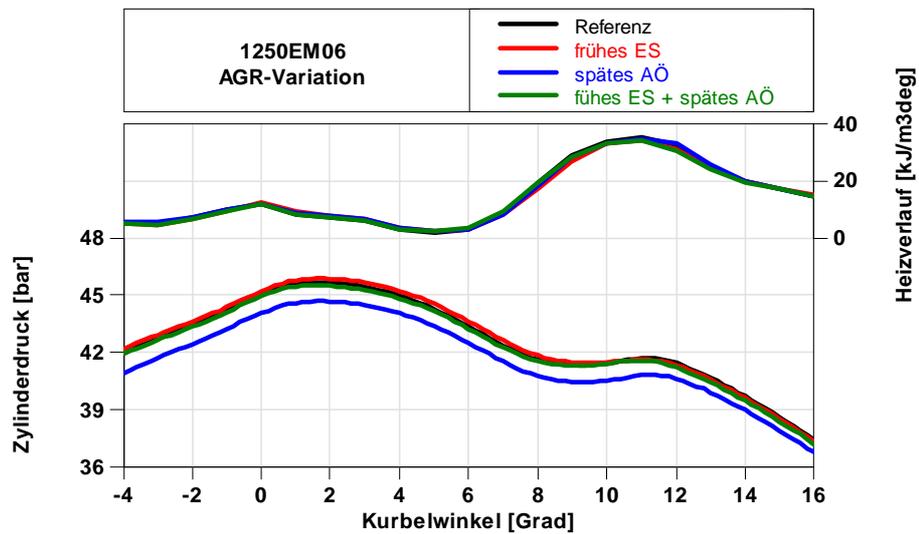


Abbildung 5-13, 1250EM06 kurze NW, Druckanstieg bei der Verbrennung

### 1500EM15

Dieser Lastpunkt ist gekennzeichnet durch eine relativ späte Verbrennungslage um in Verbindung mit der hohen AGR-Rate und einer weit geschlossenen Drallklappe einen guten Kompromiss im Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikt zu erzielen. Der effektive Mitteldruck beträgt mit den konventionellen Nockenwellen und Kanalgeometrien 4.5 bar.

In Abbildung 5-15 sind die Versuchsergebnisse der Ladedruck-Variation dargestellt, die Ergebnisse der AGR-, Drallklappenposition- und Einspritzzeitpunkt-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung A-3, A-4 und A-5).

Ähnlich wie bei dem Lastpunkt 1250EM06 ist ein Vorteil für die kurze Auslassnockenwelle hinsichtlich des indizierten Mitteldruckes aus dem Hochdruckteil (PI\_H) erkennbar, der wiederum aus der Minimierung des Expansionsverlustes resultiert, siehe Abbildung 5-14. Die dargestellten Zylinderdrücke stammen aus der Ladedruck-Variation, der jeweilige Soll-Ladedruck entspricht der Basisapplikation.

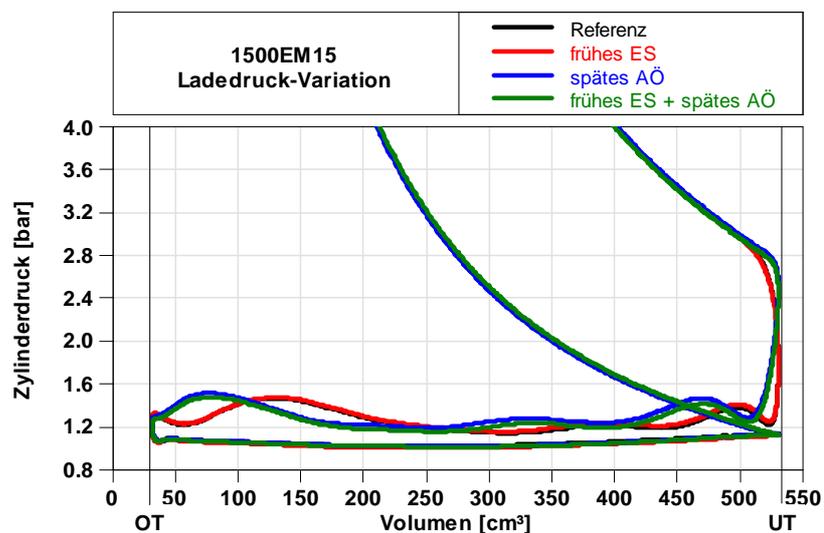


Abbildung 5-14, 1500EM15 kurze NW, Vergleich der Ladungswechselschleifen

Das bei der kurzen Einlassnockenwelle im Vergleich zur Referenz höhere effektive Verdichtungsverhältnis bewirkt wieder eine höhere Kompressionsarbeit, die einen niedrigeren Mitteldruck hervorruft. Bei der Kombination beider kurzen Nockenwellen überlagern sich diese Effekte.

Der effektive Wirkungsgrad der Referenz wird durch keine der hier untersuchten Konzepte erreicht, da die bei der kurzen Auslassnockenwelle höhere Ladungswechselarbeit den Vorteil aus dem Hochdruckteil kompensiert. Der höher werdende Abgasgegendruck zu Beginn des Ausschleibevorganges ist schon deutlicher ausgeprägt als beim Lastpunkt 1250EM06, in Verbindung mit der Phasenverschiebung der Druckspitzen im Auspuffkrümmer begründet dies jedoch nicht den Anstieg der Ladungswechselarbeit in diesem Lastpunkt. Diese ist auf einen bei dieser Messung niedrigeren Umgebungsdruck zurückzuführen. Dabei muss zur Darstellung des gewünschten

Ladedruckes der Turbinen-Leitapparat weiter geschlossen werden, ein höherer Abgasgegendruck ist die Folge.

Bei den Untersuchungen ist ein geringer Füllungsvorteil sowohl mit der kurzen Einlassnockenwelle als auch mit der kurzen Auslassnockenwelle erkennbar. Werden die beiden Nockenwellen kombiniert, liegt die Füllung auf dem Niveau der Referenz. Für die konstante emittierte NO<sub>x</sub>-Masse, ist bei der kurzen Einlassnockenwelle eine höhere AGR-Rate notwendig, beim späten AÖ sind dagegen niedrigere AGR-Raten zu erkennen, die Phasenverschiebung der Druckspitzen im Abgaskrümmen bewirkt einen höheren inneren Restgasanteil.

Der Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off zeigt sich mit allen untersuchten Varianten im gesamten Variationsbereich nahezu unverändert. Die kurze Auslassnockenwelle bewirkt einen leichten Anstieg der CO- und HC-Emissionen, der frühe ES eine geringe Absenkung. Ähnlich wie beim Lastpunkt 1250EM06 sind höhere Körperschall-Werte bei der Kombination vom frühen ES und spätem AÖ zu verzeichnen, die Differenz ist jedoch nicht mehr so ausgeprägt. Die Druckanstiege infolge der Verbrennung befinden sich bei allen untersuchten Konzepten auf dem Niveau der Referenz.

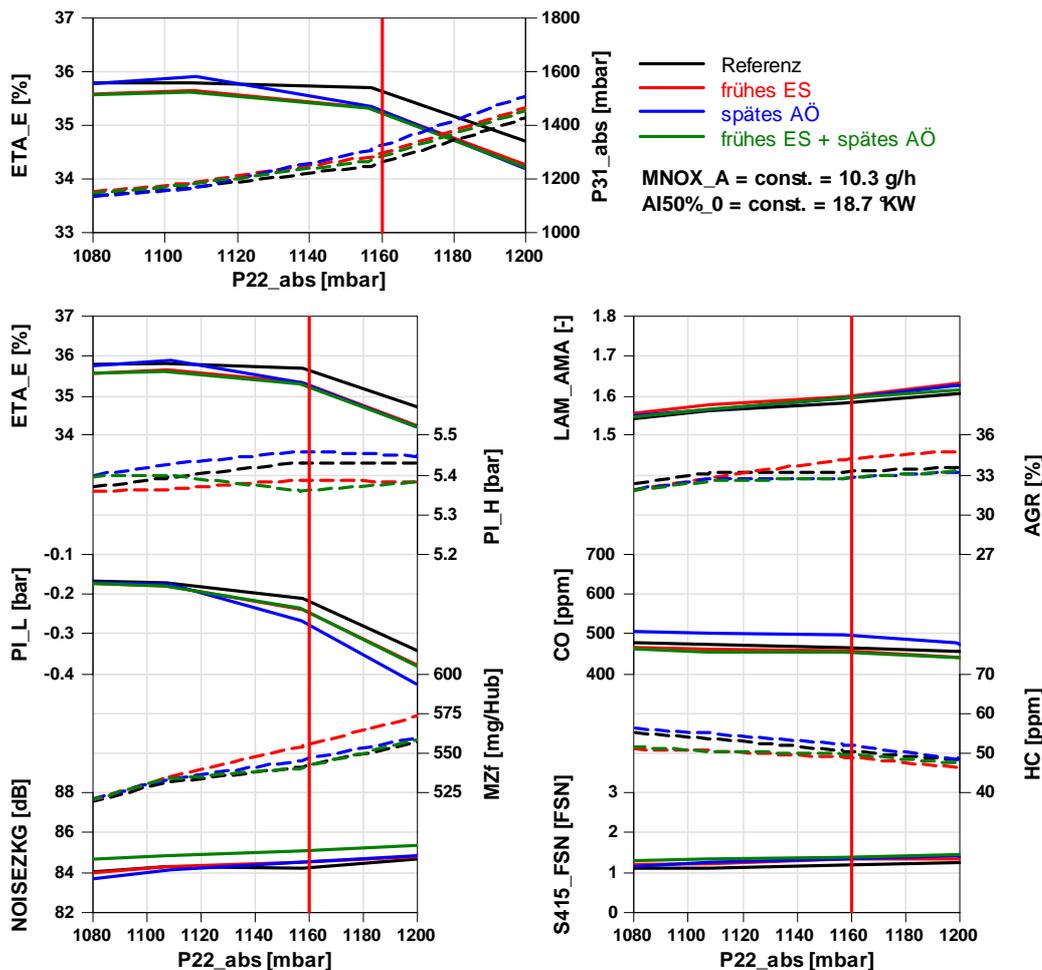


Abbildung 5-15, 1500EM15 kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

**1750EM21**

Dieser Lastpunkt weist die späteste Verbrennungslage im gesamten Versuchsprogramm auf. Die aufgrund der dadurch verursachten Verbrennungstemperaturabsenkung verminderte Ruß- sowie  $\text{NO}_x$ -Bildung weist in Summe den besten Kompromiss im Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Off auf. Der effektive Mitteldruck beträgt in diesem Lastpunkt mit den konventionellen Nockenwellen und Kanalgeometrien 6.4 bar. Abbildung 5-17 stellt die Ergebnisse der AGR-Variation dar, die übrigen Variationen sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung A-6, A-7 und A-8).

Die indizierten Mitteldrücke des Hochdruckteils befinden sich bei allen Konzepten auf ähnlichem Niveau. Die Minimierung des Expansionsverlustes mit dem späten AÖ verliert mit steigender Motorlast an Gewichtung, da die hierbei gewonnene Arbeit einen immer geringeren Anteil der gesamten Hochdruckschleife einnimmt. Der dabei höher werdende Abgasgegendruck zu Beginn des Ausschiebevorganges ist schon deutlich ausgeprägt, bewirkt aber in Verbindung mit der Phasenverschiebung der Druckspitzen im Auspuffkrümmer in diesem Lastpunkt in Summe noch keinen Anstieg der Ladungswechselarbeit (vgl. Abbildung 5-16, die dargestellten Zylinderdrücke stammen aus der AGR-Variation, die jeweilige Soll-Luftmasse entspricht der Basisapplikation). Aufgrund des bei der Messung der kurzen Auslassnockenwelle geringeren Umgebungsdruckes, weist hier dieses Konzept die höchste Arbeit für den Ladungswechsel auf, da der Leitapparat der Turbine für den gewünschten Ladedruck weiter geschlossen werden muss. Ein geringer Wirkungsgradnachteil dieses Konzeptes ist die Folge.

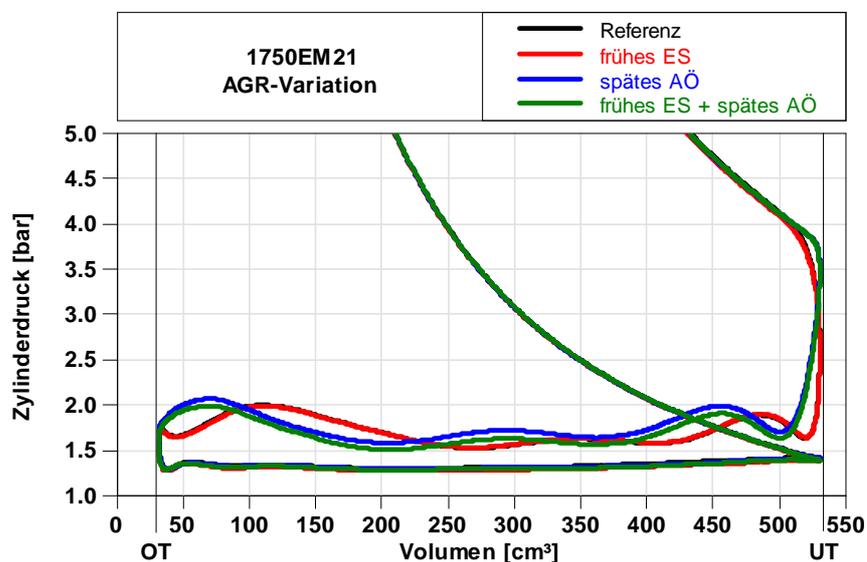


Abbildung 5-16, 1750EM21 kurze NW, Vergleich der Ladungswechselschleifen

Ähnlich wie beim Lastpunkt 1500EM15 ist ein geringer Füllungsvorteil für die kurze Einlass- bzw. für die kurze Auslassnockenwelle erkennbar, der bei der Kombination dieser beiden Konzepte nicht mehr auftritt. Für die Randbedingung der konstanten NO<sub>x</sub>-Massenemission ist bei der kurzen Einlassnockenwelle eine höhere AGR-Rate notwendig. Gegenüber zur Referenz treten im gesamten Variationsbereich keine nennenswerten Unterschiede hinsichtlich des Emissionsverhaltens und der Geräuschentwicklung auf.

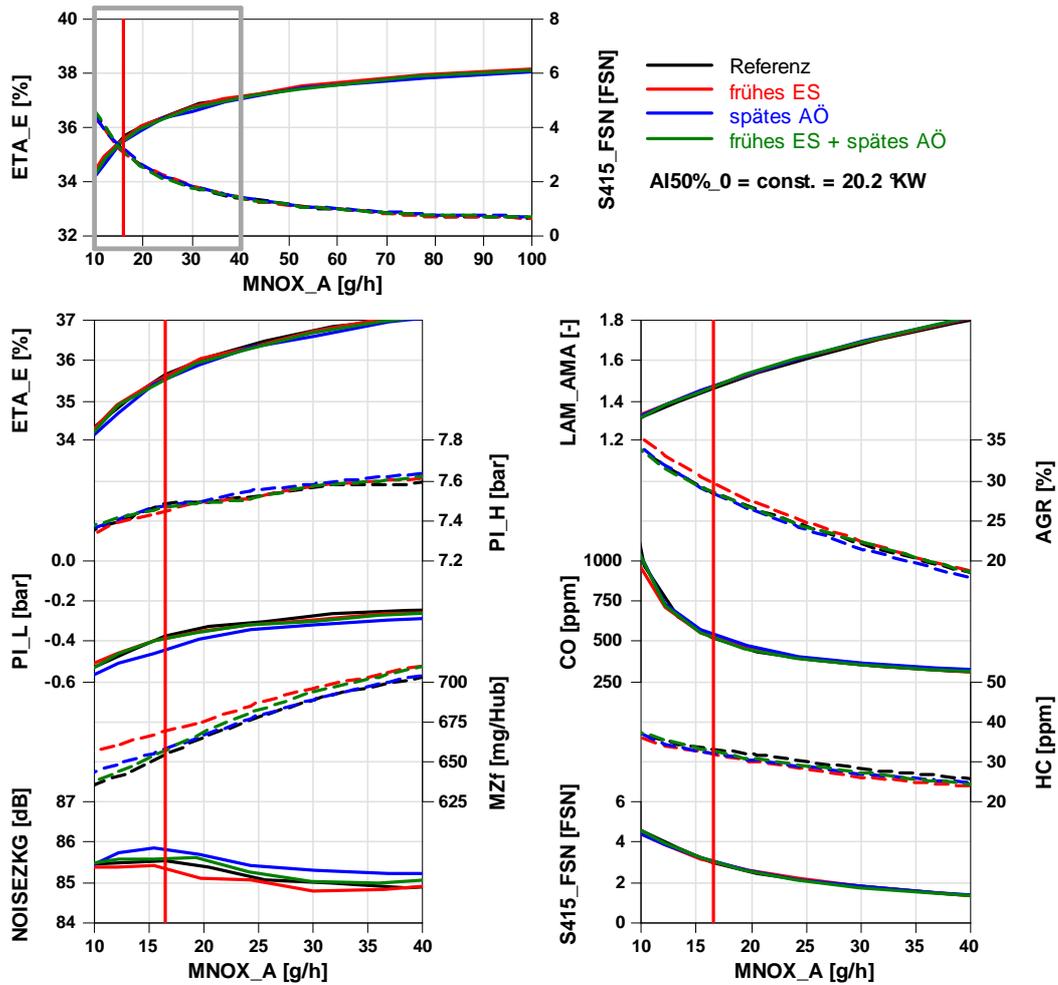


Abbildung 5-17, 1750EM21 kurze NW, Ergebnisse der AGR-Variation

**1750EM45**

Im Gegensatz zu den bisher behandelten Lastpunkten weist dieser nur eine Piloteinspritzung auf. Da die Anhebung des Ladungsbewegungsniveaus mittels Drallklappe bei der Referenzkonfiguration keine Verbesserung im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off bewirkt, ist bei der Basisapplikation keine Drosselung des Spiralkanals vorgesehen. In Abbildung 5-18 sind die Ergebnisse der AGR-Variation dargestellt. Die Ergebnisse der Ladedruck- Drallklappenstellung- und Einspritzbeginnvariation sind im Anhang zu finden (Abbildung A-9, A-10 und A-11).

Die Motorversuche zeigen im gesamten Variationsbereich einen geringen Nachteil hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades mit dem Konzept der kurzen Auslassnockenwelle. Da sich mit den untersuchten Konzepten keine Vor- bzw. Nachteile bei der Hochdruckschleife gegenüber der Referenz ergeben, ist dieser Wirkungsgradverlust durch die höhere Ladungswechselarbeit zu begründen. Die Messung des späten AÖ erfolgte wieder bei einem niedrigeren Umgebungsdruck, der eine Erhöhung des Abgasgedruckes bewirkt. Des Weiteren sind in diesem Lastpunkt bereits negative Auswirkungen des späten AÖ erkennbar. Der zu Beginn des Ausschleibevorganges höhere Gegendruck bewirkt einen höheren Verlust, als der Gewinn durch die Minimierung des Expansionsverlustes.

Im gesamten Variationsbereich ist ein Vorteil hinsichtlich der Füllung in Verbindung mit dem frühen ES erkennbar. Hinsichtlich der Emissionierung bietet die Kombination aus kurzer Ein- und kurzer Auslassnockenwelle das höchste, wenn auch nur geringes Potential. Über den gesamten Variationsbereich ist eine Verringerung der CO-Emission und eine leichte Verbesserung im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off zu verzeichnen, demgegenüber steht jedoch ein leichter Anstieg der HC-Emissionen, die aber absolut betrachtet auf sehr geringem Niveau liegen.

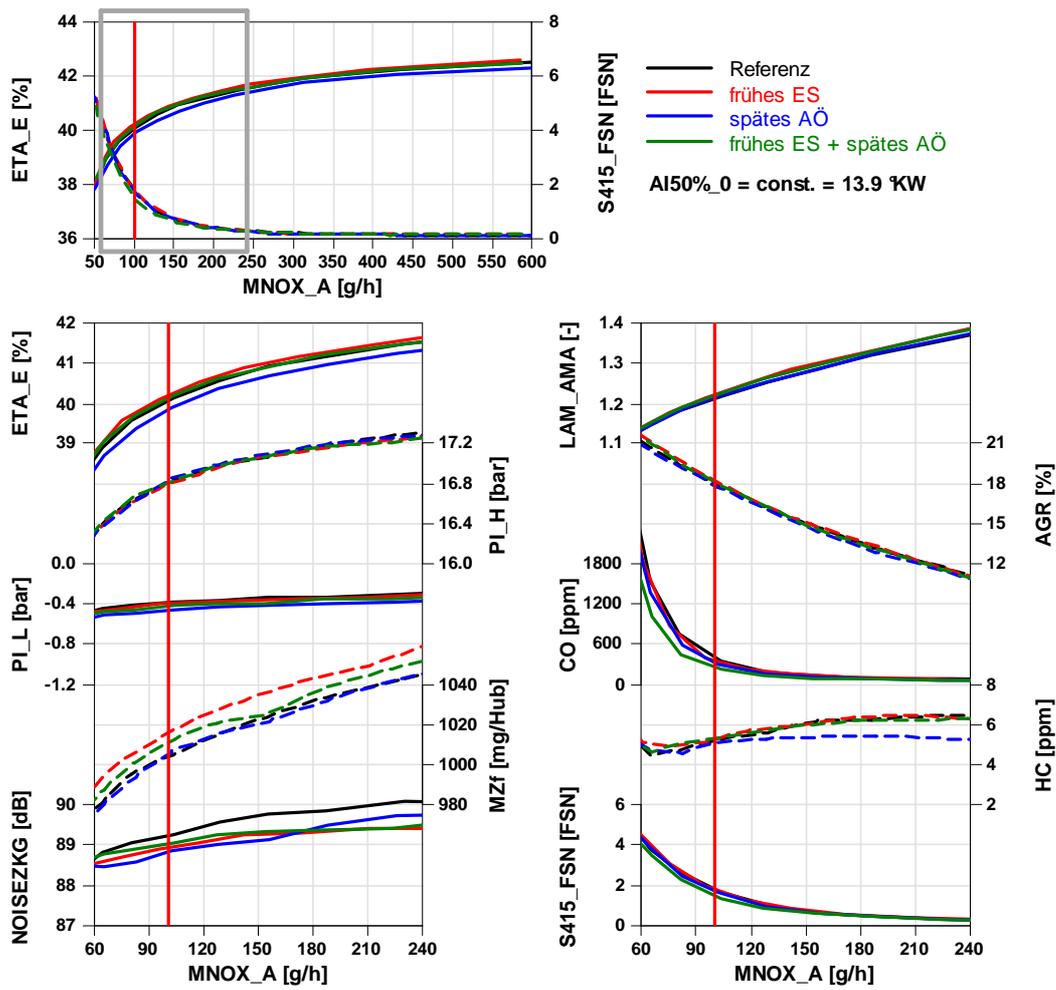


Abbildung 5-18, 1750EM45 kurze NW, Ergebnisse der AGR-Variation

**1500VL**

Die Abbildung 5-21 zeigt die Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation. Die Ergebnisse der Ladedruck- und Drallklappenstellung-Variation sind dem Anhang zu entnehmen. (Abbildung A-12 und A-13).

Bei 1500VL ist ein Vorteil des frühen ES erkennbar. Die Motorversuche zeigen im gesamten Variationsbereich eine gesteigerte Zylinderfüllung in Verbindung mit der kurzen Einlassnockenwelle. Das dadurch gesteigerte Verhältnis der Ladungs- zur Brennstoffmasse, bzw. das gesteigerte Luftverhältnis bewirken einen höheren indizierten Mitteldruck der Hochdruckphase. Die Kombination mit der kurzen Auslassnockenwelle weist einen geringfügig höheren Mitteldruck auf, da im Hochdruckteil der minimierte Expansionsverlust einfließt. Das Konzept ausschließlich mit der kurzen Auslassnockenwelle profitiert auch von dieser Minimierung, jedoch bewirkt eine langsamere Verbrennung, hervorgerufen durch das geringfügig kleinere Verbrennungsluftverhältnis, in Summe einen Verlust gegenüber der Referenz (siehe Abbildung 5-19).

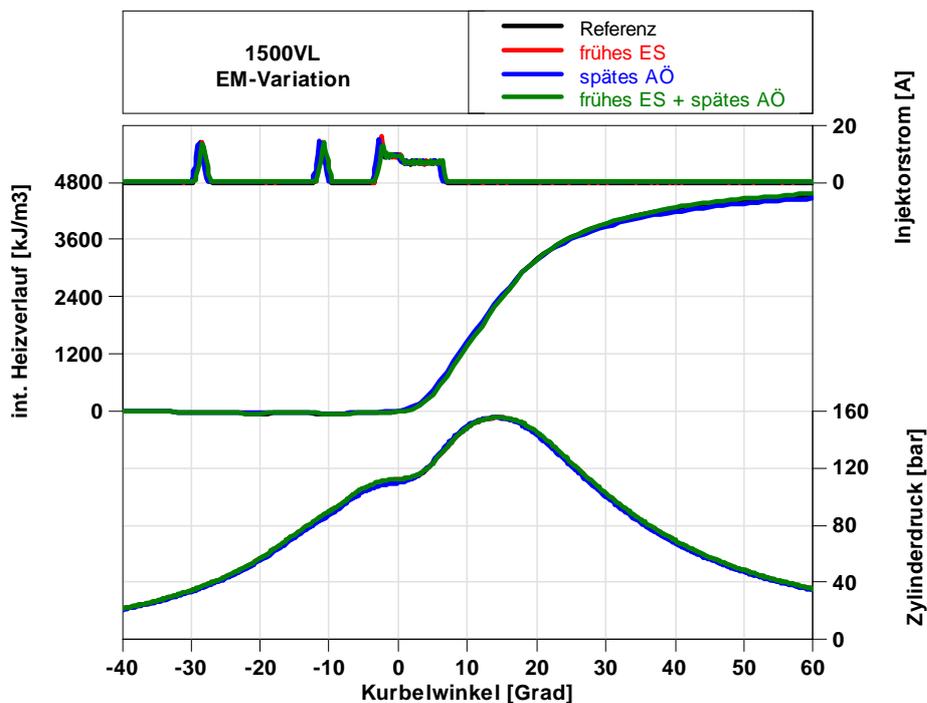


Abbildung 5-19, 1500VL kurze NW, Vergleich der integralen Heizverläufe

Bei allen untersuchten Konzepten ist eine höhere Ladungswechselarbeit erkennbar. Neben den unterschiedlichen Umgebungsbedingungen ( $p_0$ ), ist vor allem der bei dem späten AÖ höhere Abgasgedruck zu Beginn des Ausschubens der Verbrennungsgase dafür verantwortlich. Diese Verluste übersteigen in diesem Lastpunkt den Gewinn durch die Expansionsverlustminimierung schon deutlich (vgl. Abbildung 5-20).

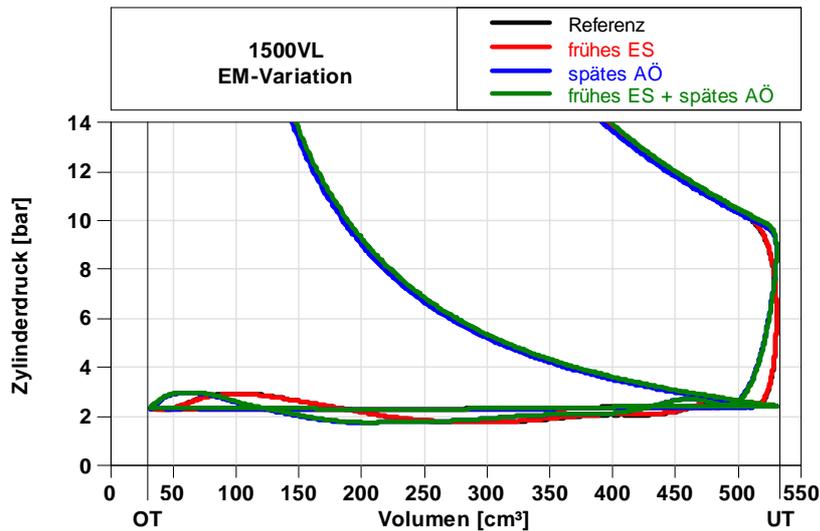


Abbildung 5-20, 1500VL kurze NW, Vergleich der Ladungswechselschleifen

In Summe bleibt ein geringes Steigerungspotential hinsichtlich der Effizienz mit der kurzen Einlassnockenwelle bzw. in Kombination mit dem späten AÖ, der alleinige Einsatz der kurzen Auslassnockenwelle mindert den effektiven Wirkungsgrad.

Das durch die gesteigerte Füllung erhöhte Verbrennungsluftverhältnis in Verbindung mit dem frühen ES, bewirkt eine Verminderung der CO- und Ruß-Emissionen, jedoch erhöhte  $\text{NO}_x$ -Werte. Des Weiteren sinken durch das gesteigerte Verhältnis von Ladungs- zur Brennstoffmasse die Abgastemperaturen, das frühe ES bietet somit Potential für gesteigerte Einspritzmengen hinsichtlich einer Drehmomentanhebung.

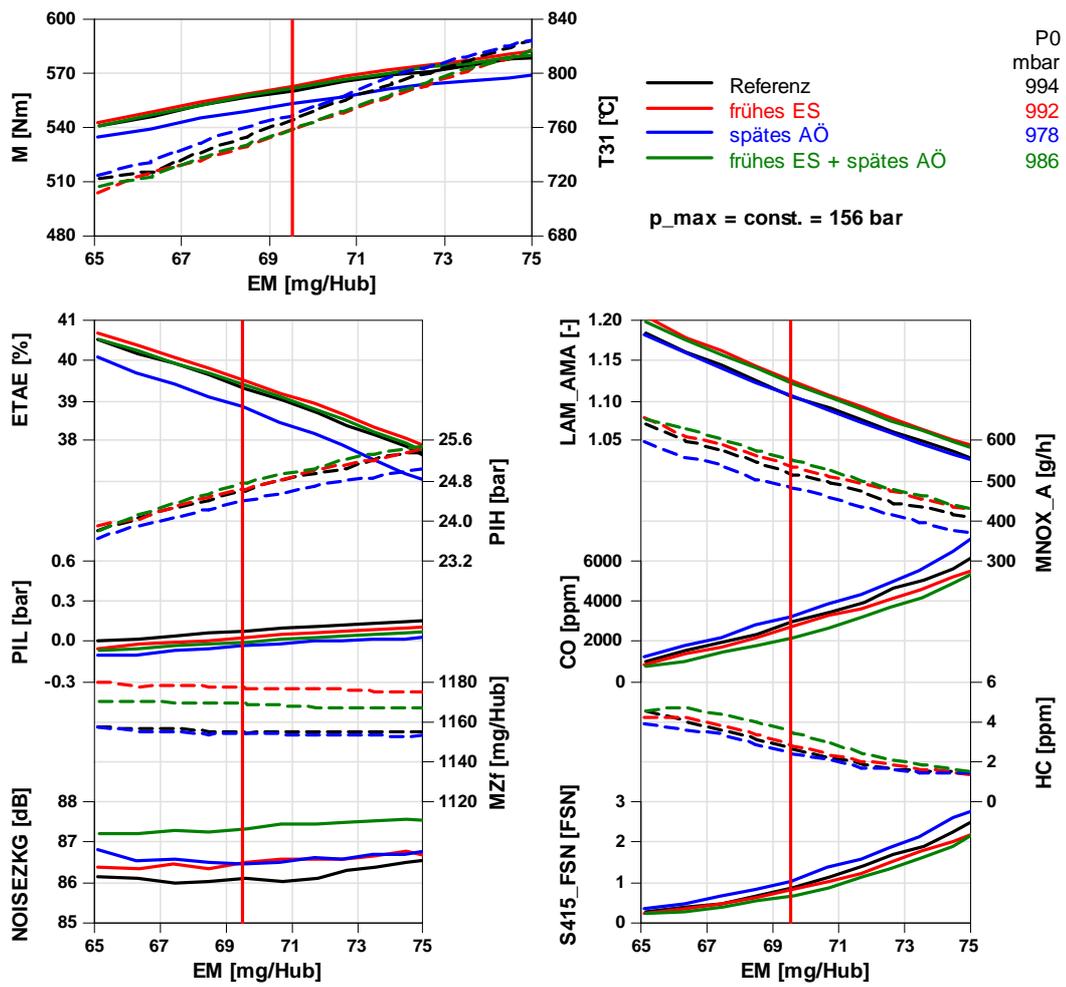


Abbildung 5-21, 1500VL kurze NW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

**2000VL**

Die Untersuchungsergebnisse sind ähnlich denen vom Lastpunkt 1500VL, die Erhöhung der Ladungsmasse ist jedoch nur mehr beim alleinigen Einsatz der kurzen Einlassnockenwelle erzielbar. Bei den beiden übrigen Konzepten liegt die Ladungsmasse und das Verbrennungsluftverhältnis auf dem Niveau der Referenzmessung, trotzdem ist ein Potential hinsichtlich der CO- und Ruß-Minimierung mit der Kombination der beiden kurzen Nockenwellen vorhanden. Die Erhöhung des Abgasgegendruckes zu Beginn des Ausschlebens der Verbrennungsgase ist bei 2000VL noch stärker ausgeprägt, sodass der effektive Wirkungsgrad der Referenz nur mehr durch das Konzept kurze Einlassnockenwelle erreichbar ist. Die Ergebnisse der Ladedruck-Variation sind in Abbildung 5-22 dargestellt, die übrigen Variationsergebnisse sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung A-14 und A-15).

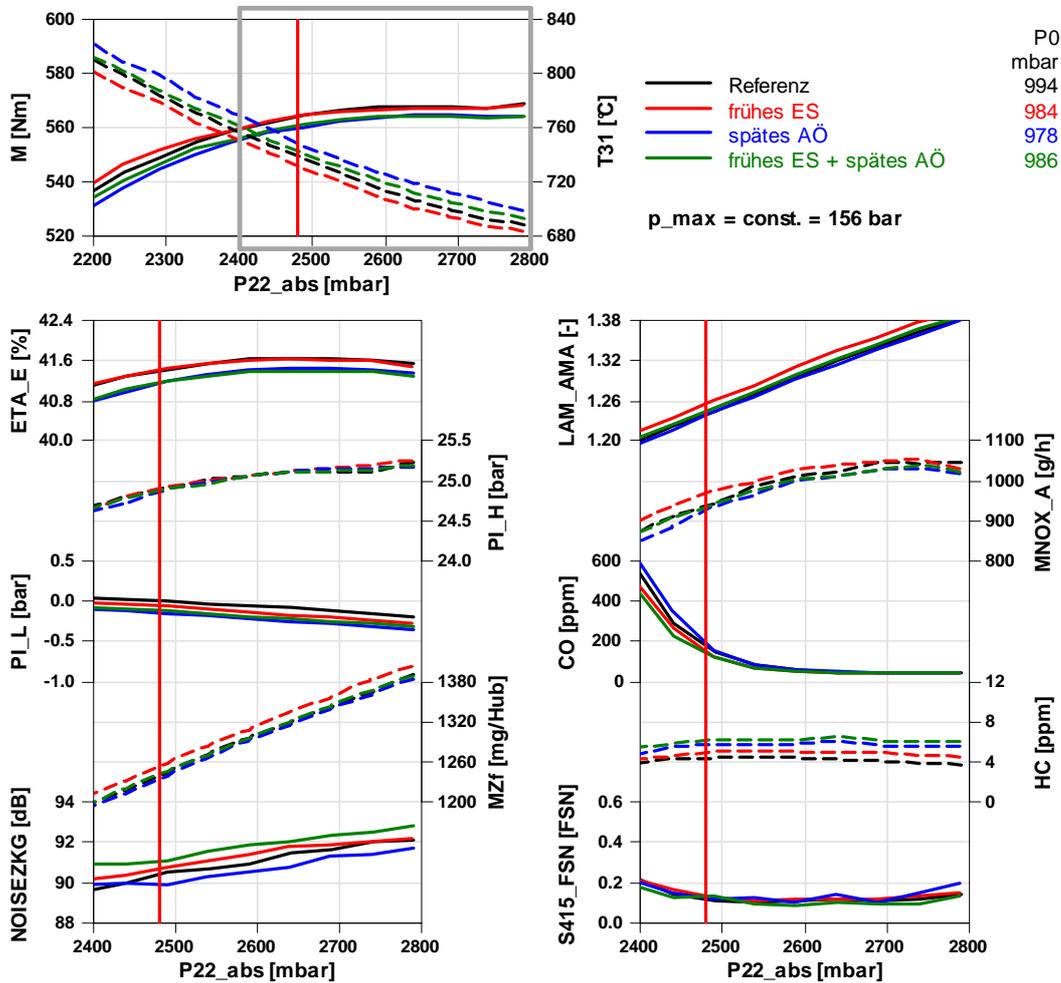


Abbildung 5-22, 2000VL kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

#### 4000VL

In Abbildung 5-24 sind die Ergebnisse aus der Ladedruck-Variation dargestellt. Die im Anhang befindliche Abbildung zeigt die Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation (Abbildung A-16).

Die Untersuchungen des Lastpunktes 4000VL konnten nicht mit der Kombination der kurzen Ein- und Auslassnockenwelle durchgeführt werden, da bereits bei der Basisapplikation der Wert für die höchst zulässige Abgastemperatur ( $T_{31} = 830 \text{ °C}$ ) überschritten wurde.

Die Untersuchungsergebnisse mit dem frühen ES zeigen bei dieser Drehzahl erwartungsgemäß einen deutlichen Füllungsverlust, da die kurze Einlassnockenwelle für Drehzahlen unter  $3000 \text{ min}^{-1}$  konzipiert wurde. Das dadurch sinkende Verbrennungsluftverhältnis hat höhere Ruß- und CO-Emissionen sowie höhere Abgastemperaturen zur Folge. Der effektive Wirkungsgrad der Referenzmessung ist wegen der geringeren Ladungswechselarbeit dennoch erzielbar. Aufgrund eines niedrigeren Druckverhältnisses während der Kompressionsphase, wurde für die Randbedingung des konstanten Spitzendrucks der Einspritzbeginn leicht nach früh verschoben. Der geringfügig längere Zündverzug erhöht die Energieumsetzung zu Beginn der Verbrennung und verursacht einen Nachteil im Verbrennungsgeräusch.

Das späte AÖ bewirkt einen sehr hohen Abgasgegendruck zu Beginn des Ausschleibevorganges, ein hoher Ladungswechselverlust ist die Folge (vgl. Abbildung 5-23). Aus diesem Grund ist ein Verlust des effektiven Wirkungsgrades gegenüber der Referenz zu verzeichnen, trotz des vergleichbaren indizierten Mitteldruckes des Hochdruckteils.

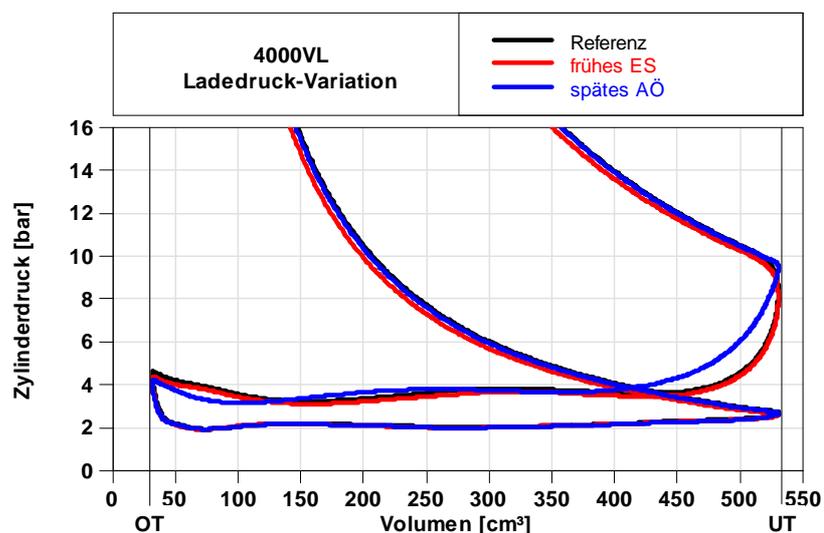


Abbildung 5-23, 4000VL kurze NW, Vergleich der Ladungswechselschleifen

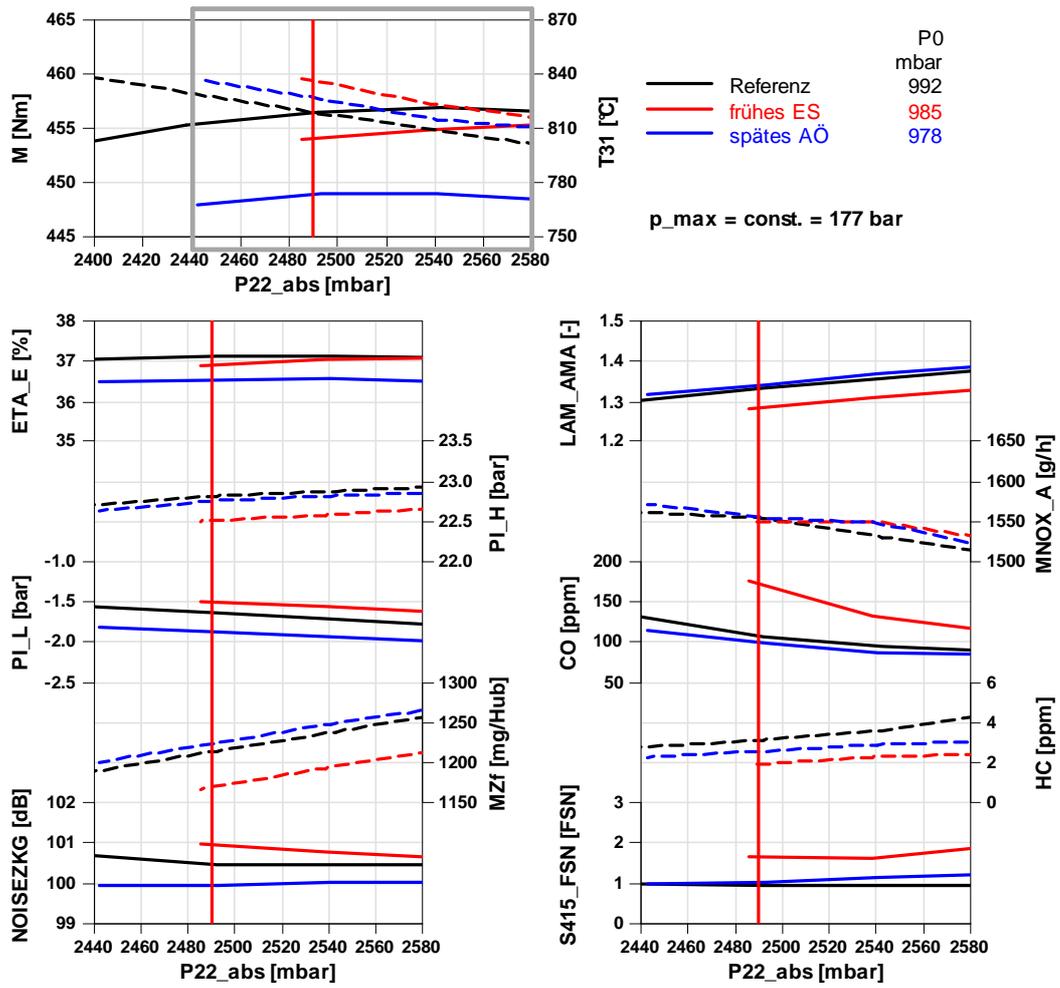


Abbildung 5-24, 4000VL kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

**VLK**

Das Volllastverhalten zeigt erwartungsgemäß ein Potential des frühen ES zur Maximierung der Füllung im unteren Drehzahlbereich. Aufgrund des wie vorher bereits erwähnten gesteigerten Verhältnisses der Ladungs- zur Brennstoffmasse und des erhöhten Verbrennungsluftverhältnisses ist eine geringfügige Steigerung des Motormomentes bei gleicher Einspritzmenge gegeben. Im oberen Drehzahlbereich ist dieser ES zu früh, Verluste hinsichtlich der Ladungsmasse sind die Folge. Zur Erzielung der ab 3250 min<sup>-1</sup> konstanten Abgastemperatur von 830 °C, ist eine Reduktion der Einspritzmenge gegenüber der Referenzmessung erforderlich. Wie schon in den Variationspunkten 1500VL, 2000VL und 4000VL ersichtlich, bewirkt das späte AÖ einen Wirkungsgradverlust durch die hohe Ladungswechselarbeit und somit ein verringertes Motormoment. Hinsichtlich der Zylinderfüllung werden die Referenzwerte erzielt, mit leichten Vorteilen im hohen Drehzahlbereich. Die genannten Effekte addieren sich bei der Kombination beider kurzen Nockenwellen. In Abbildung 5-25 sind die Versuchsergebnisse dargestellt.

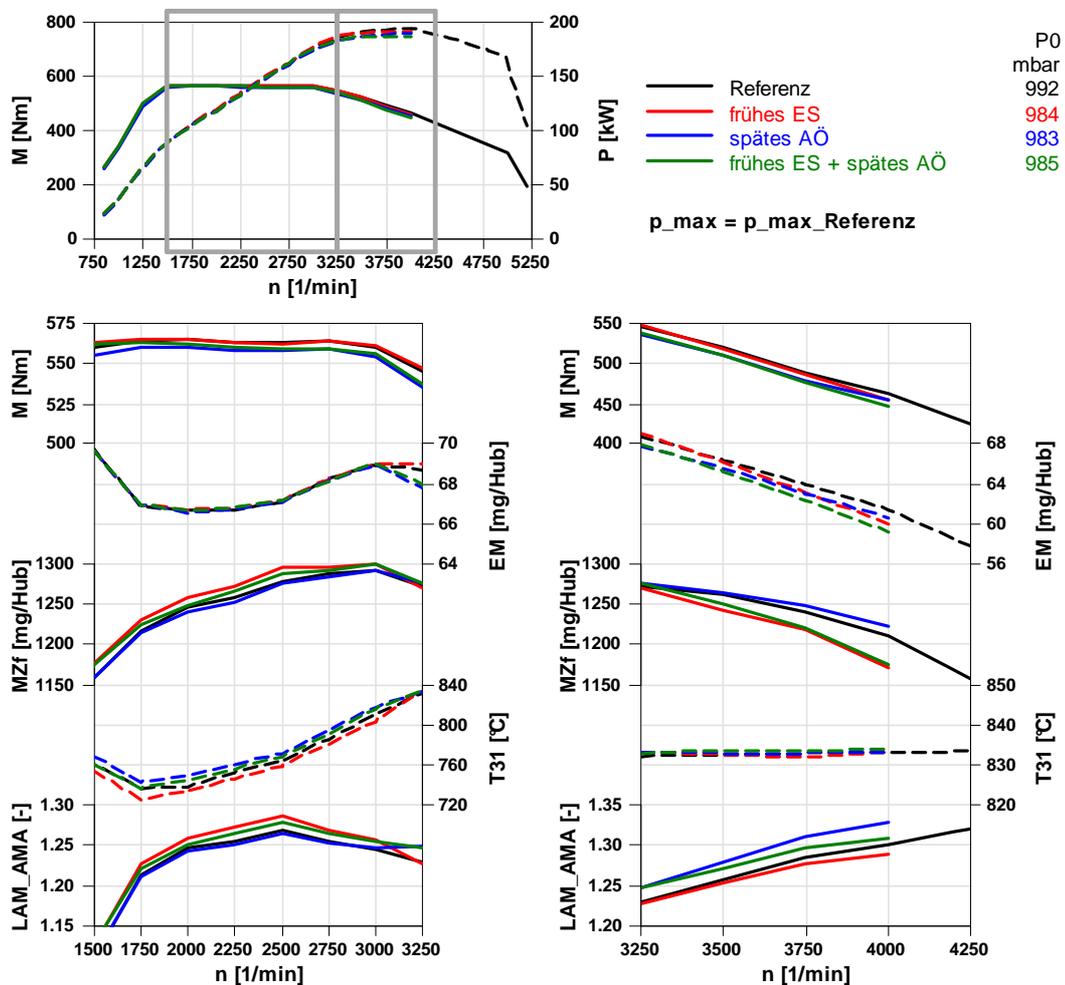


Abbildung 5-25, Volllastpotentialkurve kurze NW, Ergebnisse

**Zusammenfassung der Ergebnisse**

Mit dem frühen ES wird bei niedrigen Drehzahlen, vor allem bei hohen Motorlasten eine deutliche Steigerung der Füllung erzielt. Somit ist Potential hinsichtlich einer Low-End-Torque-Steigerung vorhanden. Im niedrigen Lastbereich bewirkt der frühe ES eine geringe Absenkung der HC- und CO-Emissionen, bereichsabhängig sind zudem Vorteile bezüglich des effektiven Wirkungsgrades vorhanden. Der späte AÖ bietet Potential für eine Wirkungsgradsteigerung im niedrigen Last- und Drehzahlbereich, jedoch ist der absolut erzielbare Vorteil sehr gering, der Expansionsverlust verliert bezogen auf die gesamte Hochdruckschleife bei steigender Motorlast zunehmend an Gewichtung. Darüber hinaus ist der späte AÖ mit einem höheren Abgasgegendruck zu Beginn der Niederdruckphase verbunden. Die vorerst gewonnene Arbeit aus dem Hochdruckteil wird zum Teil durch eine erhöhte Ladungswechselarbeit kompensiert, bzw. überkompensiert.

---

## 5.2.2 Lange Einlassnockenwelle

Die Untersuchungen mit der langen Einlassnockenwelle beinhalten das gesamte in 4.2 vorgestellte Versuchsprogramm. Bei der Bewertung der Untersuchungsergebnisse ist das Konzept der langen Einlassnockenwelle der Referenz sowie, aus Gründen der Vergleichbarkeit, aller untersuchten Einlassventil-Schließzeitpunkte mit der kurzen Einlassnockenwelle gegenübergestellt.

### 1250EM06

In Abbildung 5-27 sind die Untersuchungsergebnisse der Einspritzbeginn-Variation dargestellt. Die Variationen der AGR-Rate sowie der Drallklappenstellung sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung B-1 und B-2).

Der spätere ES bewirkt bei diesem Lastpunkt einen Verlust in der Füllung. Anders als bei hohen Drehzahlen besitzt die Gassäule in den Einlasskanälen nur eine geringe kinetische Energie, weswegen ein Nachladeeffekt nach dem UT praktisch ausbleibt. Der fehlende Effekt der Trägheit bewirkt beim späten ES sogar, dass ein Anteil der eingeströmten Frischladung aufgrund der Aufwärtsbewegung des Kolbens nach dem UT wieder ausgeschoben wird.

Das reduzierte effektive Verdichtungsverhältnis bewirkt eine Absenkung der (lokalen) Verbrennungstemperaturen. Aufgrund der dadurch verminderten  $\text{NO}_x$ -Bildung, kann die Randbedingung der konstanten  $\text{NO}_x$ -Massenemission mit einer niedrigeren AGR-Rate erfüllt werden. Die Unterschiede im Emissionsverhalten sind durch die veränderten Druck- und Temperaturzustände bei Einspritzbeginn zu erklären. In Abbildung 5-26 sind der Zylinderdruck und der Heizverlauf der sich mit dem späten ES ergibt der Referenz sowie dem frühen ES gegenübergestellt. Die Messwerte stammen jeweils aus der Einspritzbeginn-Variation, der Spritzbeginn entspricht der Basisapplikation in diesem Lastpunkt.

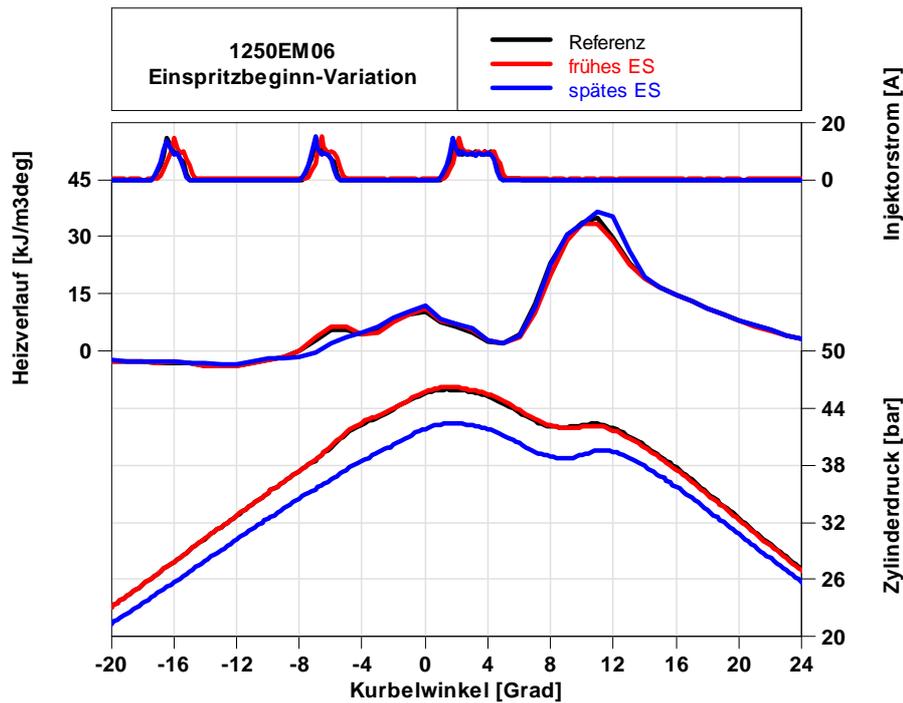


Abbildung 5-26, 1250EM06 lange ENW, Vergleich der Verbrennung

Bedingt durch die beim späten ES niedrigere angesaugte Frischgasmasse, herrschen zum Zeitpunkt der Piloteinspritzungen niedrigere Drücke und Temperaturen im Vergleich zu den anderen Einlassventil-Schließzeitpunkten. Dies hat eine schlechtere Umsetzung der ersten Pilotmenge zur Folge. Da die Pilotverbrennungen i.A. wegen des Sauerstoffverbrauchs die Ruß-Bildung bei der Hauptverbrennung maßgeblich beeinflussen, ist durch die beim späteren ES schlechtere Pilotumsetzung die leichte Verbesserung des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs zu erklären. Der Anstieg der HC- und CO-Emissionen ist durch die niedrigeren Prozesstemperaturen und aufgrund der während der Einspritzung niedrigeren Dichte im Brennraum zu begründen, die einen schlechteren Strahlzerfall sowie eine vermehrte Wandanlagerung an der Kolbenmulde zur Folge hat.

Wie in Abbildung 5-26 ersichtlich, tritt bei diesem Lastpunkt der stärkste Druckanstieg bei der Umsetzung der ersten Pilotmenge auf, der das höhere Verbrennungsgeräusch bei der Referenz sowie beim frühen ES erklärt. Bei höheren Einspritzmengen wirkt der Doppelpilot jedoch geräuschsenkend, zur Vermeidung von Kennfeldsprüngen ist die doppelte Voreinspritzung trotz Nachteile auch bei diesem Lastpunkt appliziert.

Der in Verbindung mit der langen Einlassnockenwelle höhere indizierte Mitteldruck aus dem Hochdruckteil ergibt sich aus der Differenz der aufgewendeten Kompressionsarbeiten, da die gewonnenen Arbeiten durch die Expansion vergleichbar sind. Die mit dem späten ES leicht gestiegene Ladungswechselarbeit relativiert den Gewinn der Hochdruckphase etwas, sodass in Summe ein vergleichbarer effektiver Wirkungsgrad erkennbar ist.

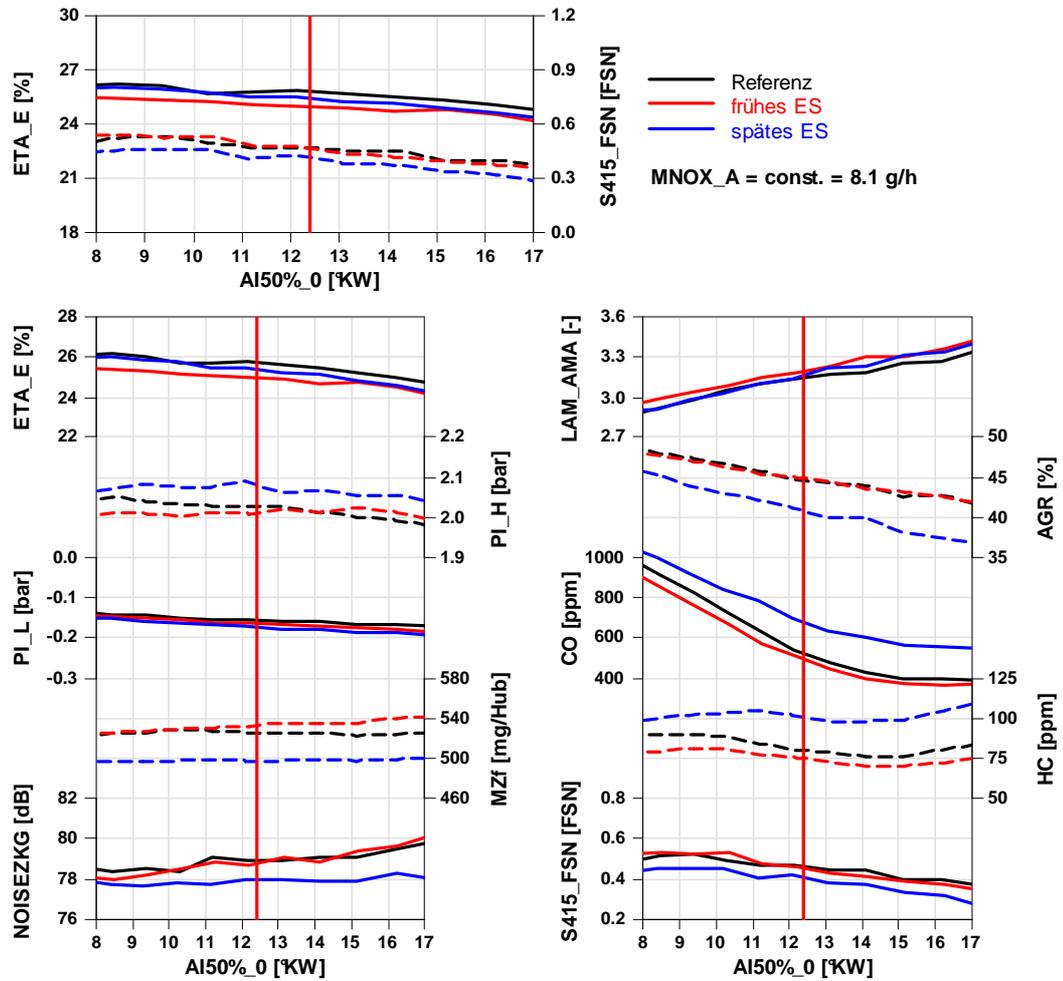


Abbildung 5-27, 1250EM06 lange ENW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

### 1500EM15

In Abbildung 5-29 sind die Untersuchungsergebnisse der Ladedruck-Variation dargestellt. Die Ergebnisse der AGR-, Drallklappenstellung- sowie der Einspritzbeginn-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung B-3, B-4 und B-5).

Bei diesem Lastpunkt sind im Vergleich zur Referenz Füllungs Nachteile durch den späten ES erkennbar. Das reduzierte effektive Verdichtungsverhältnis bewirkt dabei wieder eine lokale Verbrennungstemperaturabsenkung, die in Verbindung mit dem niedrigeren Verbrennungsluftverhältnis eine verminderte  $\text{NO}_x$ -Bildung zur Folge hat. So kann die Verbrennung unter der Randbedingung der konstanten  $\text{NO}_x$ -Massenemission mit einer niedrigeren AGR-Rate erfolgen.

Die im Vergleich zur Referenz und zum frühen ES höhere Ladungswechselarbeit ist durch den bei der Messung aufgetretenen niedrigeren Umgebungsdruck zu erklären. Zur Erzielung desselben Ladedruckes muss mehr Energie aufgewendet werden, der Leitapparat der Turbine wird weiter geschlossen und verursacht dabei einen höheren Abgasgegendruck. Abbildung 5-28 zeigt einen Vergleich der Ladungswechselschleifen, die Druckverläufe stammen aus der jeweiligen Ladedruckvariation mit Basisapplikation.

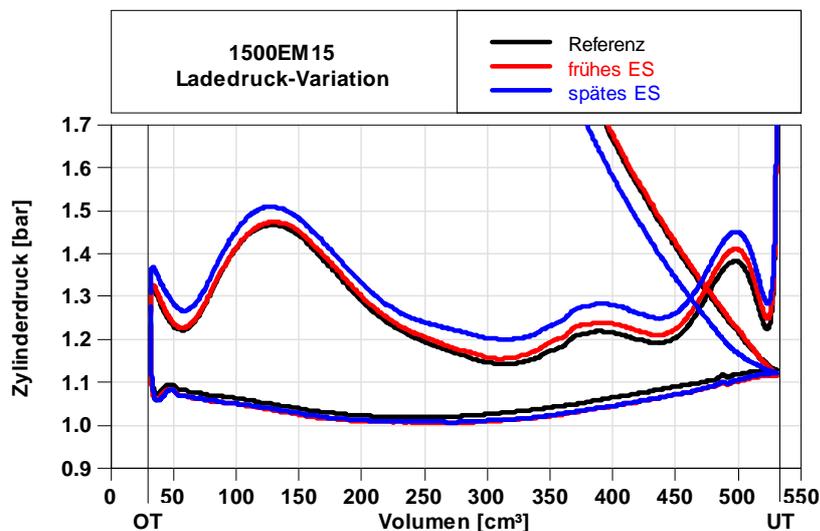


Abbildung 5-28, 1500EM15 lange ENW, Vergleich der Ladungswechselschleifen

In Verbindung mit dem zur Referenz vergleichbaren indizierten Mitteldruck aus dem Hochdruckteil ergibt sich beim späten ES somit ein niedriger effektiver Wirkungsgrad.

Das niedrigere Druck- und Temperaturniveau zum Einspritzzeitpunkt bewirkt wieder eine schlechtere Umsetzung der ersten Pilotmenge, der Unterschied zur Referenz ist bei diesem Lastpunkt jedoch geringer als bei 1250EM06, sodass sich hinsichtlich des Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Offs keine wesentliche Änderung ergibt. Der Anstieg der CO- und HC-Emissionen ist durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis zu erklären.

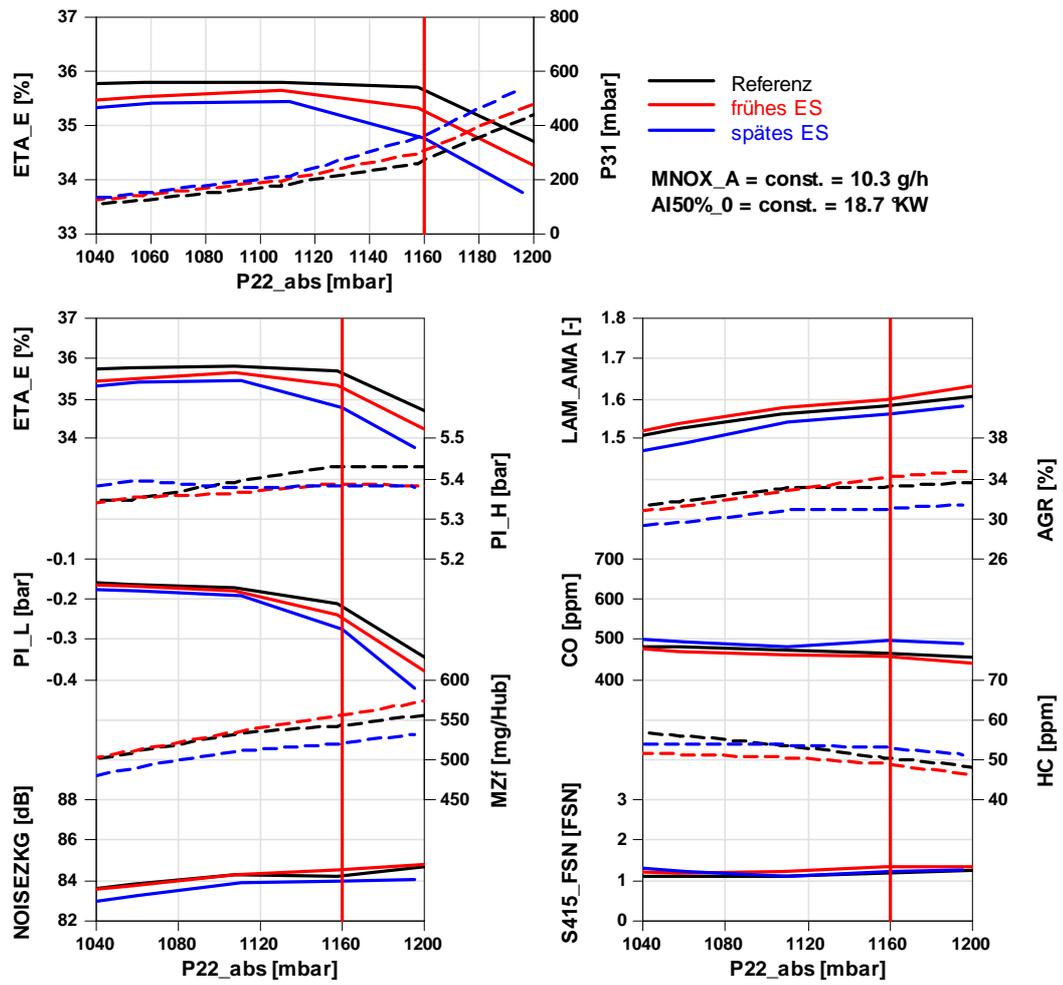


Abbildung 5-29, 1500EM15 lange ENW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

### 1750EM21

Die Ergebnisse aus der Einspritzbeginn-Variation sind in Abbildung 5-31 dargestellt, die Ergebnisse der Luftmassen-, Ladedruck- und Drallklappenstellung-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung B-6, B-7 und B-8).

Der späte Einlassventil-Schließzeitpunkt bewirkt in diesem Lastpunkt einen Nachteil in der Füllung, ein niedrigeres Verbrennungsluftverhältnis ist die Folge. Unter den Bedingungen des verringerten Sauerstoffgehaltes und der Verbrennungstemperaturabsenkung aufgrund des niedrigeren effektiven Verdichtungsverhältnisses, wird die konstante  $\text{NO}_x$ -Massenemission wieder mit einer im Vergleich zur Referenz niedrigeren AGR-Rate erzielt. Das Emissionsverhalten hinsichtlich Ruß, HC und CO ist im gesamten Variationsbereich vergleichbar zur Referenz.

Der niedrigere Druck und die niedrigere Temperatur zum Einspritzbeginn bewirken einen längeren Zündverzug, der einen höheren vorgemischten Verbrennungsanteil und somit ein höheres Verbrennungsgeräusch verursacht, siehe Abbildung 5-30. Die dargestellten Druck- und Heizverläufe entsprechen dem jeweiligen Zentralpunkt der Einspritzbeginn-Variation.

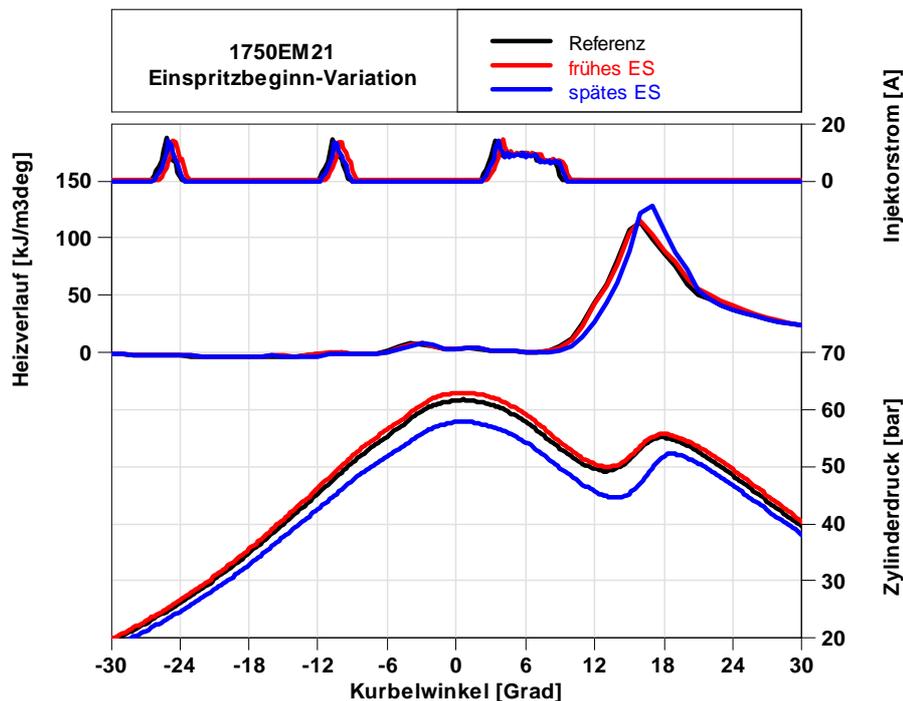


Abbildung 5-30, 1750EM21 lange ENW, Vergleich der Heizverläufe

Durch den im Vergleich zur Referenz veränderten Heizverlauf erhält man mit dem späten ES einen geringfügig niedrigeren indizierten Mitteldruck aus dem Hochdruckteil. Da sich hinsichtlich der Ladungswechselarbeit keine wesentlichen Unterschiede zwischen den drei verschiedenen Einlassventil-Schließzeitpunkten ergeben, ist ein niedrigerer effektiver Wirkungsgrad die Folge.

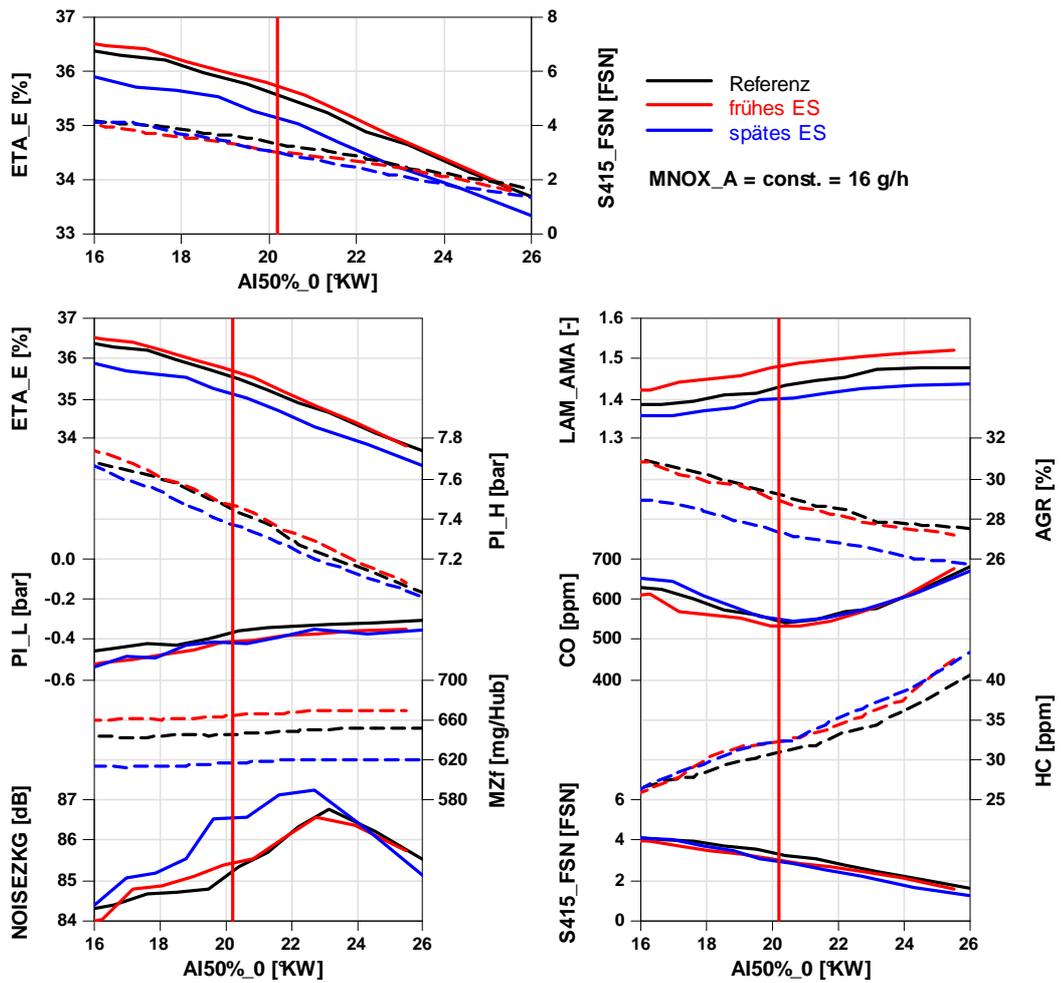


Abbildung 5-31, 1750EM21 lange ENW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

## 1750EM45

Abbildung 5-32 stellt die Ergebnisse der Ladedruck-Variation dar, die Ergebnisse der übrigen Variationen sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung B-9, B-10 und B-11).

Vergleichbar zu den anderen Teillastpunkten, bewirkt die lokale Verbrennungstemperaturabsenkung mittels des reduzierten effektiven Verdichtungsverhältnisses eine verringerte  $\text{NO}_x$ -Bildung, weswegen die konstante  $\text{NO}_x$ -Massenemission mit einer im Vergleich zur Referenz niedrigeren AGR-Rate erzielt wird. In diesem Lastpunkt bewirkt das späte ES Füllungsverluste, das Verbrennungsluftverhältnis ist geringer als bei den anderen Einlassventil-Schließzeitpunkten. In Summe ist eine leichte Verschlechterung hinsichtlich des Ruß- $\text{NO}_x$ -Trade-Offs zu verzeichnen, bei den CO-Emissionen ergibt sich ein deutlicher Anstieg gegenüber der Referenz. Betrachtet man den indizierten Mitteldruck aus dem Hochdruckteil, so ist ein Verlust gegenüber der Referenz zu erkennen, in Verbindung mit der unveränderten Arbeit, die für den Ladungswechsel aufzuwenden ist, ergibt sich somit ein niedrigerer effektiver Wirkungsgrad.

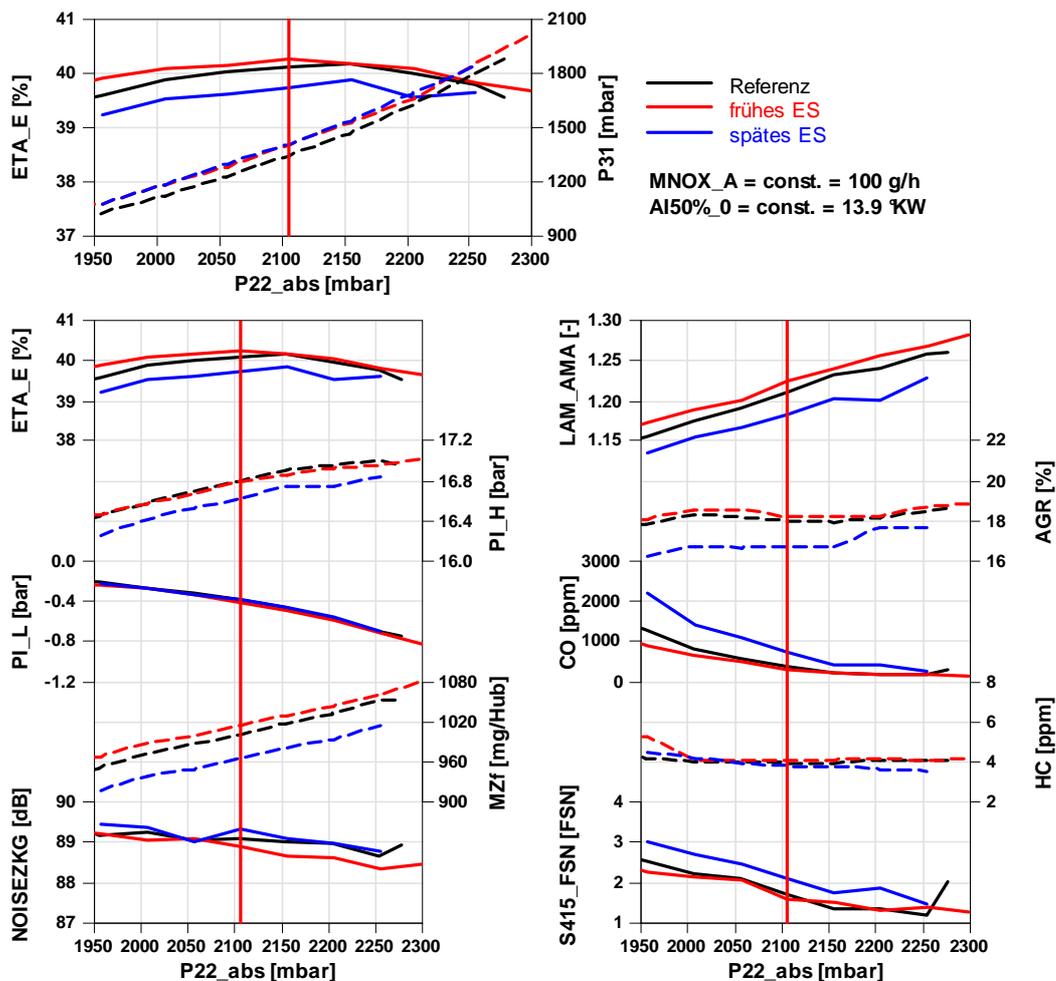


Abbildung 5-32, 1750EM45 lange ENW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

**1500VL**

In Abbildung 5-34 sind die Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation dargestellt, die Ergebnisse der Ladedruck- und Drallklappenstellung-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung B-12 und B-13).

Der Vergleich der unterschiedlichen Einlassventil-Schließzeitpunkte ergibt in diesem Lastpunkt einen deutlichen Nachteil hinsichtlich der Füllung in Verbindung mit dem späten ES. Dieser Verlust bewirkt eine Abnahme des Verbrennungsluftverhältnisses sowie höhere Abgastemperaturen bei gleicher Einspritzmenge. Durch das Sinken der Sauerstoffkonzentration ist ein deutlicher Anstieg der Ruß- und CO-Emissionen zu verzeichnen. Die mit dem späten ES niedrigere  $\text{NO}_x$ -Massenemission ist durch die Verbrennungstemperaturabsenkung aufgrund des niedrigeren effektiven Verdichtungsverhältnisses sowie durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis zu erklären.

In Abbildung 5-33 sind die Zylinderdruck- sowie die Heizverläufe der drei unterschiedlichen Einlassventil-Schließzeitpunkte dargestellt. Die Verläufe stammen aus der Einspritzmengenvariation, die Einspritzmenge entspricht jeweils der in der Basis applizierten Menge bei dieser Drehzahl und Volllast.

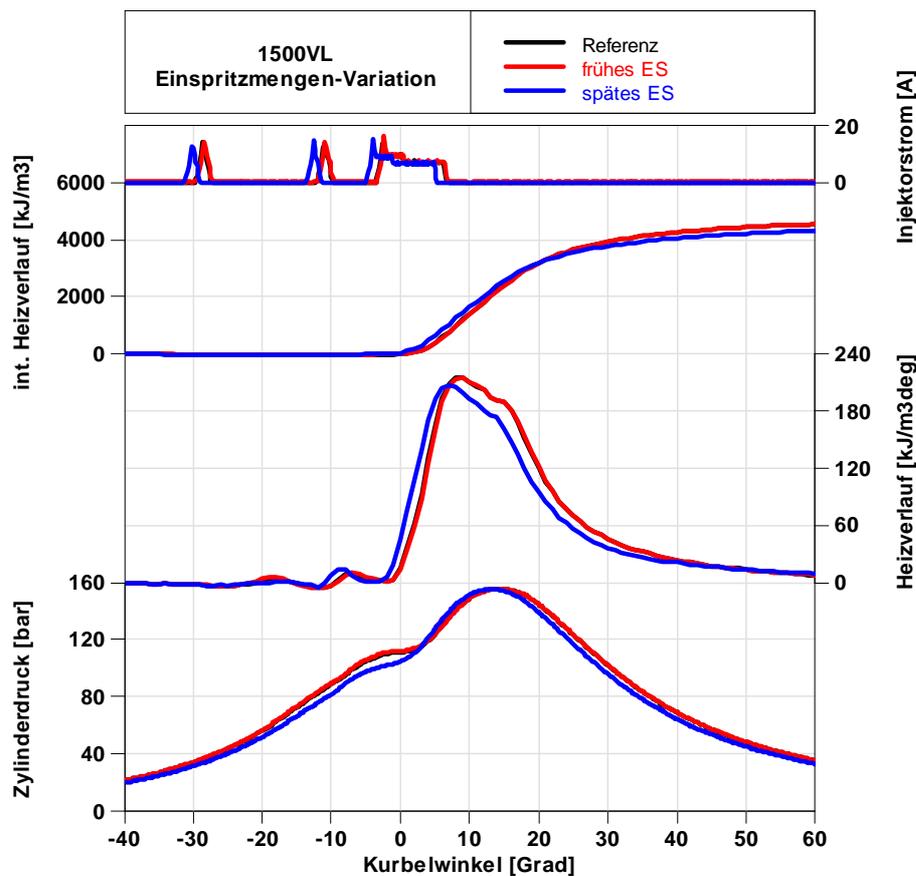


Abbildung 5-33, 1500VL lange ENW, Vergleich der Verbrennung

Das reduzierte effektive Verdichtungsverhältnis bewirkt einen niedrigeren Druck während der Kompressionsphase. Hinsichtlich der Randbedingung des konstanten Spitzendruckes, ist beim späten ES eine frühere Einspritzlage möglich um durch eine frühe Energieumsetzung diesen erlaubten Maximaldruck auszuschöpfen. Der bei der Verbrennung des vorgemischten Kraftstoffanteils entstehende höhere Druckanstieg verursacht dabei ein höheres Verbrennungsgeräusch.

Gegenüber den anderen Einlassventil-Schließzeitpunkten, ist bei spätem ES eine längere Brenndauer erkennbar (siehe Heizverlauf in Abbildung 5-33). Die reduzierten Druck- und Temperaturverhältnisse sowie die durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis lokal niedrigere Sauerstoffkonzentration verlangsamen die chemischen Reaktionen. Dies hat einen Verlust beim indizierten Mitteldruck aus dem Hochdruckteil und dadurch einen niedrigeren effektiven Wirkungsgrad zur Folge.

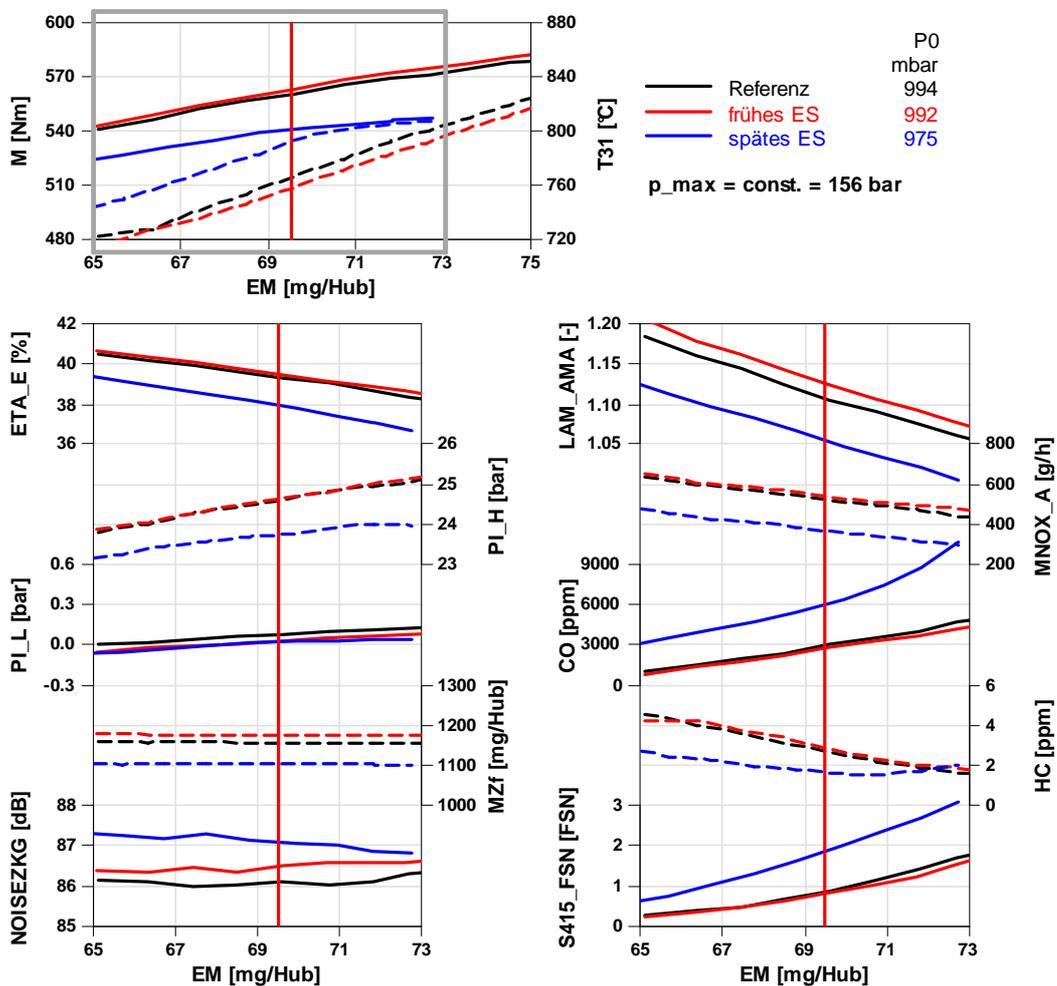


Abbildung 5-34, 1500VL lange ENW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

**2000VL**

Abbildung 5-35 stellt die Ergebnisse einer Ladedruck-Variation dar, die Ergebnisse der Einspritzmengen-, sowie der Drallklappenstellung-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung B-14 und B-15).

Ähnlich wie beim Lastpunkt 1500VL ergibt das späte ES einen deutlichen Verlust hinsichtlich der Zylinderfüllung. Durch das dabei verringerte Verbrennungsluftverhältnis ist ein Anstieg der CO- und Ruß-Emissionen zu verzeichnen. Die im Vergleich zu den anderen Einlassventil-Schließzeitpunkten reduzierte NO<sub>x</sub>-Massenemission ist wieder durch die niedrigere Sauerstoffkonzentration sowie aufgrund des reduzierten effektiven Verdichtungsverhältnisses zu erklären.

Die Randbedingung des konstanten Spitzendruckes erlaubt wie im Lastpunkt 1500VL einen früheren Einspritzzeitpunkt, die Druckanstiegsgeschwindigkeit und das Verbrennungsgeräusch bleiben jedoch auf dem Niveau der Referenz. Der Wirkungsgradnachteil ergibt sich aus der längeren Brenndauer, die durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis lokal niedrigere Sauerstoffkonzentration verlangsamt die chemischen Reaktionen.

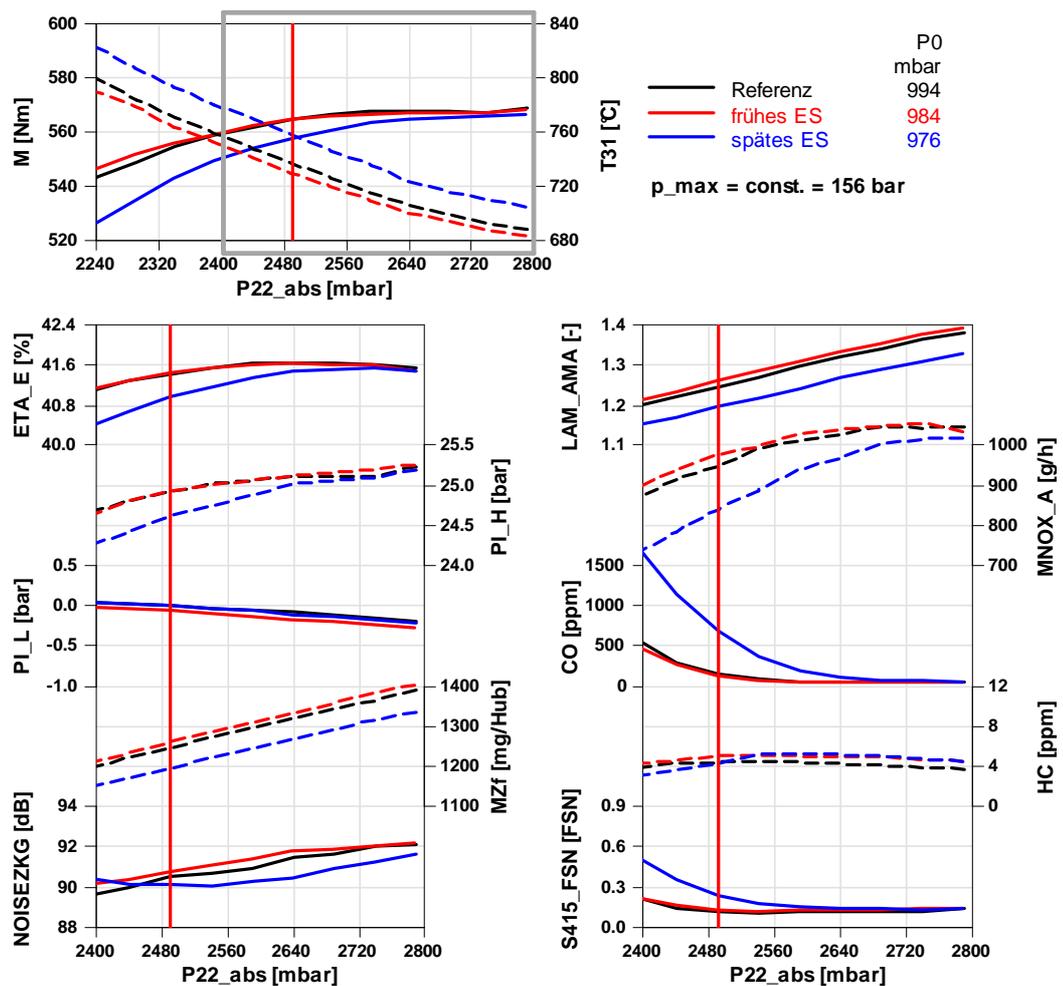


Abbildung 5-35, 2000VL lange ENW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

## 4000VL

Die Ergebnisse einer Einspritzmengen-Variation sind in Abbildung 5-36 dargestellt, die Ergebnisse der Ladedruck-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung B-16).

In den Messergebnissen ist erkennbar, dass der späte ES auch bei  $4000 \text{ min}^{-1}$  einen Verlust in der Füllung verursacht. Das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis bewirkt dabei einen Anstieg der CO- und Ruß-Emissionen sowie der Abgastemperatur bei gleicher Einspritzmenge. Die längere Brenndauer ist ebenso auf die niedrigere Sauerstoffkonzentration zurückzuführen und verursacht einen Verlust im effektiven Wirkungsgrad. Im Gegensatz zu den vorigen Lastpunkten ist trotz des späten ES bei 4000VL ein Anstieg der  $\text{NO}_x$ -Massenemission zu erkennen. Für die Randbedingung des konstanten Spitzendruckes muss die Einspritzung früher erfolgen, somit steht mehr Zeit für die  $\text{NO}_x$ -Bildung zur Verfügung.

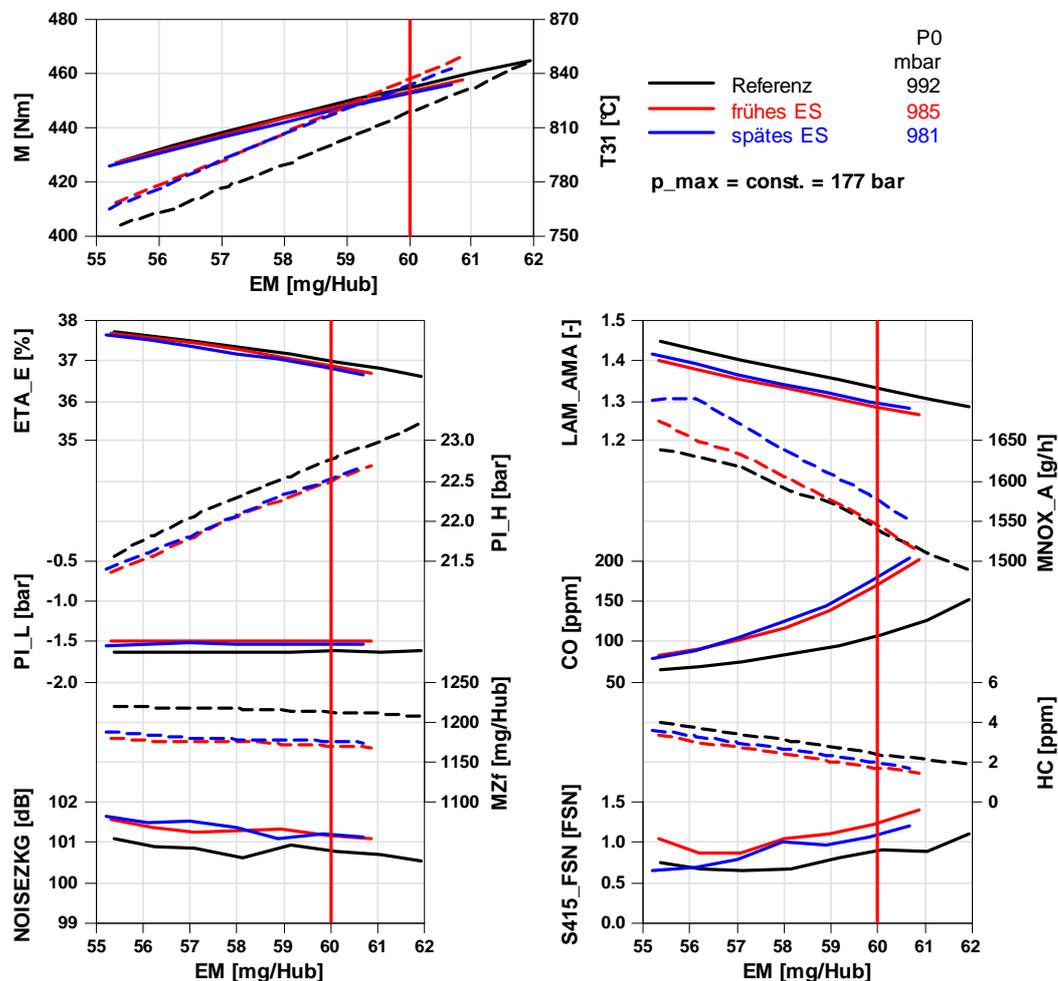


Abbildung 5-36, 4000VL lange ENW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

**VLK**

Das Volllastverhalten zeigt erwartungsgemäß einen Verlust hinsichtlich der Füllung im unteren Drehzahlbereich, da hier durch den späten Schließzeitpunkt ein Teil der angesaugten Frischladung in das Saugrohr zurückströmt. Das dadurch verringerte Verbrennungsluftverhältnis bewirkt eine höhere Abgastemperatur und längere Brenndauern, bei gleicher Einspritzmenge wird gegenüber der Referenz weniger Motormoment erzielt. Erst ab 4500 min<sup>-1</sup> kann mit der langen Einlassnockenwelle eine höhere Zylinderfüllung erzielt werden, das dadurch gewonnene Potential hinsichtlich einer Erhöhung des Motormomentes ist jedoch nur gering. In Abbildung 5-37 sind die Ergebnisse des Volllastverhaltens mit dem späten ES dargestellt.

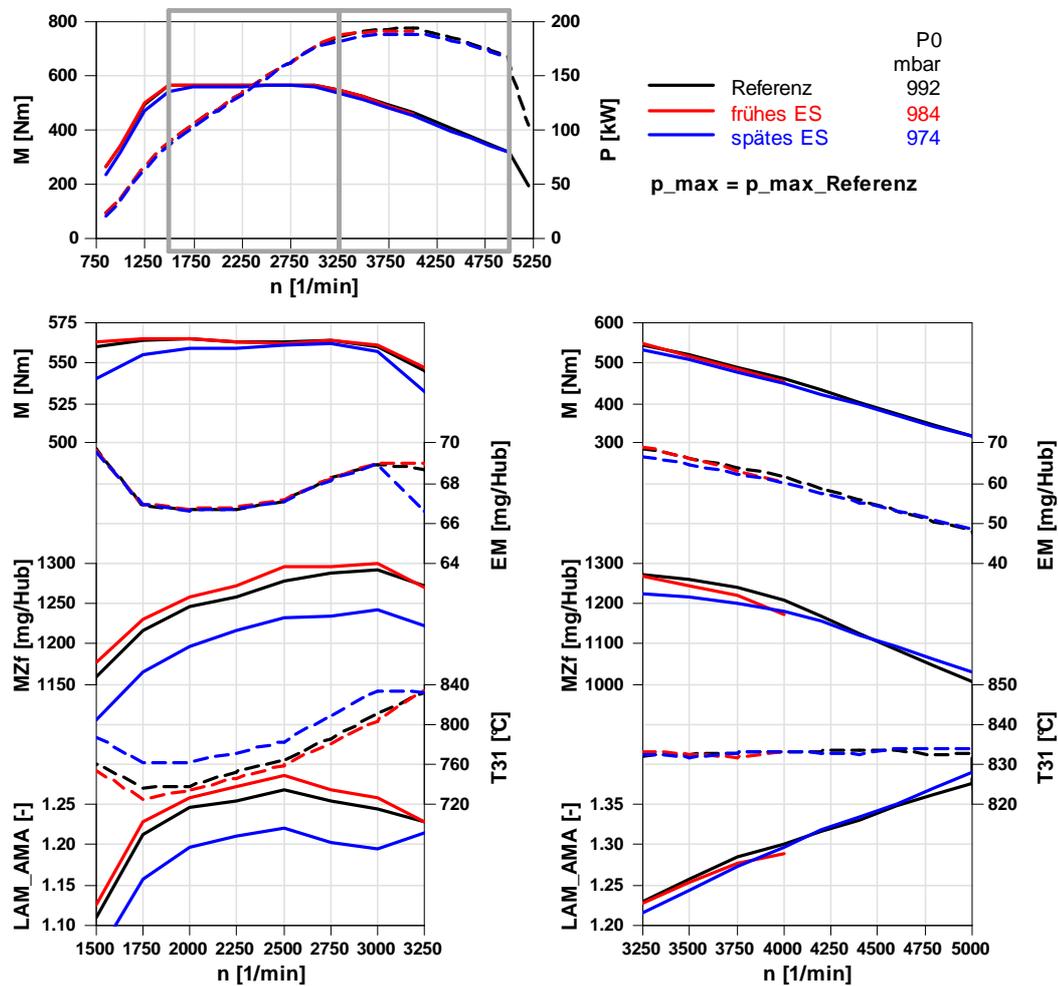


Abbildung 5-37, Volllastpotentialkurve lange ENW, Ergebnisse

**Zusammenfassung der Ergebnisse**

Der späte ES bewirkt im gesamten untersuchten Teillastbereich sowie bei Volllast unter  $4500 \text{ min}^{-1}$  Verluste hinsichtlich der Zylinderfüllung. Die verringerte  $\text{NO}_x$ -Bildung ist auf das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis sowie auf die Verbrennungstemperaturabsenkung mittels des reduzierten effektiven Verdichtungsverhältnisses zurückzuführen, eine vergleichbare  $\text{NO}_x$ -Massenemission ist bereits mit niedrigeren AGR-Raten erzielbar. Die niedrigere Sauerstoffkonzentration bewirkt jedoch in einem Großteil des untersuchten Bereiches einen Anstieg der Ruß- und CO-Emissionen und verlangsamt die Verbrennung, Nachteile hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades sind die Folge. Somit zeigt beim untersuchten Brennverfahren eine Maximierung der Zylinderfüllung den besseren Kompromiss als der Atkinson-Zyklus (spätes ES).

---

### 5.2.3 Auslassnockenwelle mit Restgasnocke

Die Untersuchungen der Auslassnockenwelle mit Restgasnocke wurden in den drei Teillastpunkten 1250EM06, 1500EM15 und 1750EM21 durchgeführt. Bei der Bewertung sind beide ausgeführten Ventilhubes des Zweithubes der Referenz gegenübergestellt (siehe Abbildung 3-21).

#### 1250EM06

Abbildung 5-39 zeigt die Ergebnisse einer AGR-Variation, die Ergebnisse der Drallklappenstellung sowie der Einspritzbeginn-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung C-1 und C-2).

Die beiden Varianten der Auslassnockenwellen mit Restgasnocke zeigen im gesamten Variationsbereich Potential zur Steigerung der Abgastemperatur. In diesem Lastpunkt wird eine Steigerung der Temperatur nach dem Turbolader ( $T_{40}$ ) um bis zu 15 °C erzielt. Das durch den Zweithub bewirkte Rücksaugen der Verbrennungsgase aus dem Auspuffkrümmer in den Zylinder erhöht die Temperatur der Frischladung und senkt somit die Dichte. Dadurch ist ein Verlust an Ladungsmasse zu verzeichnen. Je höher der Hub der zweiten Auslass-Ventilerhebung, desto größer ist die darstellbare innere AGR-Rate. Die konstante  $\text{NO}_x$ -Massenemission wird durch zusätzliche, niedrigere externe AGR-Raten erzielt. Das mittlere Verbrennungsluftverhältnis sinkt jedoch im Vergleich Referenz, da die höhere Temperatur der Frischladung eine erhöhte  $\text{NO}_x$ -Bildung verursacht. Somit ist in Verbindung mit den Restgasnocken insgesamt weniger Luft für die konstante  $\text{NO}_x$ -Massenemission erforderlich. Aufgrund der damit niedrigeren Sauerstoffkonzentration, ist ein Nachteil hinsichtlich des Ruß- $\text{NO}_x$ -Zielkonfliktes zu erkennen. Die höhere Temperatur bewirkt jedoch eine stabilere Verbrennung (erkennbar an der Varianz vom indizierten Mitteldruck, nicht dargestellt), reduzierte HC- und CO-Emissionen werden erzielt.

Betrachtet man den gesamten Variationsbereich, sind in diesem Lastpunkt geringe Vorteile hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades zu erkennen. Während der Ventilerhebung des Zweithubes im Ladungswechsel steigt der Druck im Zylinder, die Arbeit, die während der Ansaugphase zu verrichten ist sinkt dadurch. Der indizierte Mitteldruck des Niederdruckteils zeigt bei den Messergebnissen trotzdem keinen Vorteil für die Restgasnocken. Dies ist durch die unterschiedlichen Stellungen des Turbinen-Leitapparates und die somit unterschiedlichen Abgasgegendrücke zu erklären (siehe Abbildung 5-38).

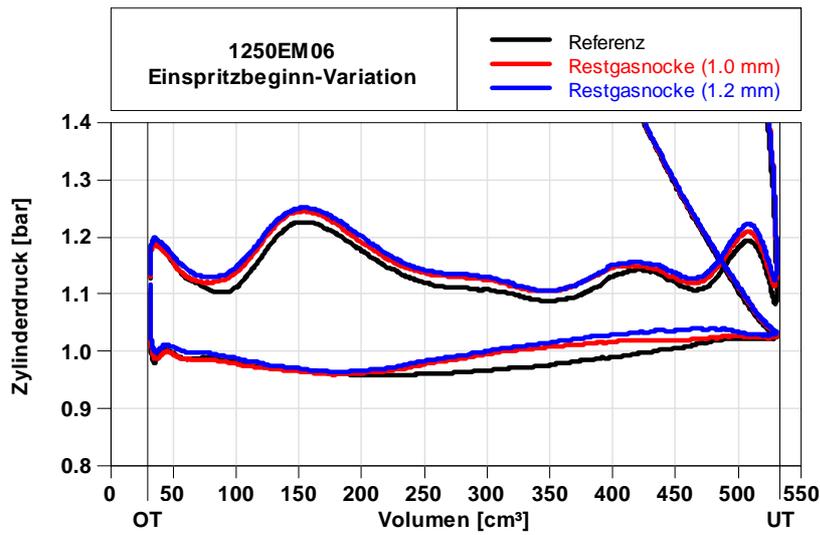


Abbildung 5-38, 1250EM06 ANW mit Restgasnocke, Vergleich der Ladungswechselschleifen

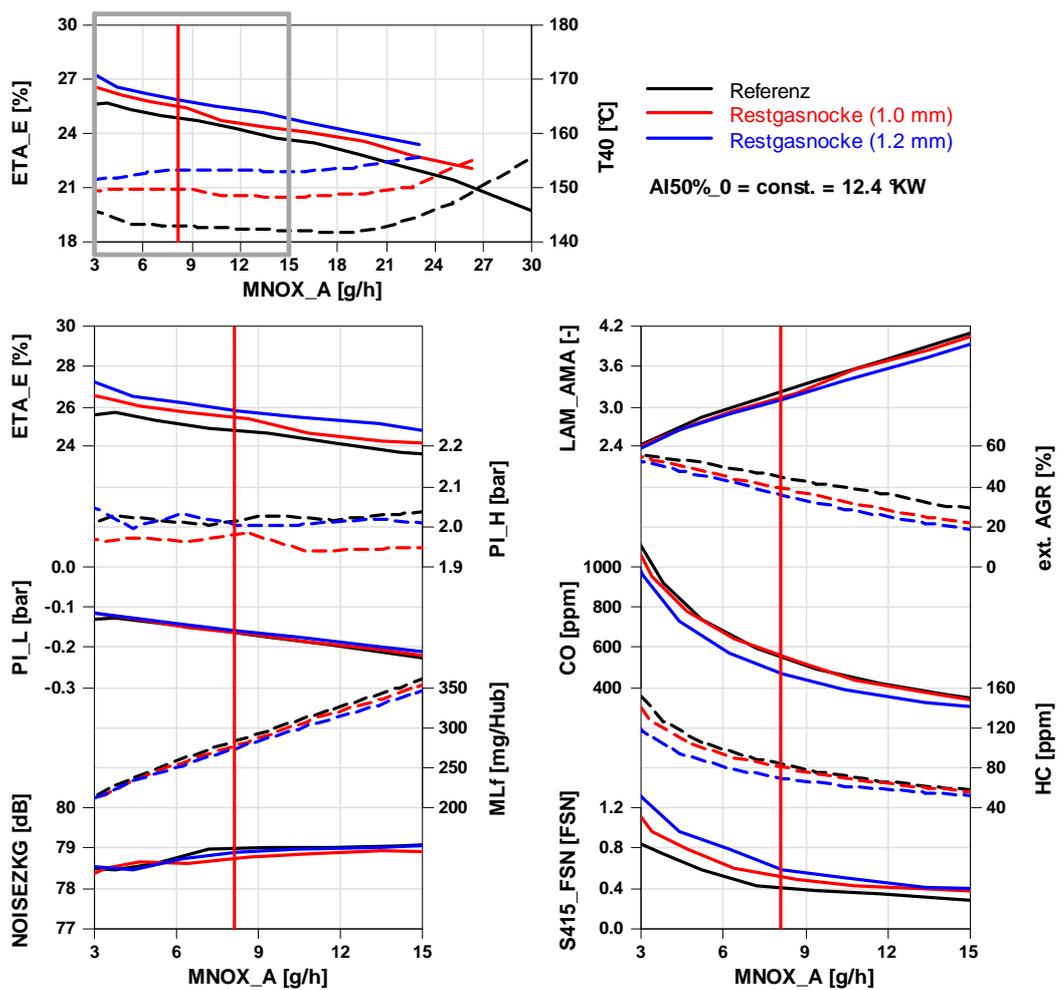


Abbildung 5-39, 1250EM06 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der AGR-Variation

**1500EM15**

Die Drallklappenstellung- und die Einspritzbeginn-Variation wurden bei diesem Lastpunkt nur mit der Variante Restgasnocke 1.2 mm durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Variationen sowie von der Ladedruck-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung C-3, C-4 und C-5), in Abbildung 5-40 sind die Ergebnisse der AGR-Variation dargestellt.

Wie im Lastpunkt 1250EM06 wird mit den Auslassnockenwellen mit Restgasnocke eine Steigerung der Abgastemperatur  $T_{40}$  um 15 °C erzielt. Der erhöhte Anteil der intern rückgeführten Abgase bewirkt wiederum ein Sinken des Verbrennungsluftverhältnisses, Nachteile hinsichtlich des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs gegenüber der Referenz sind zu verzeichnen. Hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades ist keine wesentliche Änderung gegenüber der Referenz zu erkennen.

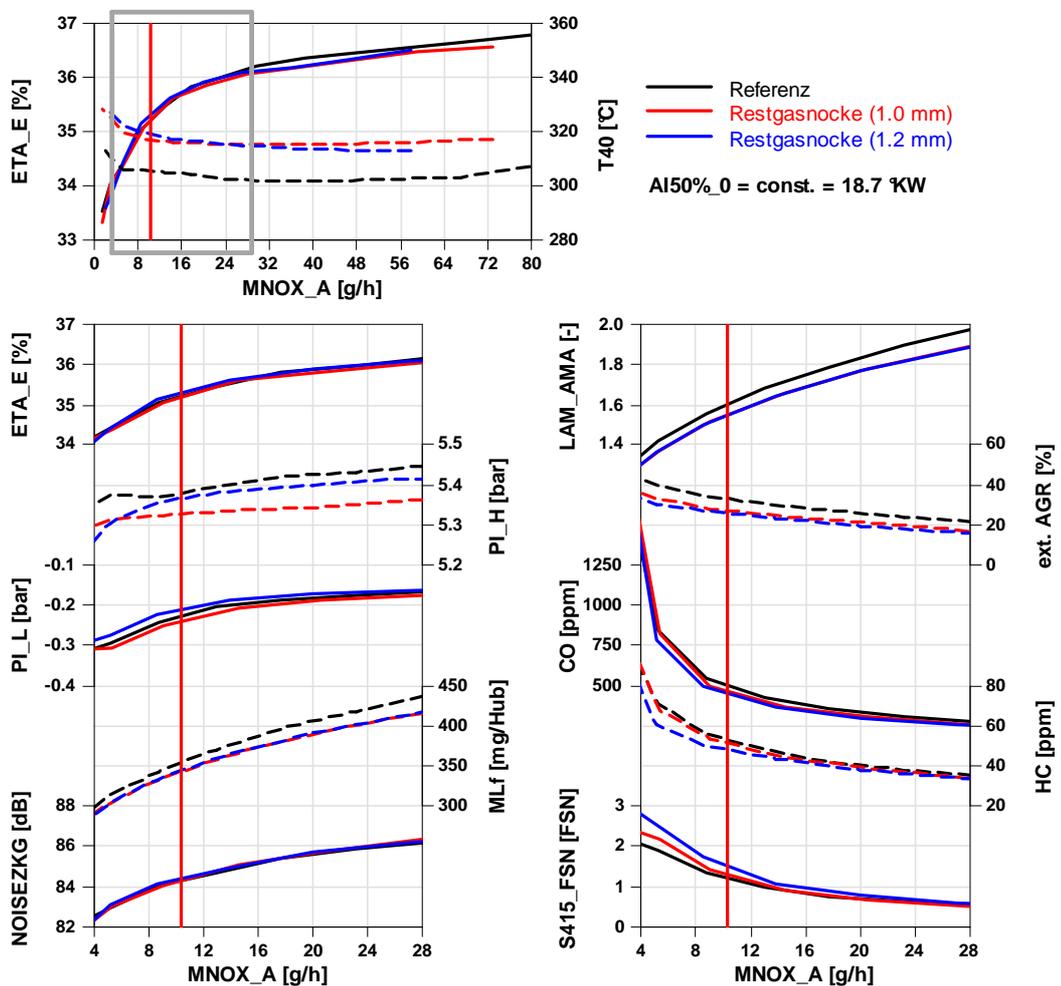


Abbildung 5-40, 1500EM15 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der AGR-Variation

## 1750EM21

Die Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation sind in Abbildung 5-41 dargestellt, die Ergebnisse der AGR-, der Ladedruck- und der Drallklappenstellung-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung C-6, C-7 und C-8).

Mittels der Restgasnocken wird in diesem Lastpunkt eine Steigerung der Abgastemperatur  $T_{40}$  von etwa 20 °C erzielt, die innere Abgasrückführung bewirkt jedoch ein Sinken des effektiven Wirkungsgrades. Die niedrigere Sauerstoffkonzentration verlangsamt die mischungskontrollierte Verbrennung, somit sinkt der indizierte Mitteldruck des Hochdruckteils gegenüber der Referenz. Des Weiteren ist in diesem Lastpunkt ein Anstieg der CO-Emissionen zu verzeichnen, der ebenso durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis zu erklären ist.

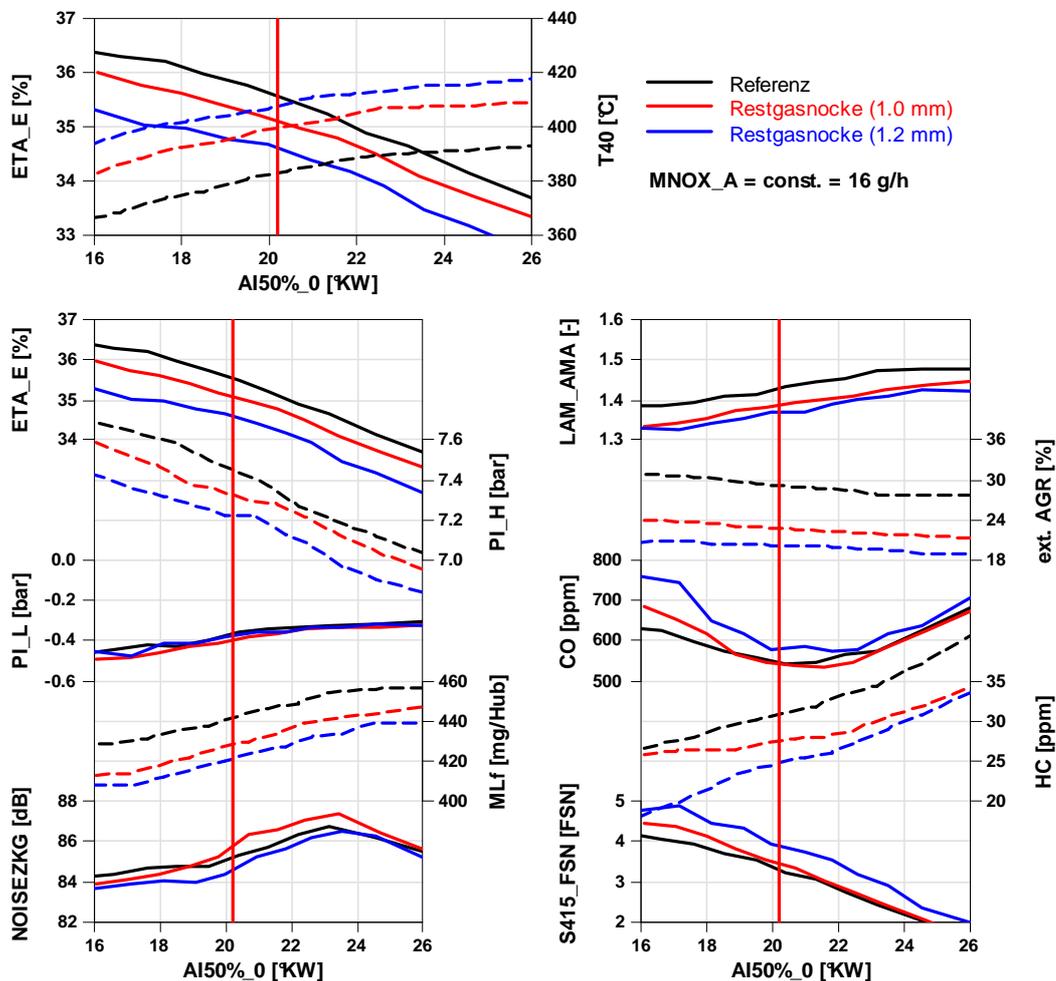


Abbildung 5-41, 1750EM21 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

**Zusammenfassung der Ergebnisse**

Der Zweithub bewirkt durch die in den Zylinder rückgesaugten Verbrennungsgase einen Anstieg der Frischladungstemperatur und somit eine Verringerung der Ladungsmasse. Aufgrund dieser Effekte wird im untersuchten Lastbereich eine Steigerung der Abgastemperatur nach der Turbine um bis zu 20 °C erzielt. Die gesteigerte Verbrennungsstabilität bewirkt bei sehr niedrigen Lasten reduzierte HC- und CO-Emissionen. Hinsichtlich des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs sind geringe Nachteile zu verzeichnen, zudem bewirkt das reduzierte Verbrennungsluftverhältnis eine längere mischungskontrollierte Verbrennung, die ein Sinken des Wirkungsgrades bei höheren Lasten verursacht.

## 5.2.4 Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub

Die Untersuchungen vom Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub (siehe Kapitel 3.3.6) beinhalten das gesamte in 4.2 vorgestellte Versuchsprogramm. Die Ventilerhebungen der ausgeführten Nockenvarianten sind in Abbildung 3-26 ersichtlich. Bei der Bewertung fehlt die Variante mit 3.5 mm Maximalhub, da aufgrund der Erkenntnisse mit den anderen Teilhubvarianten bei höherer Teillast entschieden wurde, diese extreme Drallvariante nicht mehr zu bewerten.

### 1250EM06

Die Ergebnisse der AGR-Variation sind in Abbildung 5-43 dargestellt, die Ergebnisse der Drallklappenstellung- und der Einspritzbeginn-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung D-1 und D-2).

Die Motorversuche zeigen im gesamten Variationsbereich einen Vorteil hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades für alle untersuchten Ventilerhebungen in Verbindung mit dem alternativen Kanalkonzept. In diesem Lastpunkt ist kein positiver Effekt wegen des Entfalls der Drallklappe und der damit verbundenen Drosselverluste auf die Ladungswechselerbeit erkennbar (siehe Abbildung 5-42). Der Vorteil im Wirkungsgrad ist somit auf die Hochdruckschleife zurückzuführen. Insgesamt erfolgt bei allen Varianten des Teilhub-Konzeptes eine bessere Umsetzung der Pilotmengen, in Summe wird bei gleicher Einspritzmenge mehr Energie während der Verbrennung frei (nicht dargestellt).

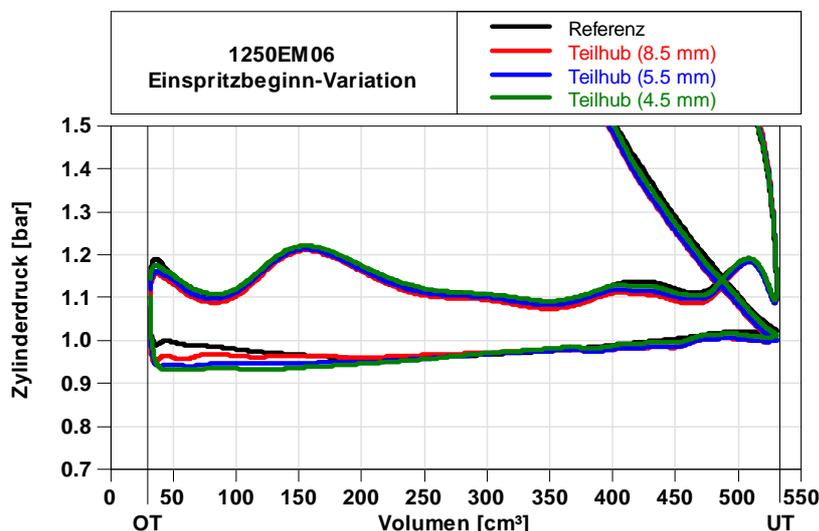


Abbildung 5-42, 1250EM06 NW mit Teilhub, Vergleich der Ladungswechselschleifen

Mit dem alternativen Konzept der Drallsteuerung kann in diesem Lastpunkt kein Vorteil hinsichtlich des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs erzielt werden. Die alternative Kanalgeometrie weist im niedrigen Ventilhubbereich geringere Durchflusskennwerte auf als die Referenzgeometrie, verursacht durch das Masking mittels der Sitzdrallfasen. Reduziert man den maximalen Ventilhub, so ist ein Füllungsverlust gegenüber der

Referenz zu verzeichnen, die Verbrennung findet bei einem niedrigeren Luftverhältnis statt. Jedoch steigt mit verringertem maximalem Ventilhub das Ladungsbewegungsniveau, unter den untersuchten Teilhuben wird in diesem Lastpunkt mit der 4.5 mm Variante der beste Kompromiss hinsichtlich des Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikts erzielt. Der Vollhub in Verbindung mit der alternativen Kanalgeometrie erreicht dieselbe Füllung und somit ein zur Referenz vergleichbares Verbrennungsluftverhältnis. Das Ladungsbewegungsniveau ist jedoch gegenüber den verglichenen Varianten und der Referenz geringer, weshalb diese Kombination höhere Ruß-Emissionen bei gleicher NO<sub>x</sub>-Massenemission verursacht. Hinsichtlich der HC- und CO-Emissionen bietet das alternative Konzept bei allen Varianten Potential zur Minimierung.

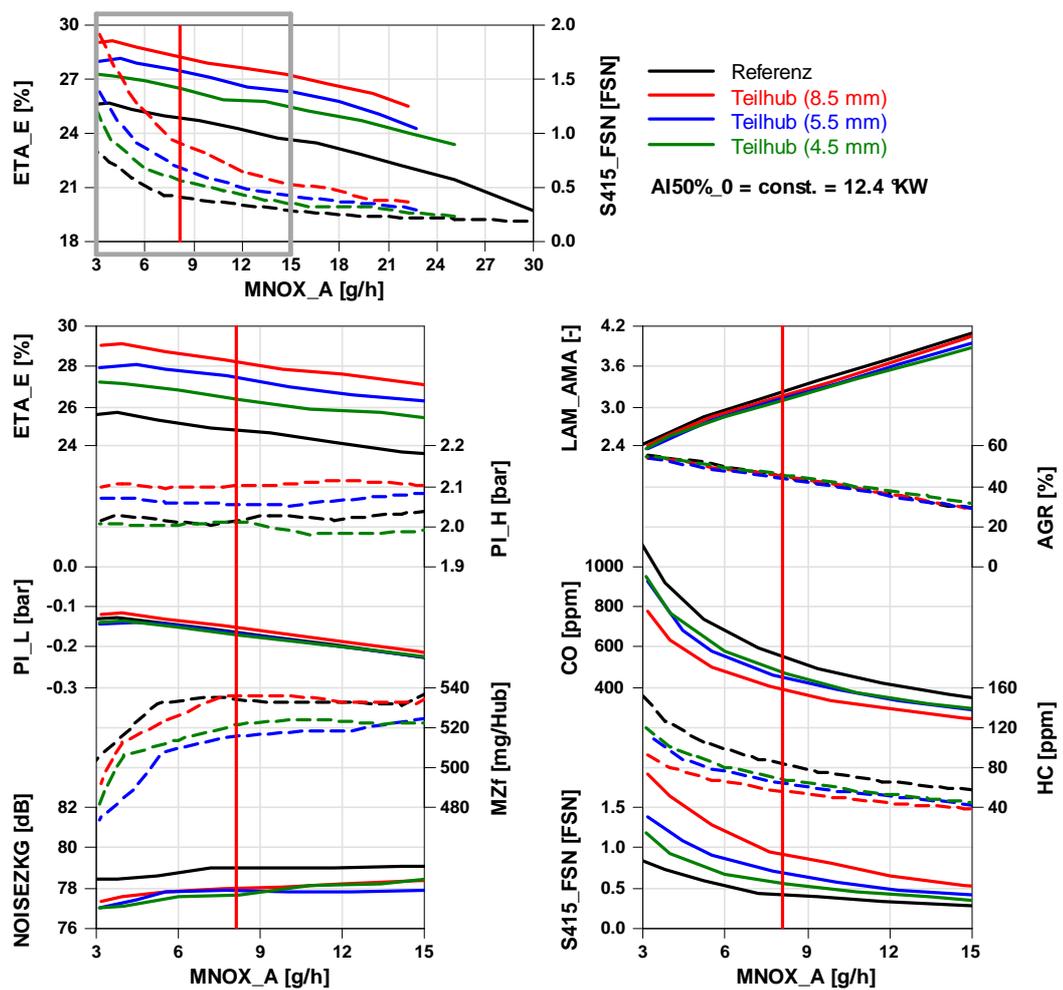


Abbildung 5-43, 1250EM06 NW mit Teilhub, Ergebnisse der AGR-Variation

**1500EM15**

Abbildung 5-45 zeigt die Ergebnisse der Drallklappenposition-Variation, die Ergebnisse der AGR-, Ladedruck- und der Einspritzbeginn-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung D-3, D-4 und D-5).

Die Versuche zeigen, dass auch in diesem Lastpunkt das Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub keine Vorteile hinsichtlich des Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Offs bietet. Da die Drosselung aufgrund der Drallklappe beim konventionellem Konzept bereits deutliche Verluste hinsichtlich der Ladungswechselarbeit und der Füllung verursacht, so wird in Verbindung mit dem alternativen Konzept, trotz der niedrigen Durchflusswerte im Bereich kleiner Ventilhubbe, ein geringfügiger Füllungsvorteil erzielt.

Abbildung 5-44 zeigt einen Vergleich der Referenz mit applizierter Drallklappenstellung von 66 % und der Variante mit 5.5 mm Maximalhub des alternativen Drallkonzeptes mit einer offenen Drallklappe. Die Messungen stammen aus der Drallklappenstellung-Variation.

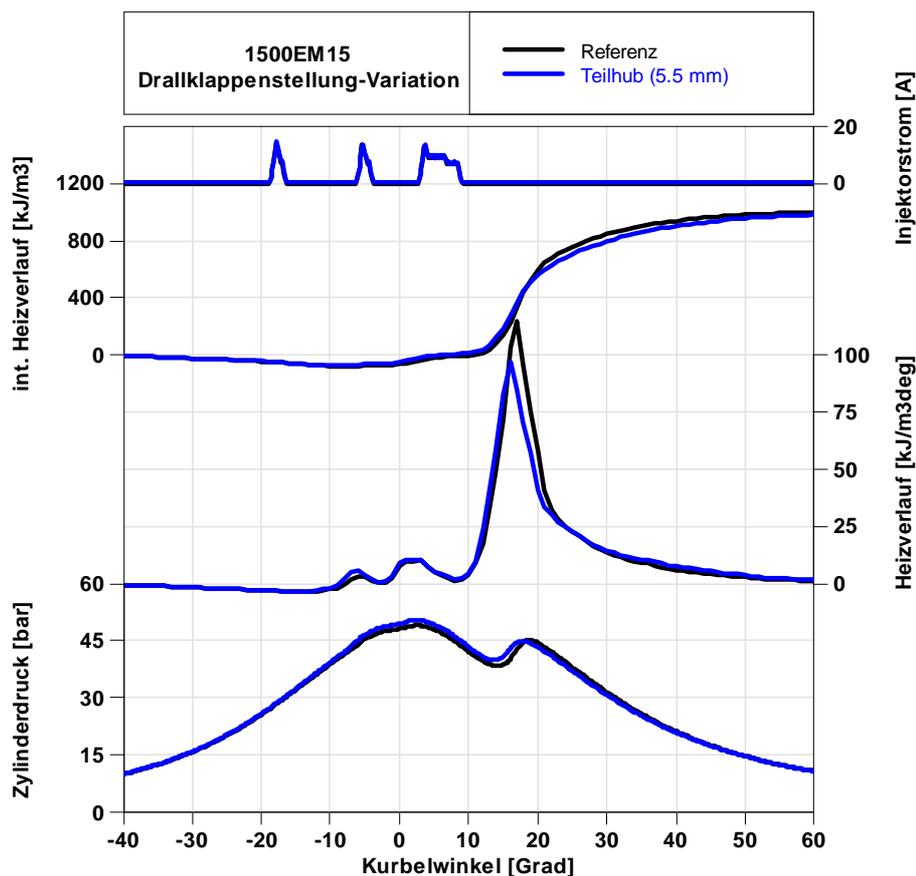


Abbildung 5-44, 1500EM15 NW mit Teilhub, Vergleich der Verbrennung

Die bessere Umsetzung der ersten Pilotmenge sorgt beim alternativen Konzept für einen verminderten vorgemischten Verbrennungsanteil und somit für ein niedrigeres Verbrennungsgeräusch. Die langsamere mischungskontrollierte Verbrennung verdeutlicht jedoch, dass die Variante 5.5 mm in Verbindung mit dem offenen Spiralkanal weniger Drallniveau erzielt als die Referenz mit gedrosseltem Spiralkanal.

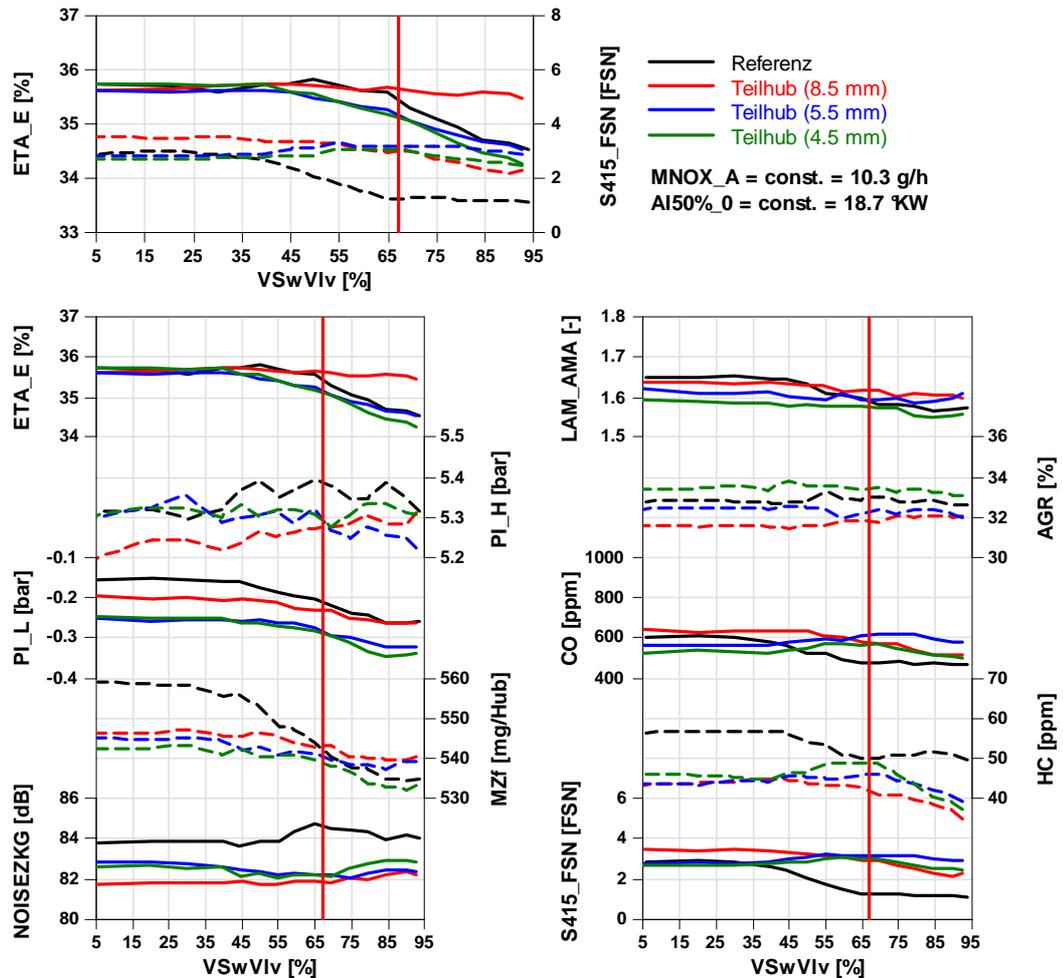


Abbildung 5-45, 1500EM15 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

Die Variation der Drallklappenstellung zeigt, dass eine Drosselung des Spiralkanales in Verbindung mit dem alternativen Kanalgeometrien und Vollhub im Vergleich zur Referenz weniger Verluste hinsichtlich der Ladungswechselarbeit und der Füllung verursacht.

**1750EM21**

Die Ergebnisse der Ladedruck-Variation sind in Abbildung 5-46 dargestellt, die Ergebnisse der übrigen durchgeführten Variationen sind im Anhang zu finden (Abbildung D-6, D-7 und D-8).

Die Hubvariante 4.5 mm bewirkt eine hohe Ladungsbewegung, da jedoch ein geringer Füllungsverlust zu verzeichnen ist wird keine Verbesserung im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off erzielt. Die Variante 8.5 mm bietet einen Vorteil hinsichtlich der Zylinderfüllung, aufgrund des niedrigen Drallniveaus sind jedoch Anstiege der Ruß- und CO-Emissionen zu verzeichnen. Weiters folgt eine langsame Energieumsetzung während der Hauptverbrennung und somit ein Nachteil hinsichtlich des indizierten Mittelldrucks des Hochdruckteils. Die Hubvariante 5.5 mm stellt in diesem Lastpunkt einen sehr guten Kompromiss zwischen Drall und Füllung dar, neben den mit der Referenz vergleichbaren Emissionen wird ein Wirkungsgradvorteil erzielt. Durch eine Ladedruckabsenkung lässt sich der effektive Wirkungsgrad weiter steigern, auf den damit verbundenen Anstieg des Verbrennungsgeräusches muss jedoch geachtet werden.

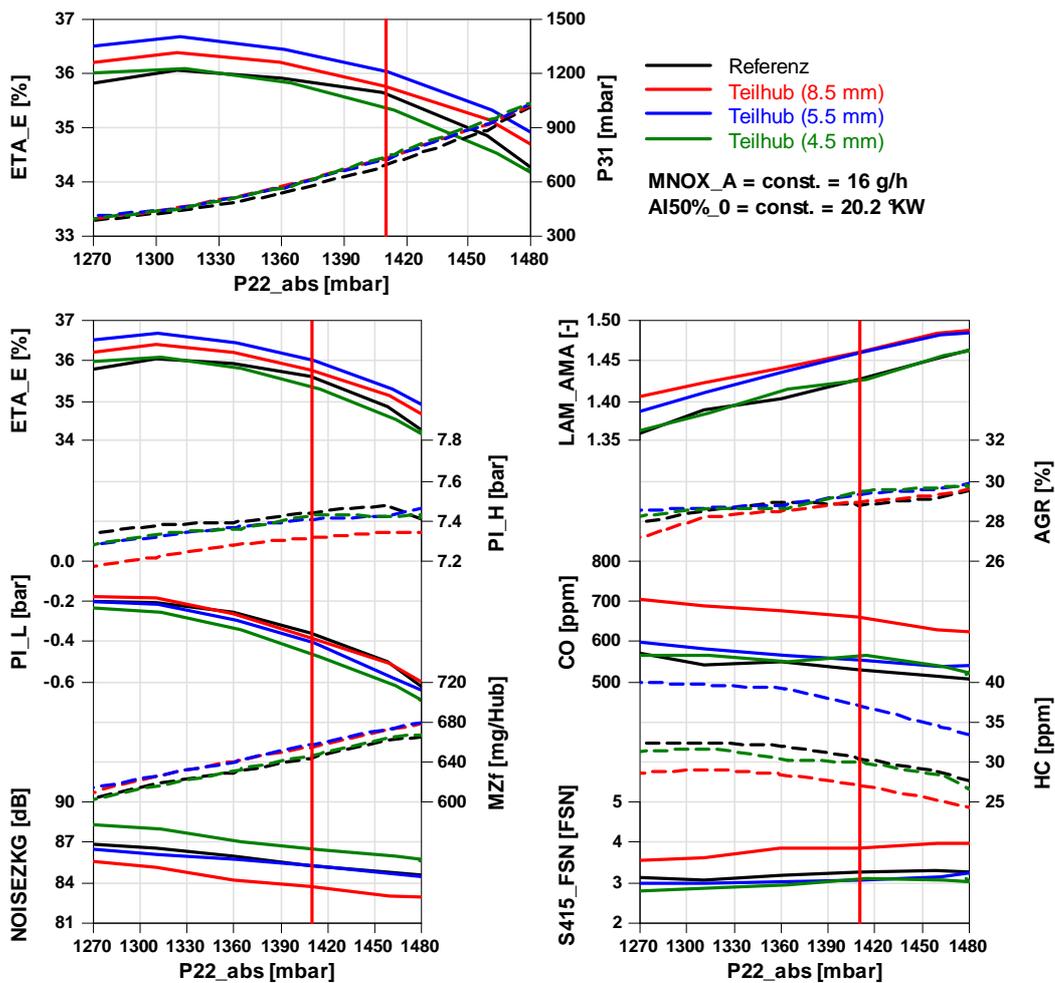


Abbildung 5-46, 1750EM21 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

**1750EM45**

Abbildung 5-47 zeigt die Ergebnisse der AGR-Variation, die Ergebnisse der Ladedruck-, der Drallklappenposition- und der Einspritzbeginn-Variation sind dem Anhang zu entnehmen (Abbildung D-9, D-10 und D-11).

Die Variante 4.5 mm bewirkt in diesem Lastpunkt einen deutlichen Füllungsverlust und somit große Nachteile hinsichtlich der Emissionen und des Wirkungsgrades. Die Untersuchungen dieser Variante wurden deshalb nach der Variation der AGR-Rate nicht weiter fortgesetzt.

Der Lastpunkt 1750EM45 ist bei dieser Beurteilung des alternativen Konzeptes zur Drallsteuerung der erste, bei dem die Basisapplikation eine offene Drallklappe aufweist. Die Anhebung der Drallintensität mittels Teilhub bewirkt aufgrund des Füllungsverlustes eine niedrigere Sauerstoffkonzentration, sodass insgesamt ein Nachteil im Ruß-NO<sub>x</sub>-Zielkonflikt zu verzeichnen ist. In Verbindung mit dem Vollhub, erzielt das alternative Drallkonzept die Emissionswerte der Referenz, bei gleichzeitig auftretenden Vorteilen im Verbrennungsgeräusch und des effektiven Wirkungsgrades.

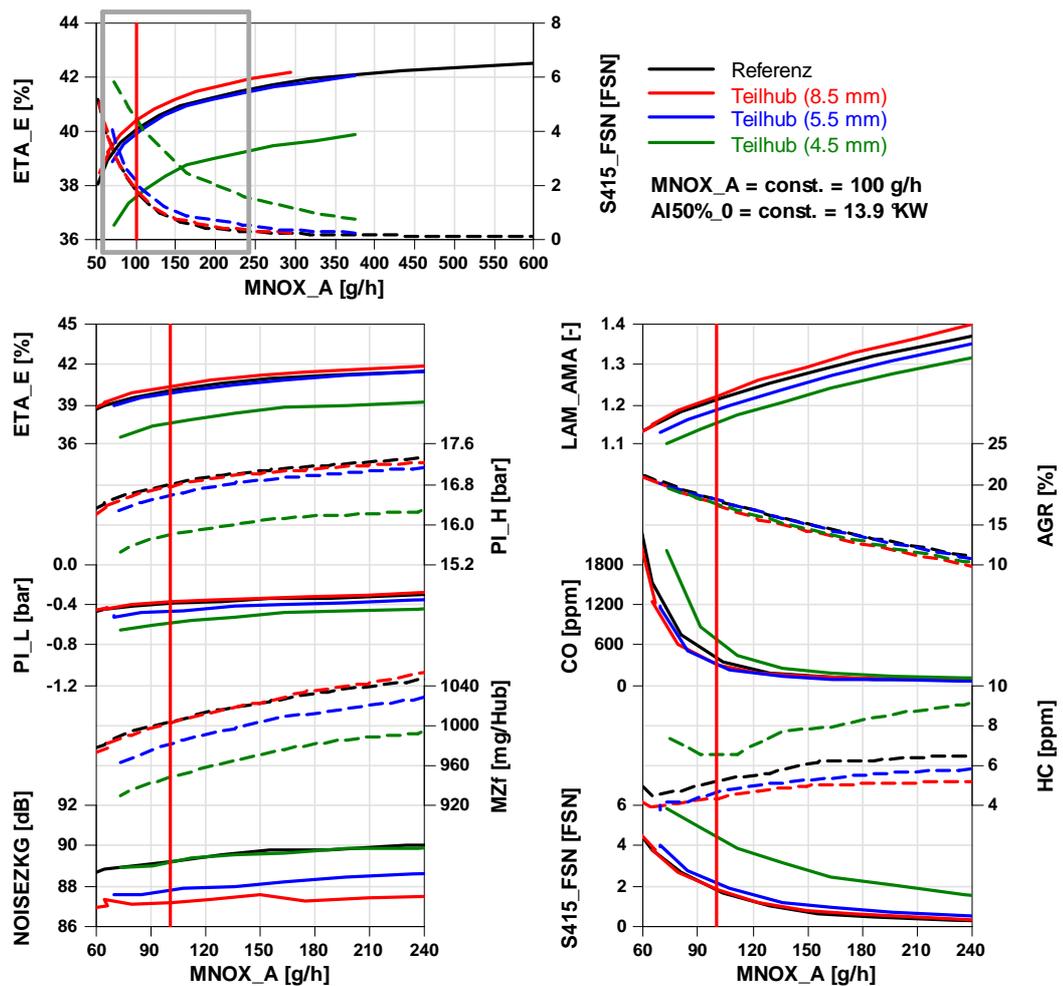


Abbildung 5-47, 1750EM45 NW mit Teilhub, Ergebnisse der AGR-Variation

**1500VL**

In Abbildung 5-48 sind die Ergebnisse der Ladedruck-Variation dargestellt. Die Ergebnisse der Drallklappenposition- und der Einspritzmengen-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung D-12 und D-13).

Bereits bei 1500VL bewirkt die Variante 4.5 mm einen deutlichen Füllungsverlust und somit Nachteile hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades und des erzielbaren effektiven Mitteldruckes. Aus diesem Grund wurden die Vollastuntersuchungen dieser Variante auf den Lastpunkt 1500VL beschränkt.

Die Ergebnisse der Versuche mit den Varianten Vollhub und 5.5 mm zeigen zur Referenz vergleichbare Werte hinsichtlich der Zylinderfüllung und des Wirkungsgrades. Aufgrund der hohen Differenz des Umgebungsdruckes  $p_0$  zwischen der Referenzmessung und den Untersuchungen des alternativen Konzeptes, sind bei vergleichbaren Umgebungsbedingungen geringe Füllungsvorteile in Verbindung mit den entdrosselten Kanälen zu erwarten. Das höhere Ladungsbewegungsniveau in Verbindung mit der Variante 5.5 mm bewirkt eine geringe Absenkung der Ruß-Emissionen.

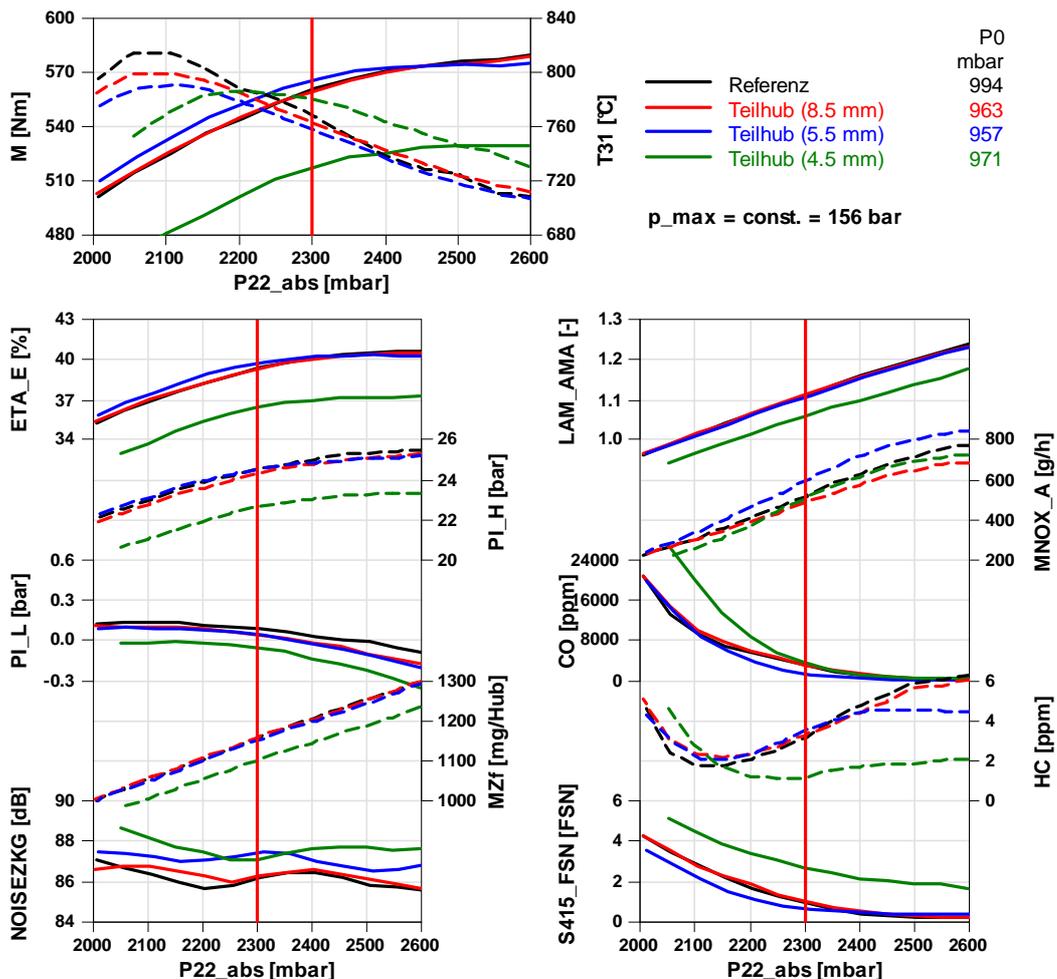


Abbildung 5-48, 1500VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

2000VL

Abbildung 5-49 zeigt die Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation, die Ergebnisse der Ladedruck- und der Drallklappenstellung-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung D-14 und D-15).

Die alternative Kanalgeometrie weist durch die Entdrosselung bei hohen Ventilhuben einen besseren Durchflusskennwert auf. Somit wird ein Füllungsvorteil in Verbindung mit dem Vollhub erzielt, bei gleichzeitiger Steigerung des Wirkungsgrades. Diese Kombination bietet somit Potential zur Steigerung des Motormomentes bei dieser Drehzahl. Die 5.5 mm Variante bewirkt jedoch einen Verlust hinsichtlich der Füllung, ein verringertes Verbrennungsluftverhältnis sowie erhöhte Ruß-Emissionen sind die Folge.

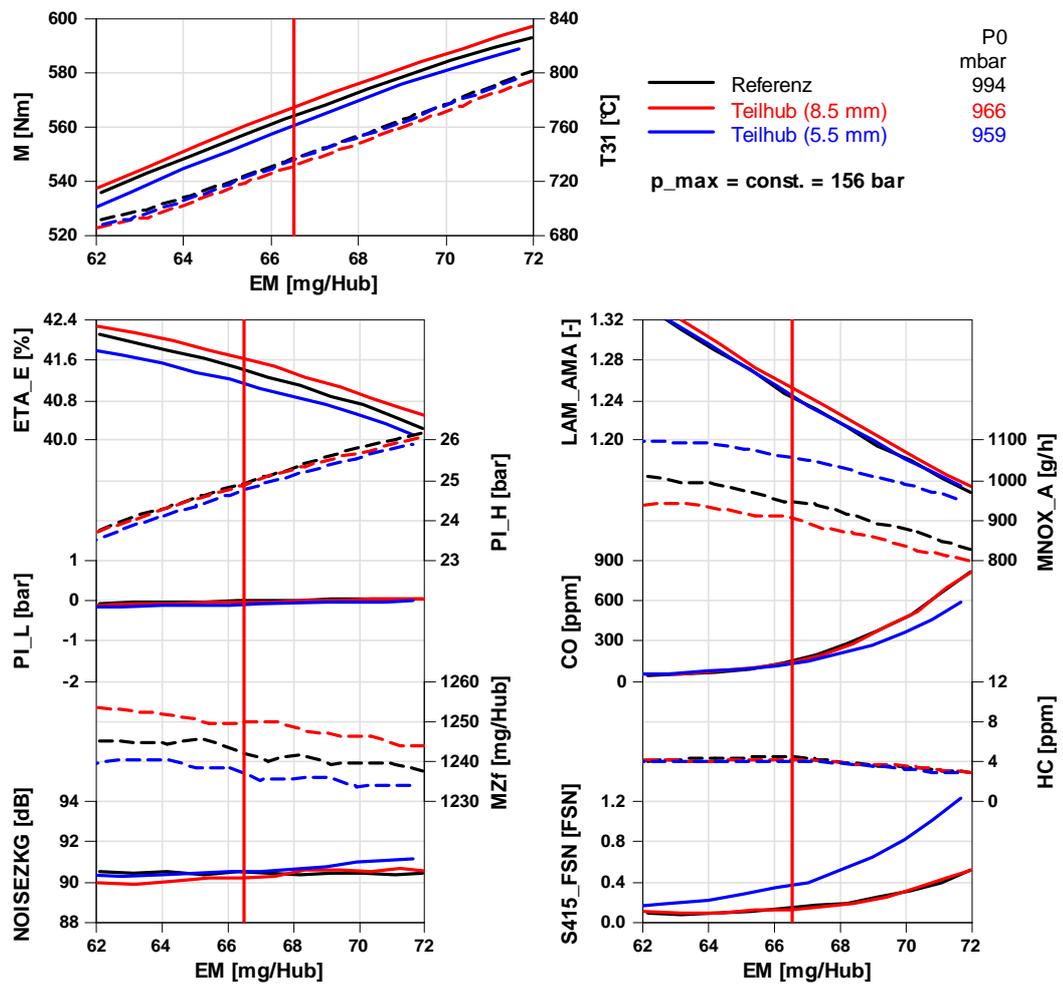


Abbildung 5-49, 2000VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

**4000VL**

Die Untersuchungen des Konzeptes Drallsteuerung mittels Teilhub wurden bei 4000VL nur mit der Variante 8.5 mm durchgeführt.

In Abbildung 5-51 sind die Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation dargestellt, die Ergebnisse der Ladedruck-Variation sind im Anhang zu finden (Abbildung D-16).

Die entdrosselten Kanäle mit der alternativen Geometrie bewirken aufgrund der im Vergleich zur Referenzgeometrie gesteigertem Durchfluss einen Vorteil hinsichtlich der Zylinderfüllung. Die Einspritzmenge kann unter der Berücksichtigung der höchst zulässigen Abgastemperatur gesteigert werden. Somit bietet das alternative Konzept Potential zur Steigerung der Motorleistung (siehe Abbildung 5-50). Das niedrigere Ladungsbewegungsniveau bewirkt jedoch einen Anstieg der CO-Emissionen, allerdings absolut betrachtet auf einem sehr niedrigen Niveau.

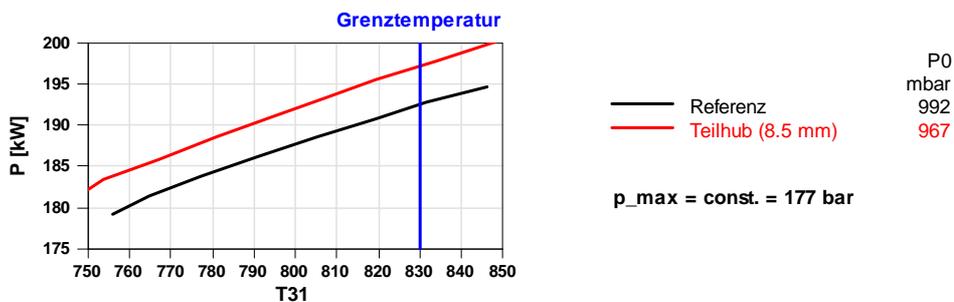


Abbildung 5-50, 4000VL NW mit Teilhub, Motorleistung über Abgastemperatur

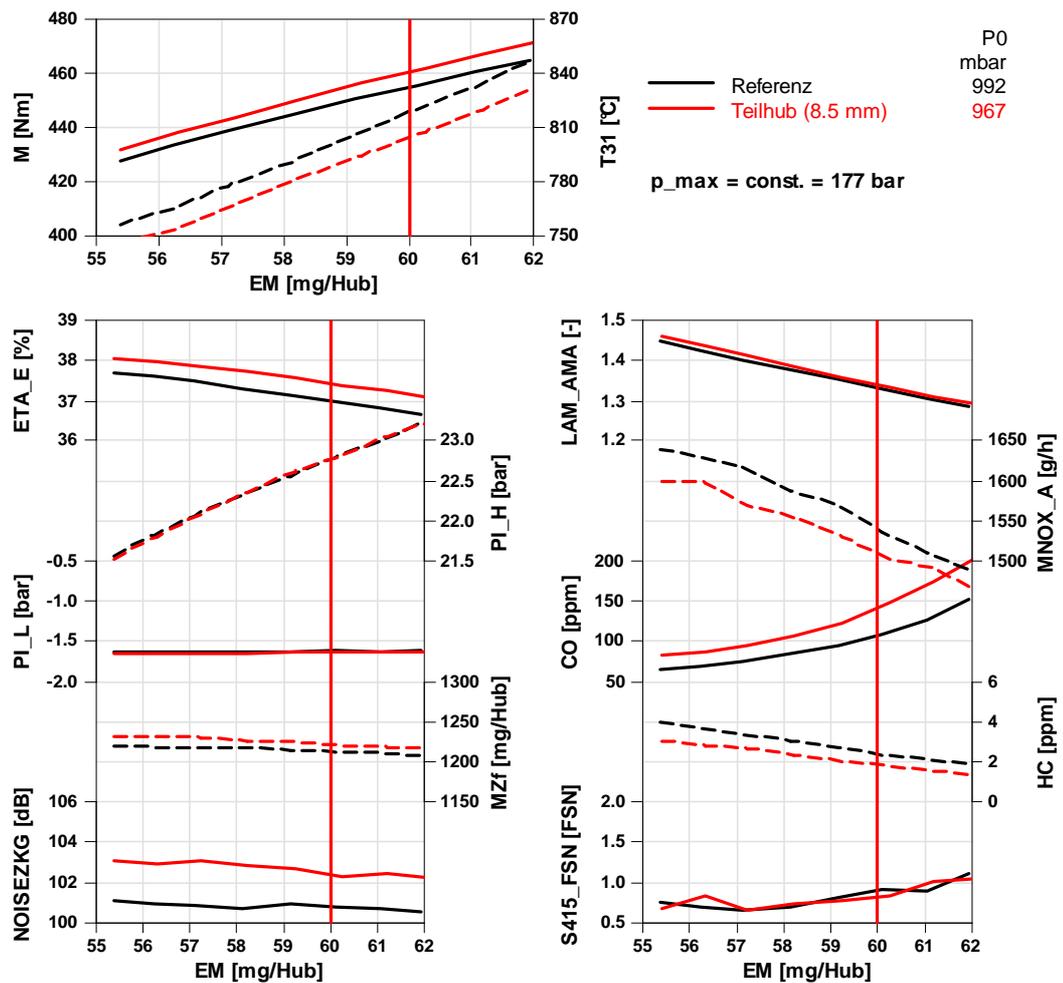


Abbildung 5-51, 4000VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

### VLK

Das alternative Kanalkonzept bewirkt in Verbindung mit dem Maximalhub von 8.5 mm eine Vorteil hinsichtlich der Zylinderfüllung im gesamten Drehzahlbereich. Somit ist Potential zur Steigerung des Motormoments im bei niedrigen Drehzahlen, sowie eine Erhöhung der Maximalleistung bei Nenndrehzahl gegeben. Die Variante mit 5.5 mm Maximalhub bewirkt im gesamten Drehzahlbereich eine verringerte Füllung, bei hohen Drehzahlen muss die Einspritzmenge verringert werden um die höchst zulässige Abgastemperatur nicht zu überschreiten. In Abbildung 5-52 sind die aufgezeichneten Volllastkurven dargestellt.

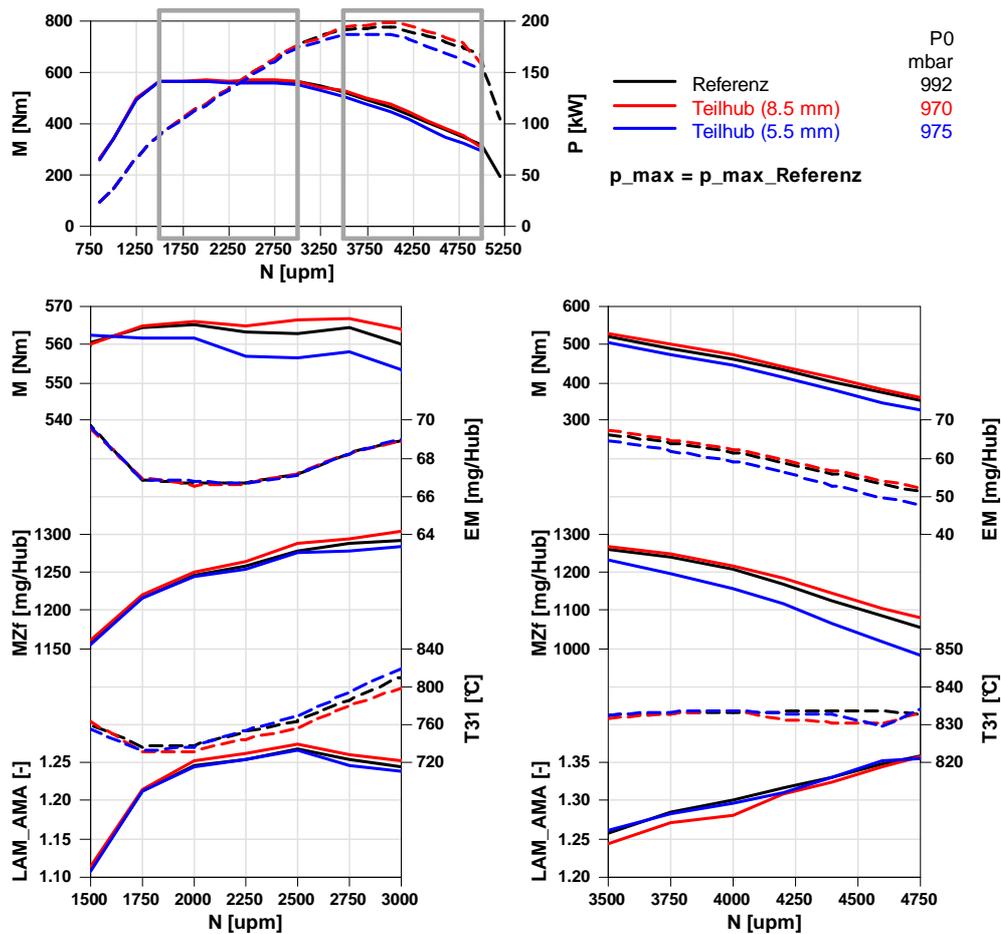


Abbildung 5-52, Vollastpotentialkurve NW mit Teilhub, Ergebnisse

### Zusammenfassung der Ergebnisse

Beim Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub wird das Ladungsbewegungsniveau durch einen niedrigeren maximalen Ventilhub gesteigert. Der bei der alternativen Kanalgeometrie niedrigere Durchfluss bei kleinen Ventilhuben bewirkt dabei einen Füllungsverlust, welcher – je nach Hubvariante – durchaus in der Region der konventionellen Drallsteuerung liegt. Auch wenn z.T. geringe Vorteile im Wirkungsgrad erkennbar sind, kann insgesamt kein Vorteil im Teillastbereich im Ruß-NO<sub>x</sub>-Trade-Off erzielt werden. Durch die Entdrosselung der Kanäle bietet dieses Konzept in Verbindung mit Vollhub jedoch Potential zur Motormomentsteigerung im gesamten Drehzahlbereich.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Diplomarbeit wurde das Potential alternativer Nockenprofile für Dieselmotoren mit Ventiltriebsvariabilität untersucht. Bewertet wurden Leistungspotential, Emissionsverhalten, Effizienz und Motorakustik. Für die Motorversuche stand ein stationär betriebener Motorenprüfstand zur Verfügung. Je nach untersuchtem Konzept und dessen Zielsetzung sind Vorteile gegenüber dem Referenzbrennverfahren vorhanden. Aufgrund des guten Kompromisses, den die konventionellen Ventilerhebungen über einen weiten Kennfeldbereich darstellen, rechtfertigen beim derzeitigen Kenntnisstand die absoluten Verbesserungen der untersuchten Varianten die Einführung einer Ventiltriebsvariabilität jedoch nicht. Folgend eine Zusammenfassung der Untersuchungen, die mit den jeweiligen Konzepten durchgeführt wurden.

Der frühe ES bewirkt bei niedrigen Drehzahlen, vor allem bei hohen Motorlasten, eine deutliche Steigerung der Füllung. Somit ist Potential hinsichtlich einer Low-End-Torque-Steigerung vorhanden. Im niedrigen Lastbereich wird mit dem frühen ES eine geringe Absenkung der HC- und CO-Emissionen erzielt, bereichsabhängig sind Vorteile bezüglich des effektiven Wirkungsgrades vorhanden.

Beim untersuchten Brennverfahren zeigt eine Maximierung der Zylinderfüllung den besseren Kompromiss als der Atkinson-Zyklus. Der späte ES bewirkt im gesamten untersuchten Teillastbereich sowie bei Volllast unter  $4500 \text{ min}^{-1}$  Verluste hinsichtlich der Zylinderfüllung. Durch das niedrigere Verbrennungsluftverhältnis sowie durch die Verbrennungstemperaturabsenkung mittels des reduzierten effektiven Verdichtungsverhältnisses tritt eine verminderte  $\text{NO}_x$ -Bildung auf, eine vergleichbare  $\text{NO}_x$ -Massenemission ist bereits mit niedrigeren AGR-Raten erzielbar. Die niedrigere Sauerstoffkonzentration bewirkt jedoch in einem Großteil des untersuchten Bereiches einen Anstieg der Ruß- und CO-Emissionen und verlangsamt die Verbrennung, somit treten Nachteile hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades auf.

Der späte AÖ bietet Potential für eine Wirkungsgradsteigerung im niedrigen Last- und Drehzahlbereich. Die absolute Verbesserung ist jedoch sehr gering, der Expansionsverlust verliert bezogen auf die gesamte Hochdruckschleife bei steigender Motorlast zunehmend an Gewichtung, darüber hinaus ist der späte AÖ mit einem höheren Abgasgedruck zu Beginn der Niederdruckphase verbunden. Die vorerst gewonnene Arbeit aus dem Hochdruckteil wird zum Teil durch eine erhöhte Ladungswechselerbeit kompensiert, bzw. zu Nichte gemacht.

Die Erhöhung des inneren Restgasanteiles mittels Rücksaugen der Verbrennungsgase in das Saugrohr erhöht die Abgastemperatur. Im untersuchten Teillastbereich wurde eine Steigerung der Temperatur nach der Turbine um 15 bis 20 °C erreicht. Das Konzept der Auslassnockenwelle mit Restgasnocke bietet somit Potential für eine verbesserte Verbrennungsstabilität sowie für eine Minimierung der HC-

und CO-Emissionen bei kalten Betriebsbedingungen. Anwendungsmöglichkeiten stellen die Regenerations- oder Aufheizstrategien der Abgasnachbehandlungssysteme dar, die dafür notwendigen Abgastemperaturen können bereits bei niedrigeren Nacheinspritzmengen erzielt werden.

Das Konzept zur alternativen Drallsteuerung mittels angepassten Kanalgeometrien und Teilhub bietet durch die erhöhte Zylinderfüllung im hohen Lastbereich Potential für die Low-End-Torque-Steigerung sowie für eine Leistungssteigerung. Eine Minimierung der Ladungswechselarbeit im Teillastbereich aufgrund des Entfalls der Drallklappen-Drosselverluste wurde nicht erzielt. Das ausgeführte Kanalkonzept weist zu geringe Durchflusszahlen bei niedrigen Ventilhuben auf. Darüber hinaus ist mit diesem Konzept keine stufenlose Anpassung des Drallniveaus möglich, der Teilhub kann nur einen Kompromiss hinsichtlich der Ladungsbewegung in einem begrenzten Kennfeldbereich darstellen.

Aus den Ergebnissen der Arbeit können neue Nockenvarianten für Folgeuntersuchungen abgeleitet werden, z.B. soll eine asymmetrische Nockenform beim Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub eine Verbesserung des Kompromisses zwischen Ladungsbewegung und Durchfluss erzielen. Durch eine steile Öffnungs- oder durch eine steile Schließflanke soll der Bereich mit geringem Durchfluss einseitig möglichst schnell durchfahren werden.

Eine weitere Aufgabenstellung dieser Diplomarbeit war eine Grundlage für eine Ladungswechselanalyse zu schaffen, die mittels der aus der Niederdruckindizierung bekannten Druckverläufe, getrennte Massenstromverläufe über die Einlassventile berechnet. Die Weiterentwicklung dieser Auswertemethodik soll den derzeitigen Kenntnisstand zusätzlich erweitern sowie bei Folgeuntersuchungen (vermehrt) eingesetzt werden.

---

---

## Literaturverzeichnis

- (1) Eichlseder H.: *Verbrennungskraftmaschinen VA*, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2005
- (2) Küntscher V., Hoffmann W.: *Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion*, 4. Auflage Vogel, Würzburg, 2006
- (3) Merker G., Schwarz C.: *Grundlagen Verbrennungsmotoren*, 4. Auflage Vieweg+Teubner, Wiesbaden, 2009
- (4) Merker G., Schwarz Ch., Stiesch G., Otto F.: *Verbrennungsmotoren*, 3. Auflage Teubner, Wiesbaden, 2006
- (5) Mollenhauer K., Tschöke H.: *Handbuch Dieselmotoren*, 3. Auflage Springer, Berlin, 2007
- (6) Pischinger R., Klell M., Sams Th.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, 3. Auflage Springer, Wien, 2009
- (7) Eichlseder H.: *Kolbenmaschinen*, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2008
- (8) van Basshysen R.: *Handbuch Verbrennungsmotor*, 3. Auflage Vieweg, Wiesbaden, 2005
- (9) Sams Th.: *Schadstoffbildung und Emissionsminimierung – Teil 1*, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2007
- (10) Warnatz J., Maas U., Dibble R. W.: *Verbrennung*, 2. Auflage Springer, Berlin, 1997
- (11) Joos F.: *Technische Verbrennung*, Springer, Berlin, 2006
- (12) Brüne H.-J., Honeder J., Raschl P., Schinnerl M., Tangemann R.: *Diesel-Emissionstechniken von BMW für künftige weltweite Abgasnormen*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 03/2009

- (13) Schutting E., Neureiter A., Fuchs Ch., Schatzberger Th., Klell M., Eichlseder H., Kammerdiener T.: *Miller- und Atkinson-Zyklus am aufgeladenen Dieselmotor*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 06/2007
- (14) Griessler M.: *Potenziale für Variabilitäten im Ventiltrieb zur Emissionssenkung für künftige Dieselmotoren*, Diplomarbeit, FH Joanneum, Graz, 2010
- (15) Kopp C.: *Variable Ventilsteuerung für Pkw-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung*, Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, 2008
- (16) Nitz N., Elendt H., Ihlemann A., Nendel A.: *INA Schiebenockensystem – Gerüstet für die Zukunft*, Schaeffler Kolloquium 2010, S. 224-235
- (17) Dworschak J., Neuhauser W., Rechberger E., Stastny J.: *Der neue Sechszylinder-Dieselmotor von BMW*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 02/2009
- (18) Steinparzer F., Mattes W., Nefischer P., Steinmayr Th.: *Der neue Vierzylinder-Dieselmotor von BMW, Teil 1: Konzept, Mechanik und Gemischbildung*, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 11/2007
- (19) Eichlseder H.: *Thermodynamik*, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2007
- (20) Brenn G., Meile W.: *Strömungslehre und Wärmeübertragung 1*, Vorlesungsskriptum, TU Graz, 2008
- (21) Eichlseder H.: *Thermodynamik*, Vorlesungsunterlagen-Studienblätter, TU Graz, 2007
-

# Anhang

## A. Kurze Ein- und Auslassnockenwelle

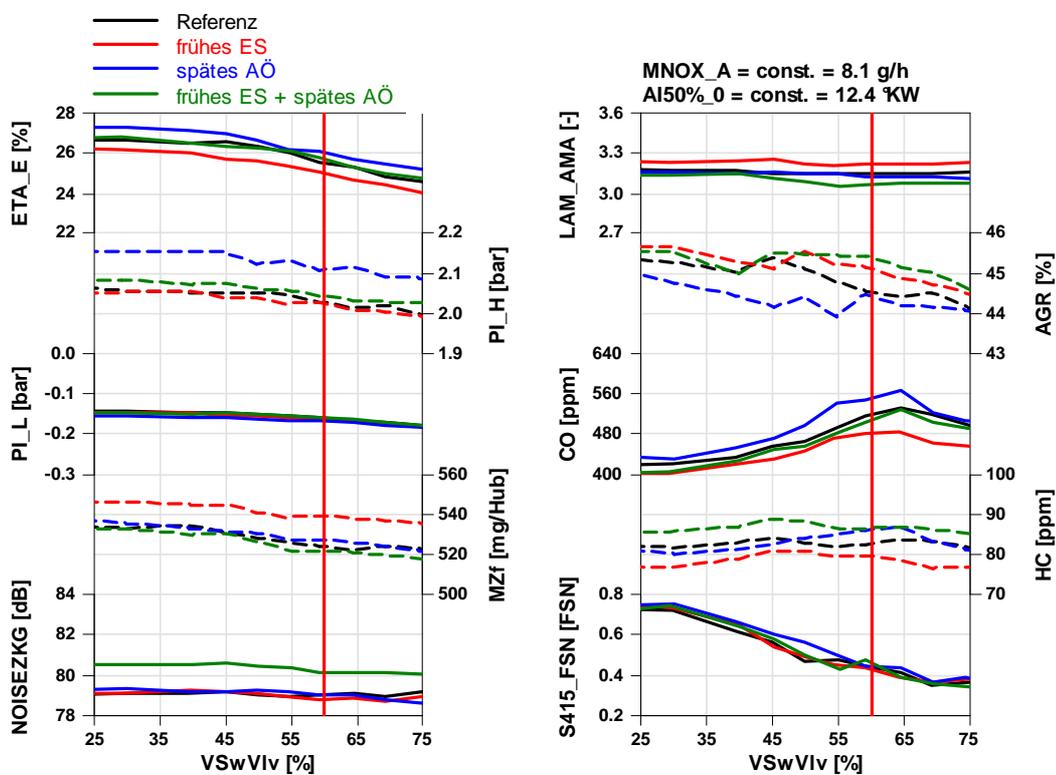


Abbildung A-1, 1250EM06 kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

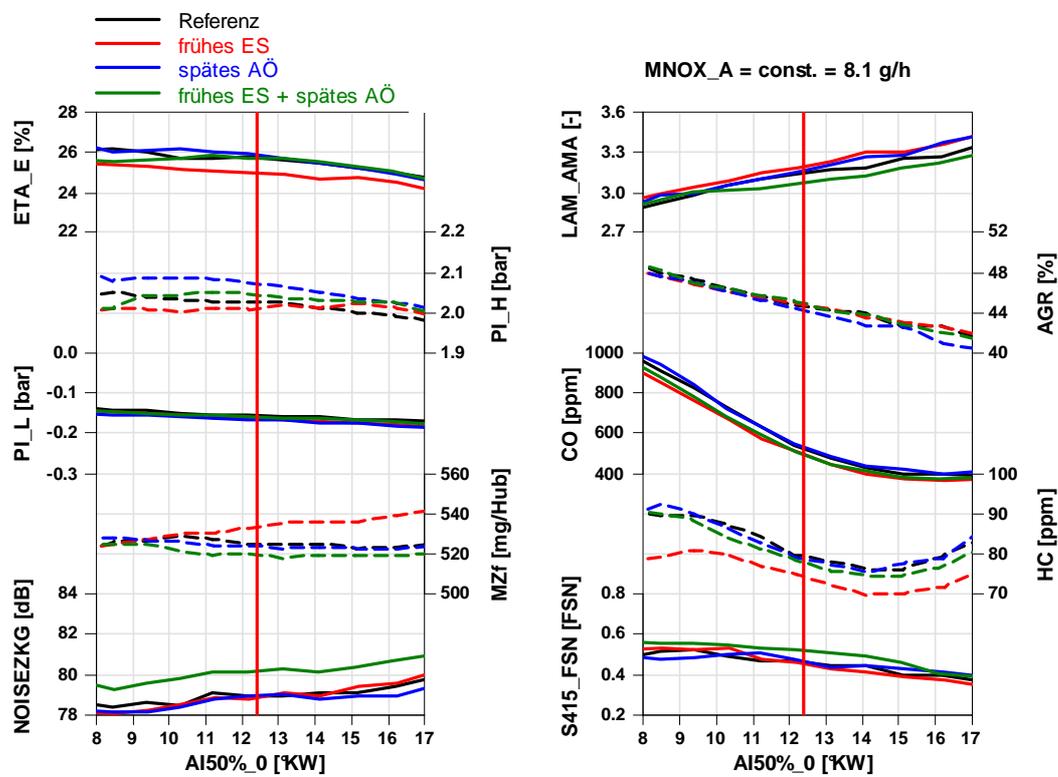


Abbildung A-2, 1250EM06 kurze NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

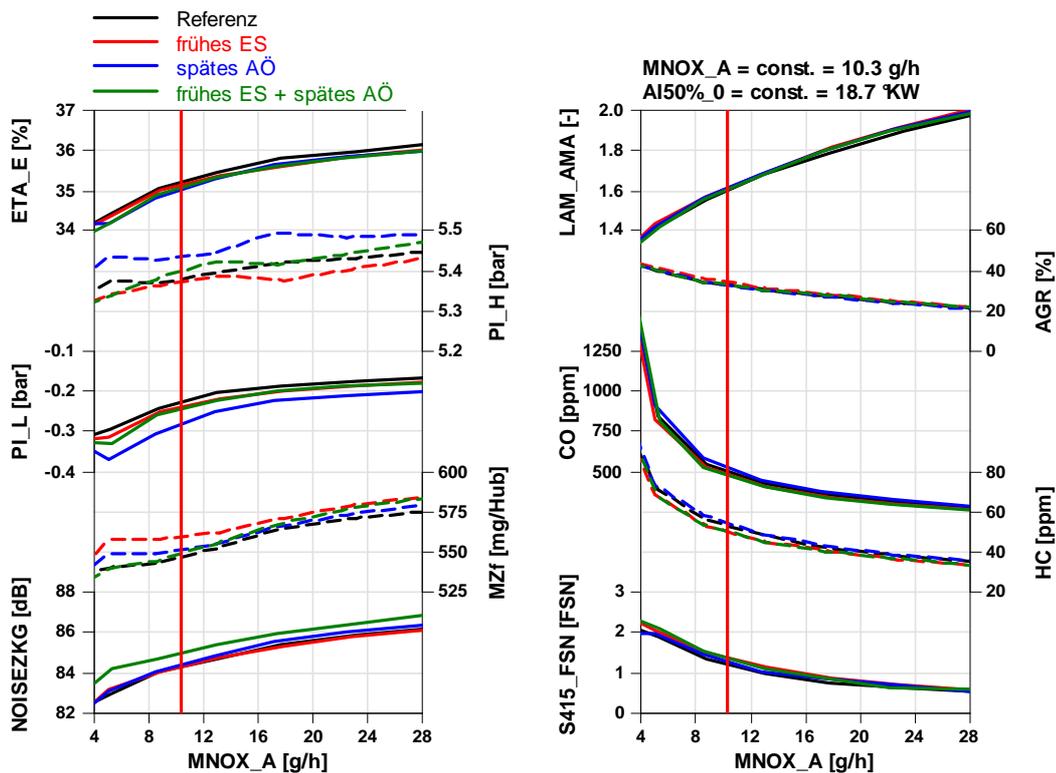


Abbildung A-3, 1500EM15 kurze NW, Ergebnisse der AGR-Variation

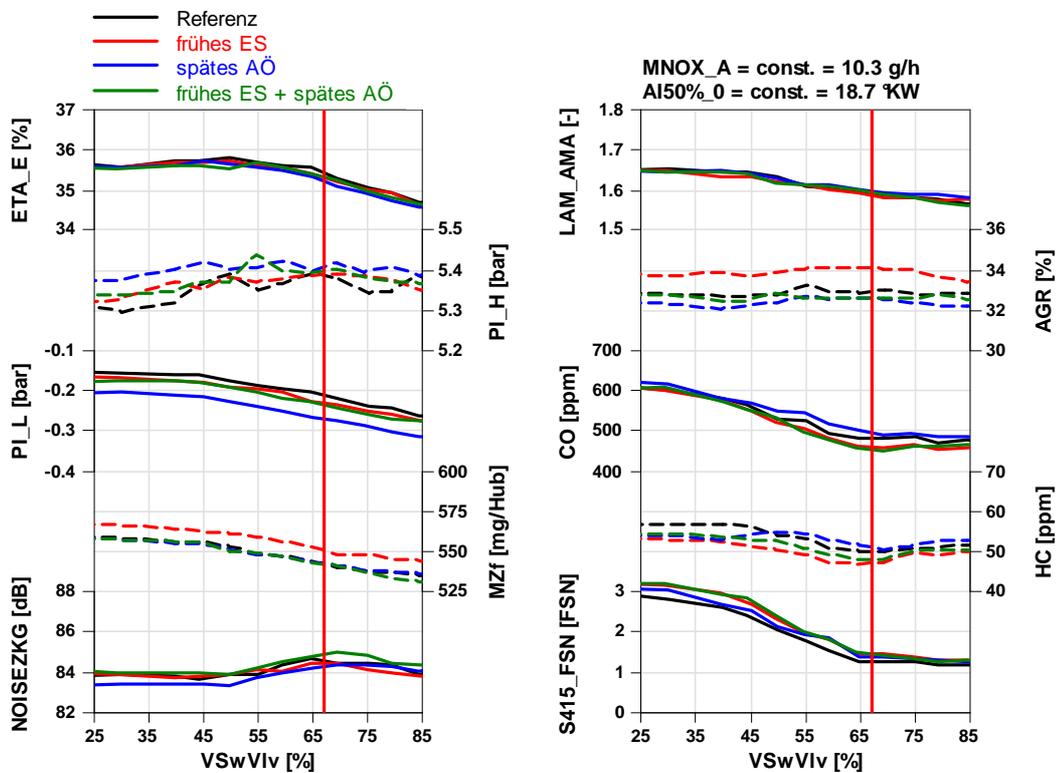


Abbildung A-4, 1500EM15 kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

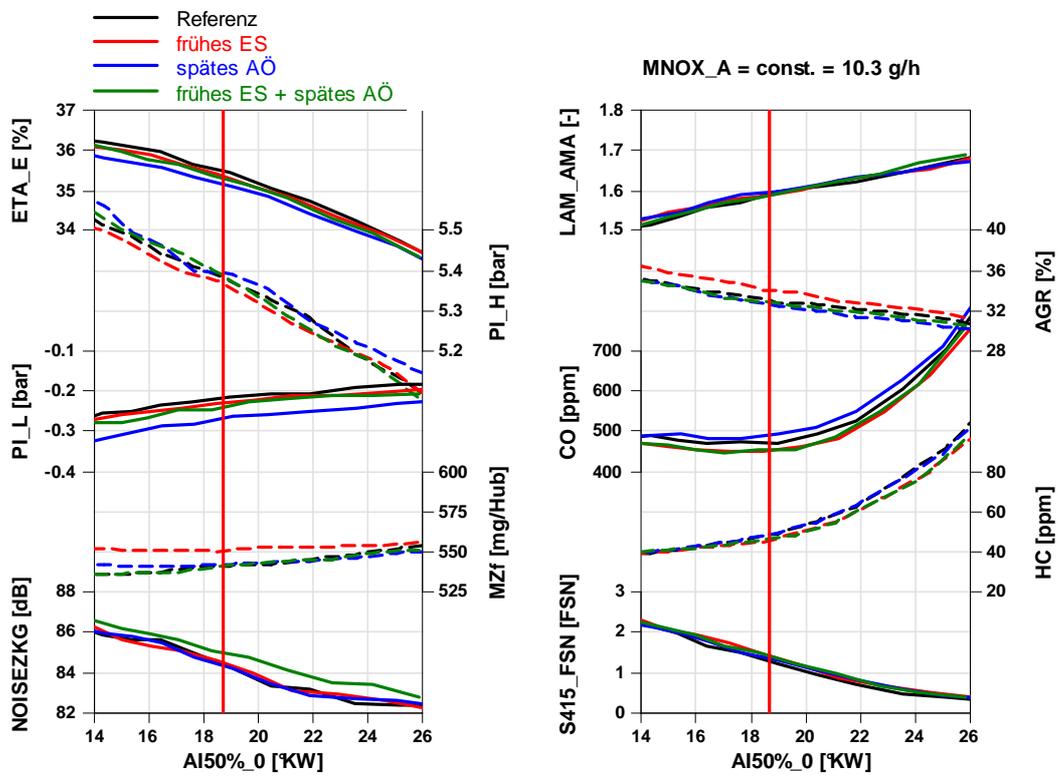


Abbildung A-5, 1500EM15 kurze NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

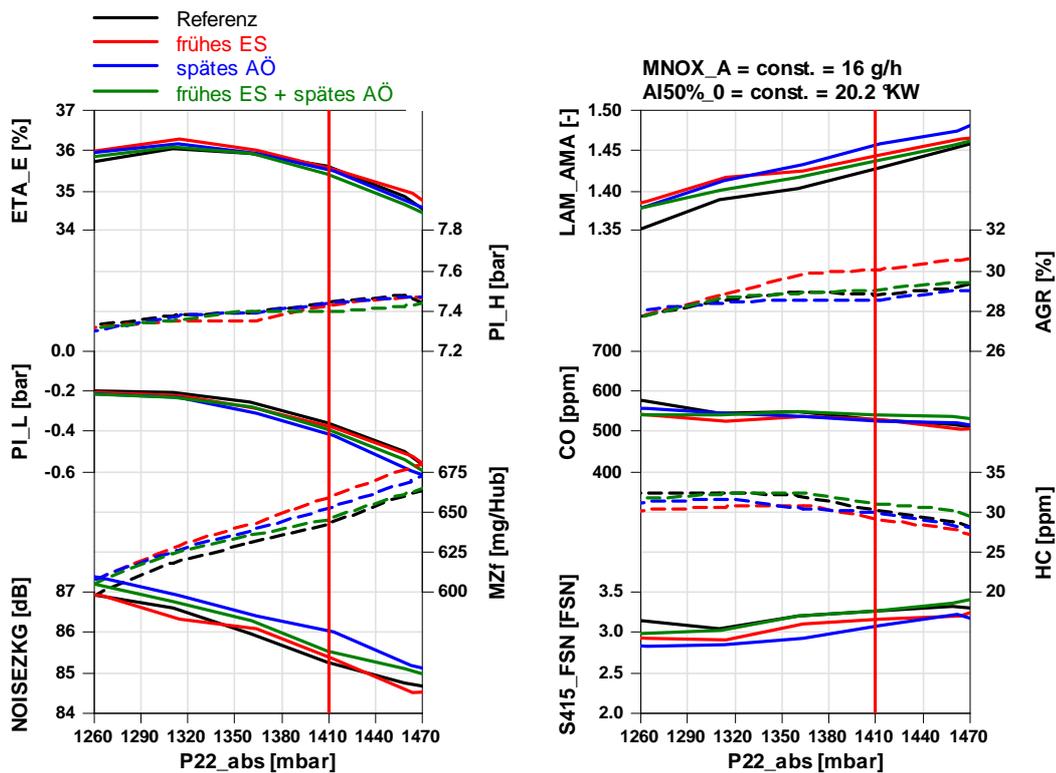


Abbildung A-6, 1750EM21 kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

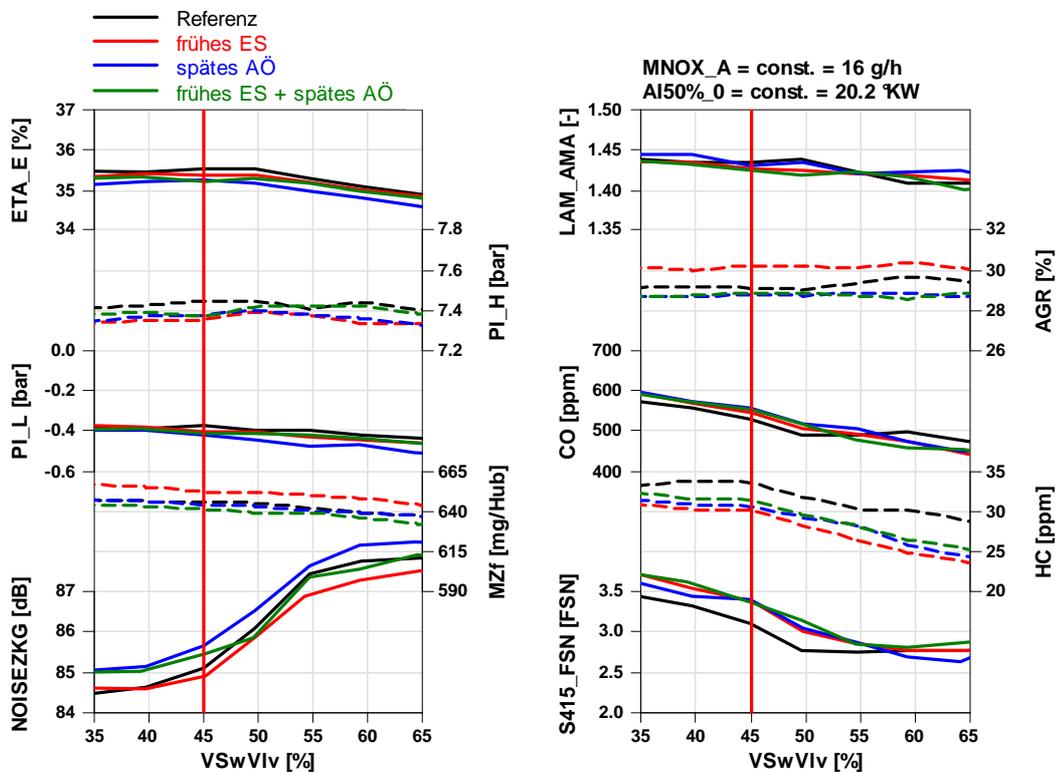


Abbildung A-7, 1750EM21 kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

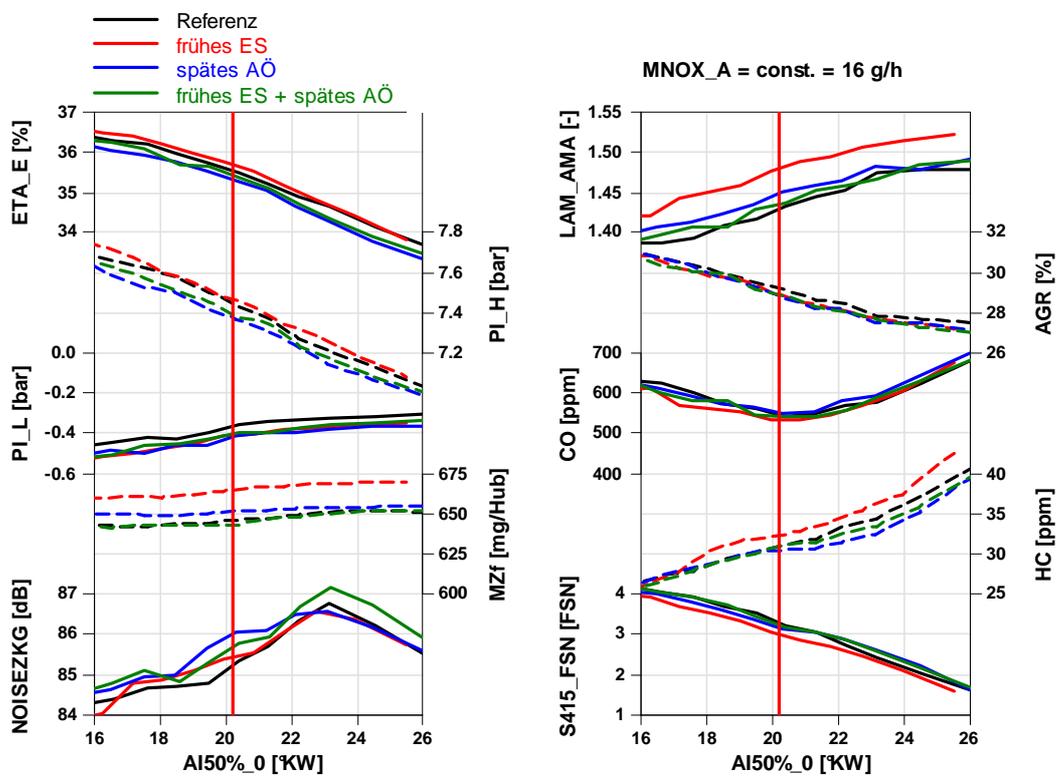


Abbildung A-8, 1750EM21 kurze NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

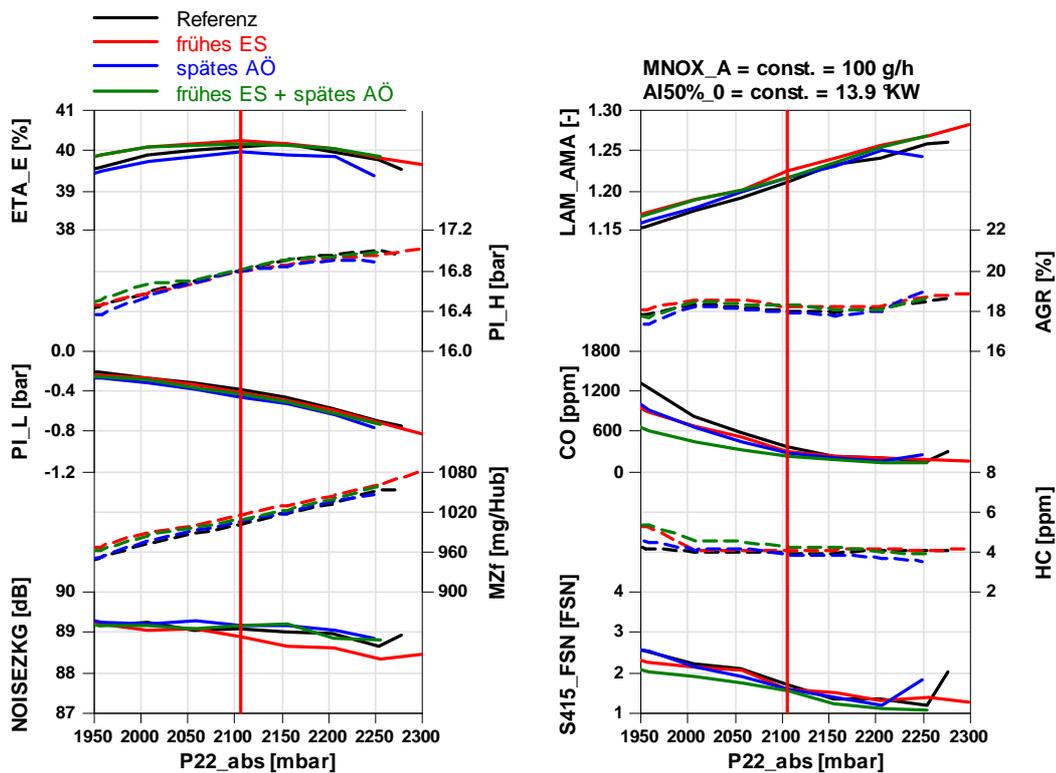


Abbildung A-9, 1750EM45 kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

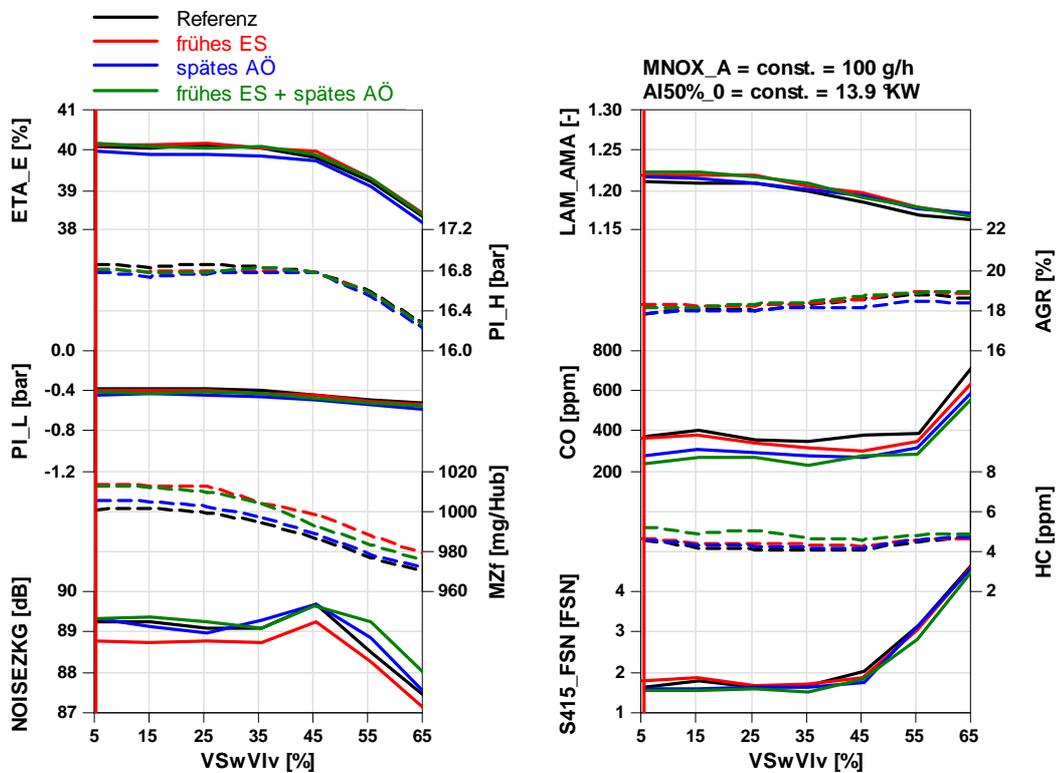


Abbildung A-10, 1750EM45 kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

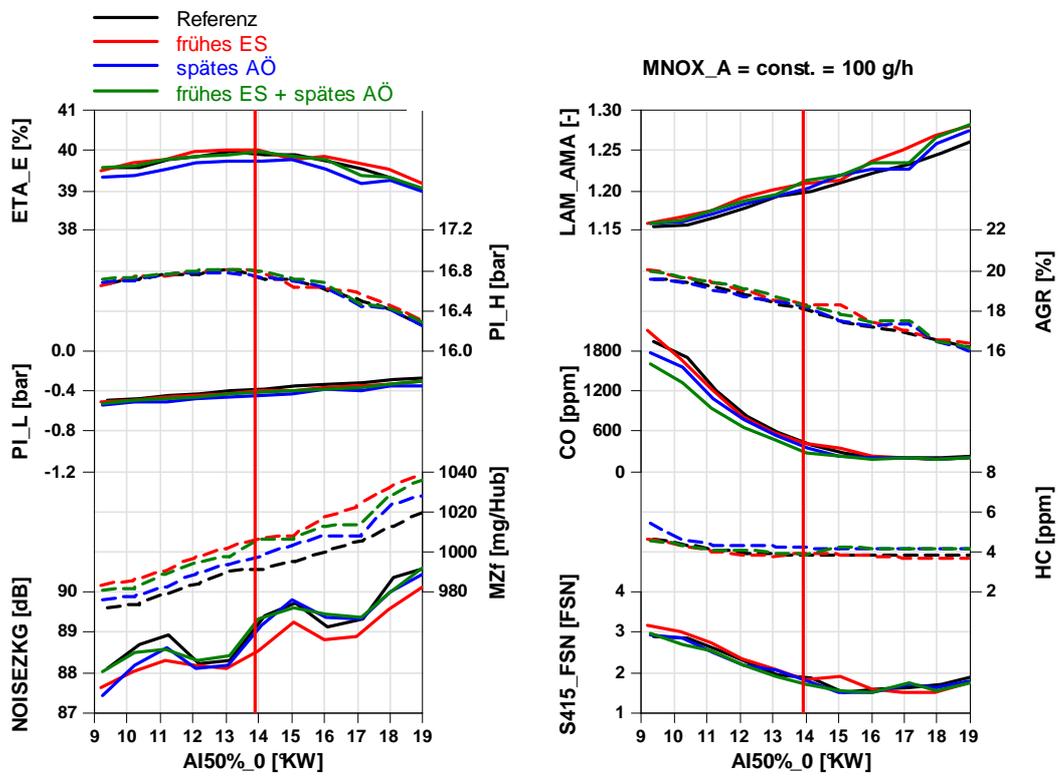


Abbildung A-11, 1750EM45 kurze NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

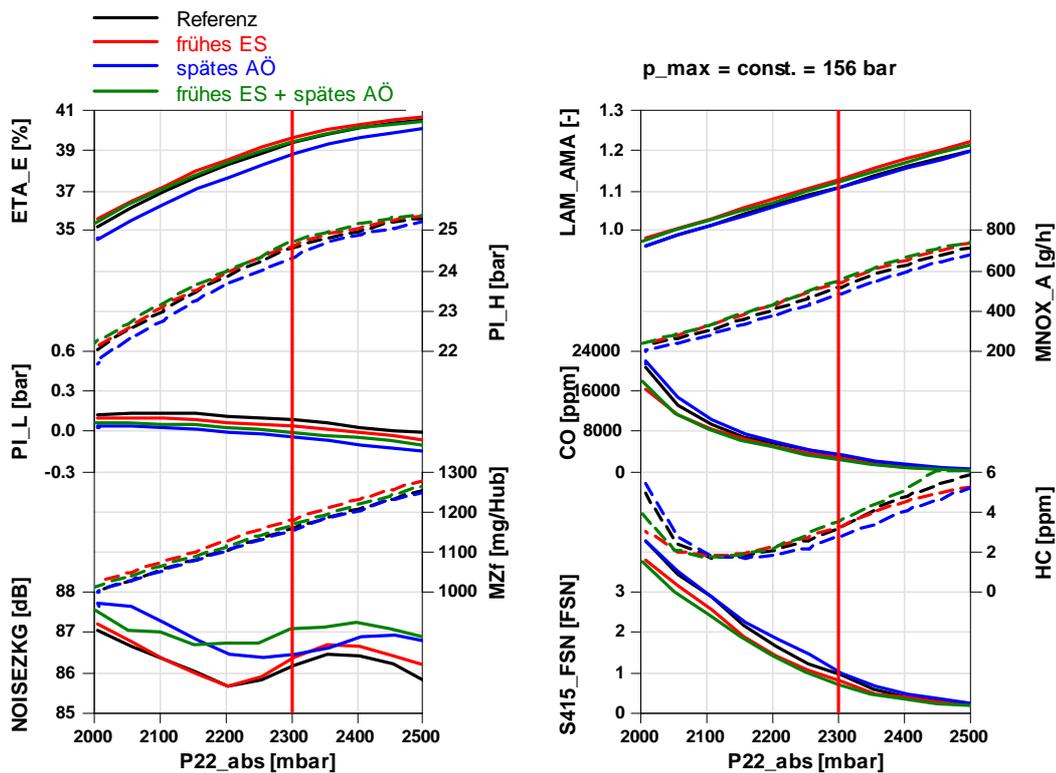


Abbildung A-12, 1500VL kurze NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

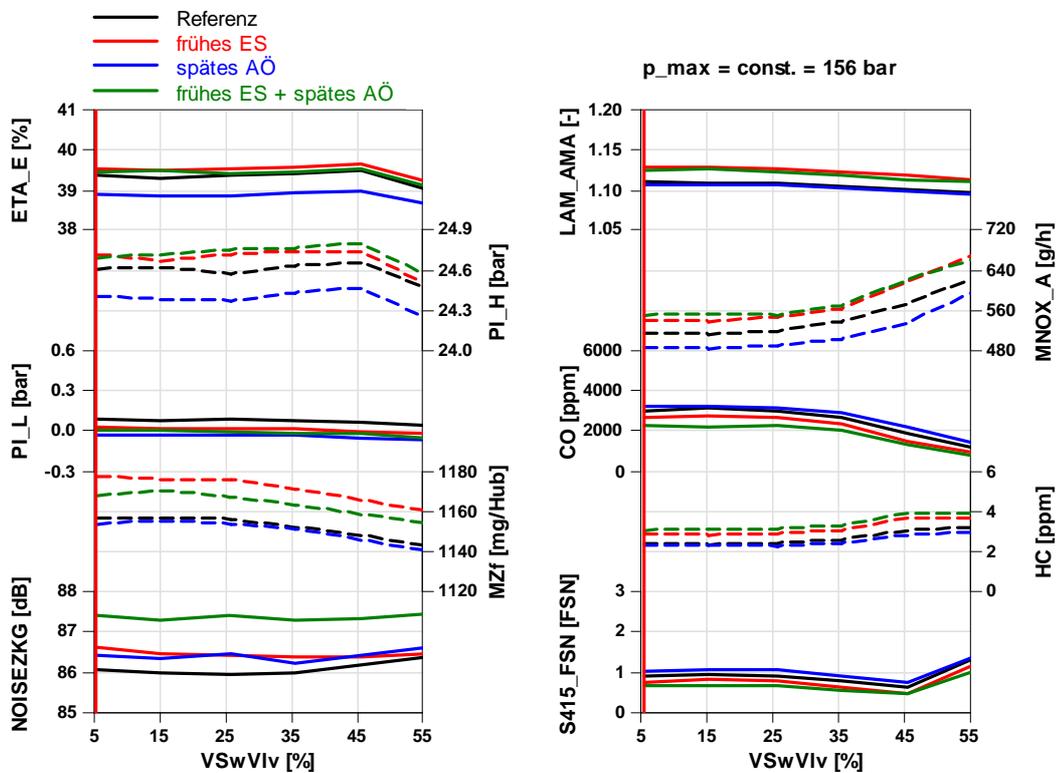


Abbildung A-13, 1500VL kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

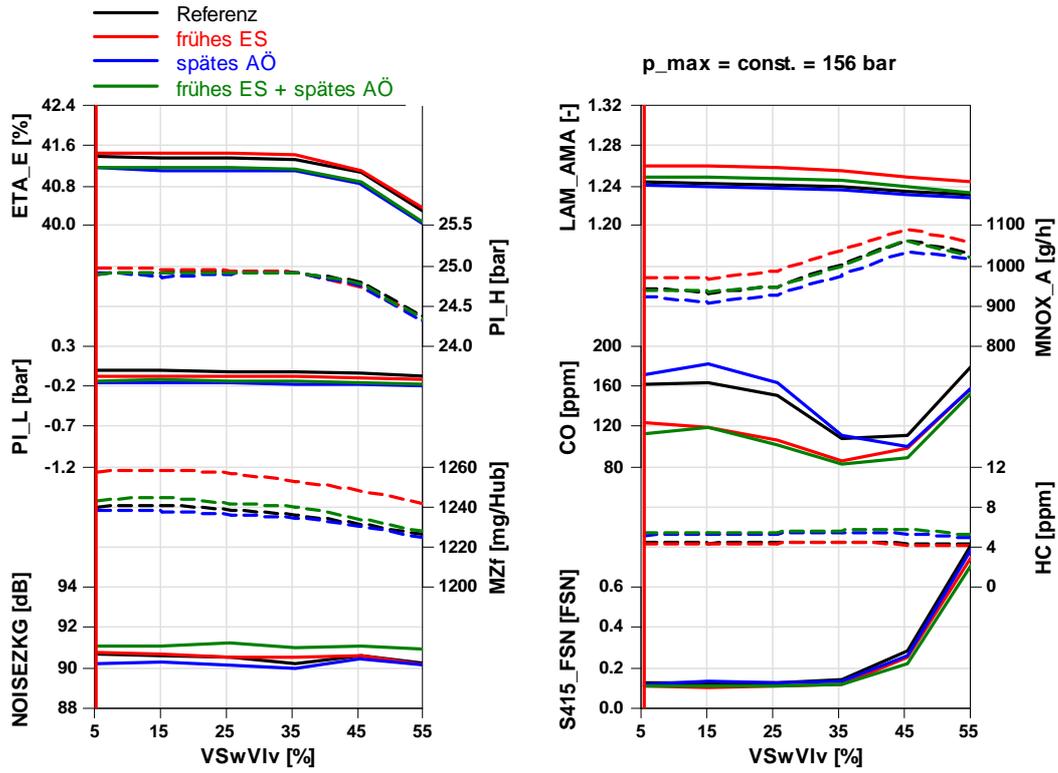


Abbildung A-14, 2000VL kurze NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

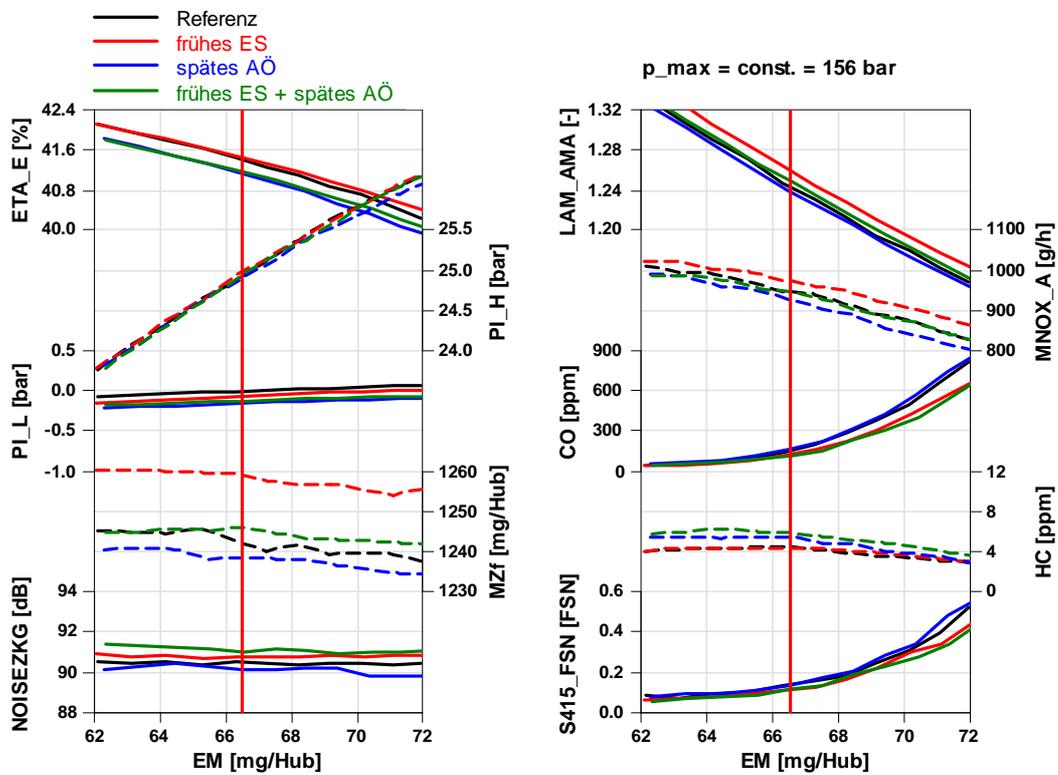


Abbildung A-15, 2000VL kurze NW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

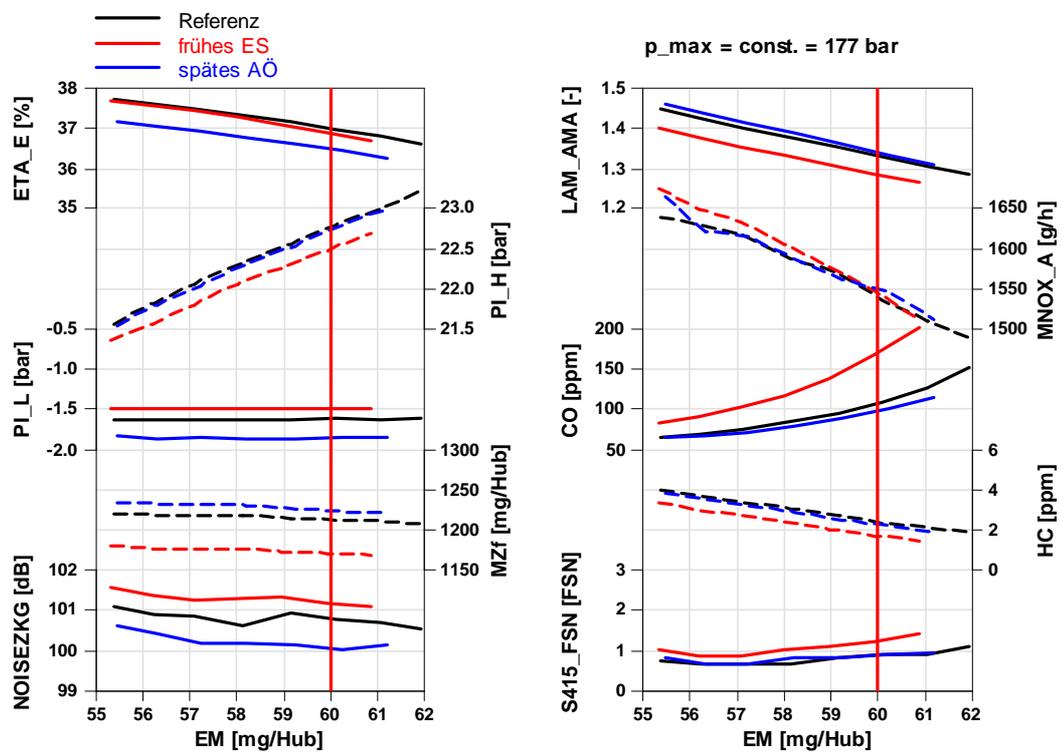


Abbildung A-16, 4000VL kurze NW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

## B. Lange Einlassnockenwelle

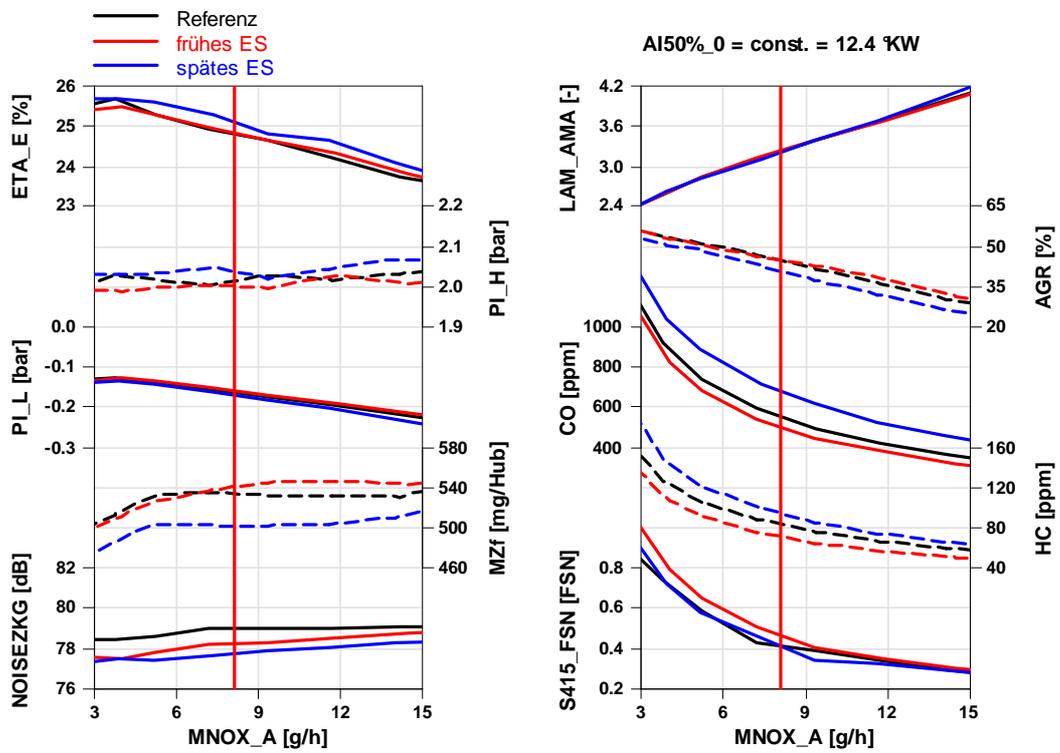


Abbildung B-1, 1250EM06 lange NW, Ergebnisse der AGR-Variation

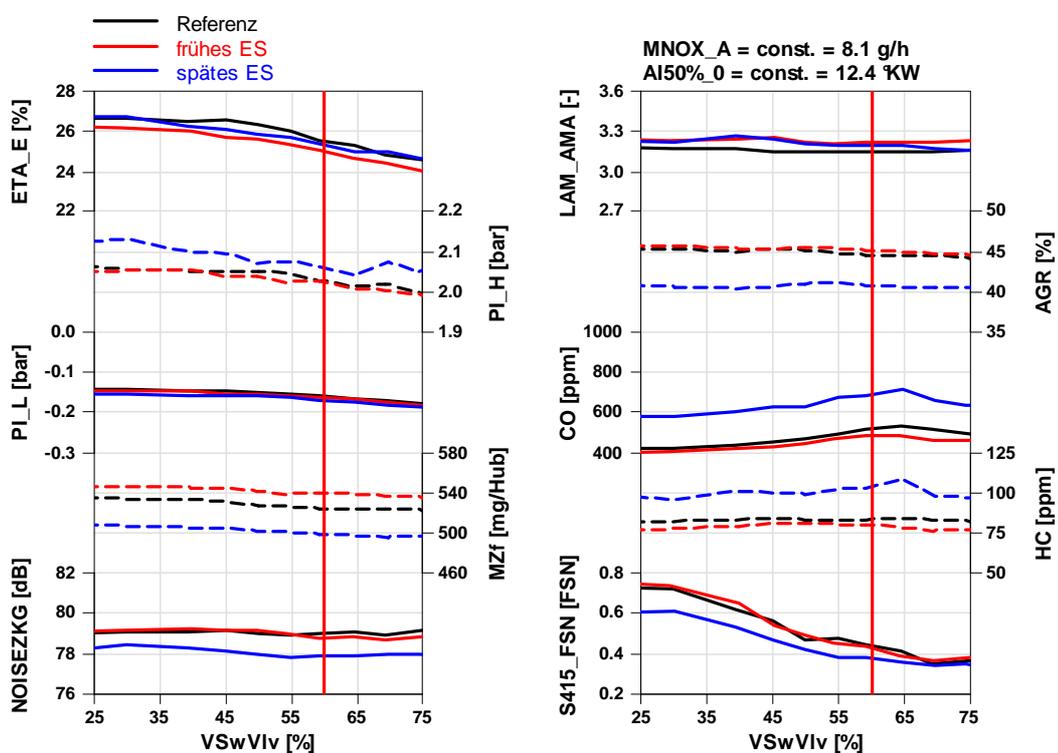


Abbildung B-2, 1250EM06 lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

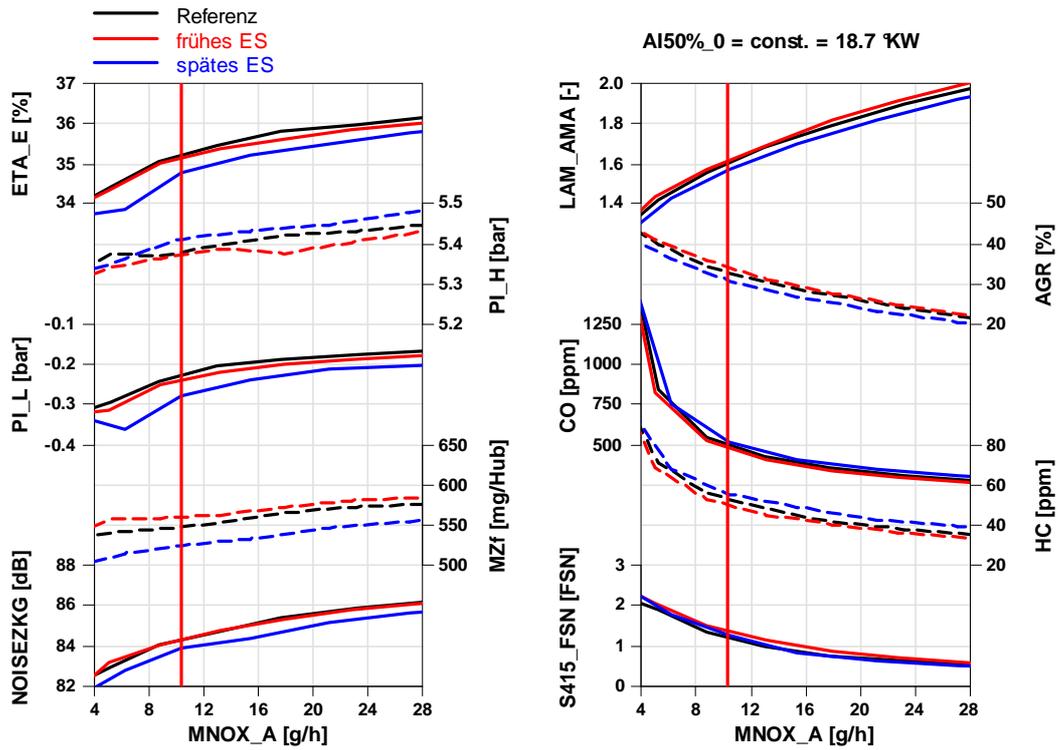


Abbildung B-3, 1500EM15 lange NW, Ergebnisse der AGR-Variation

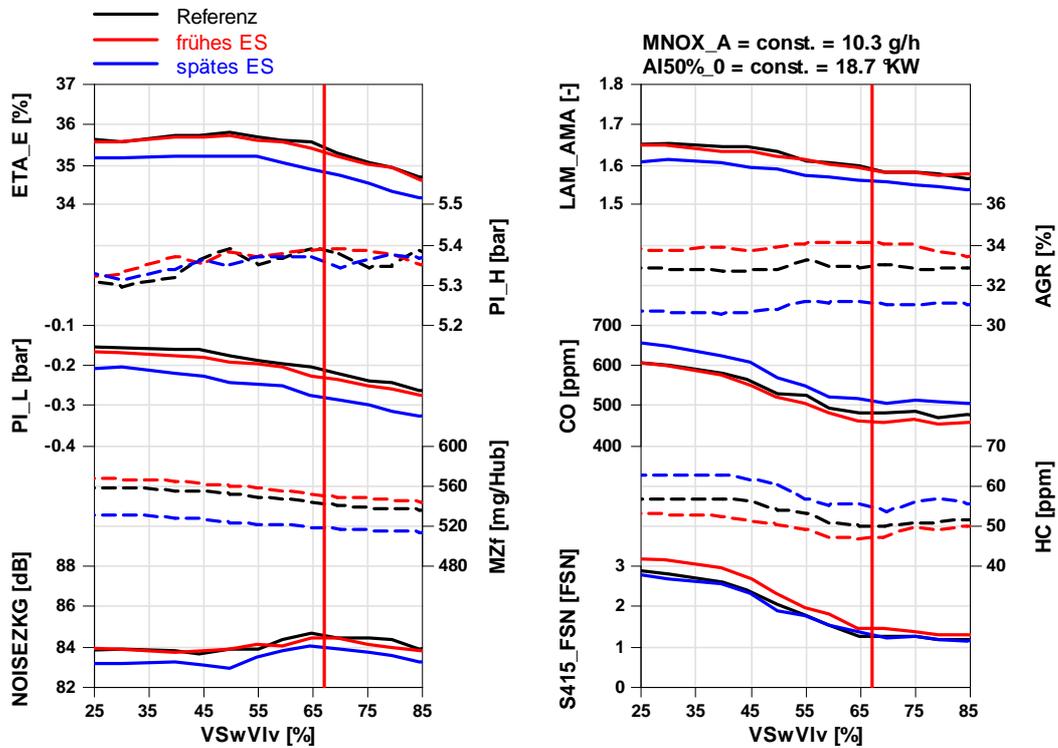


Abbildung B-4, 1500EM15 lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

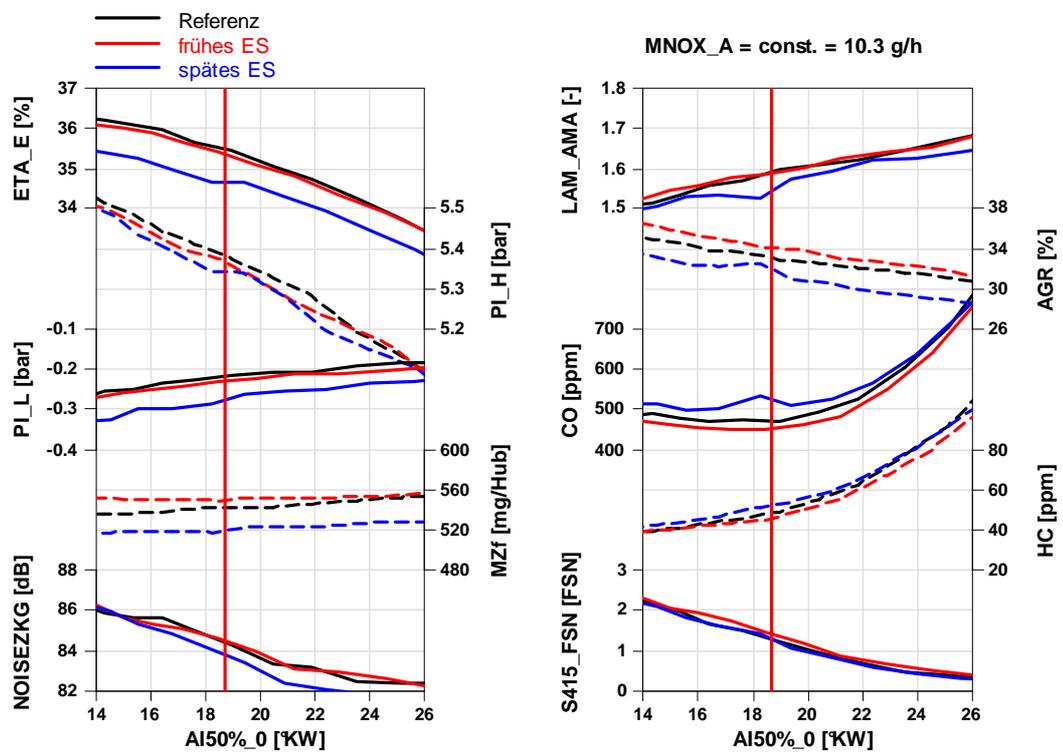


Abbildung B-5, 1500EM15 lange NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

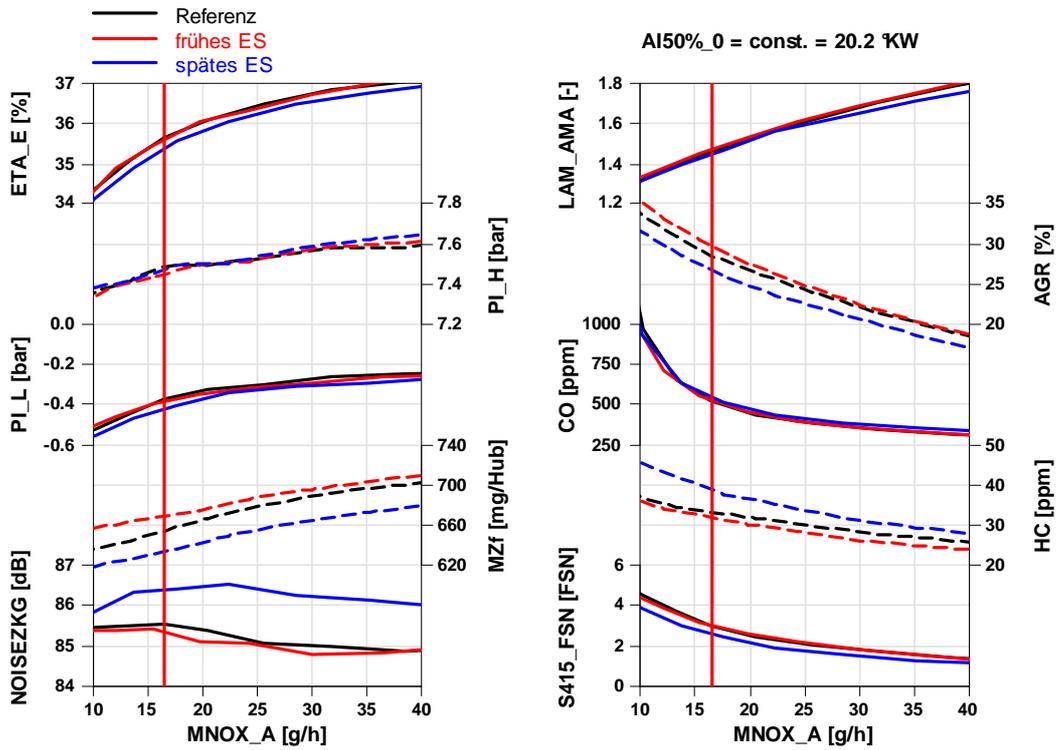


Abbildung B-6, 1750EM21 lange NW, Ergebnisse der AGR-Variation

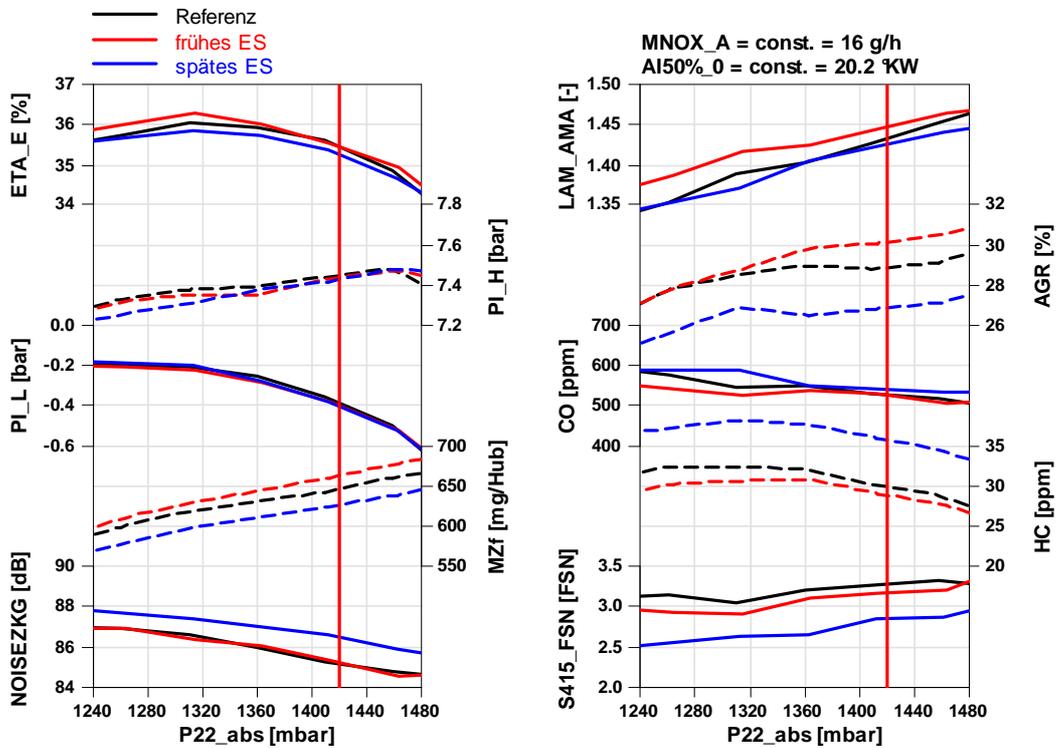


Abbildung B-7, 1750EM21 lange NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

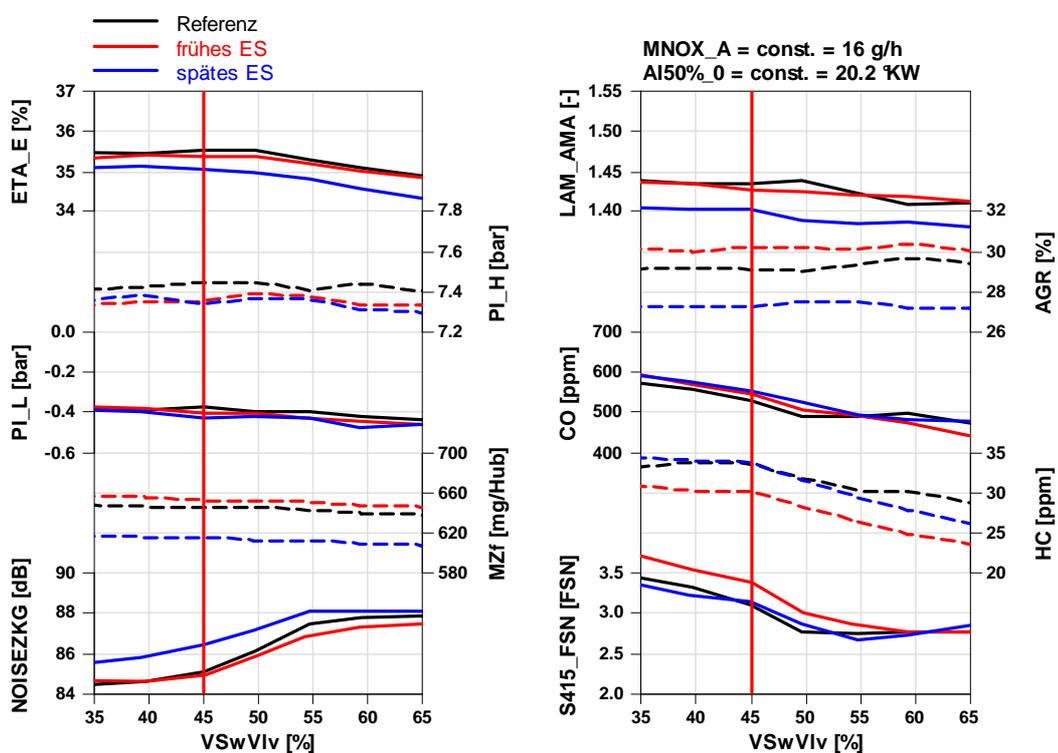


Abbildung B-8, 1750EM21 lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

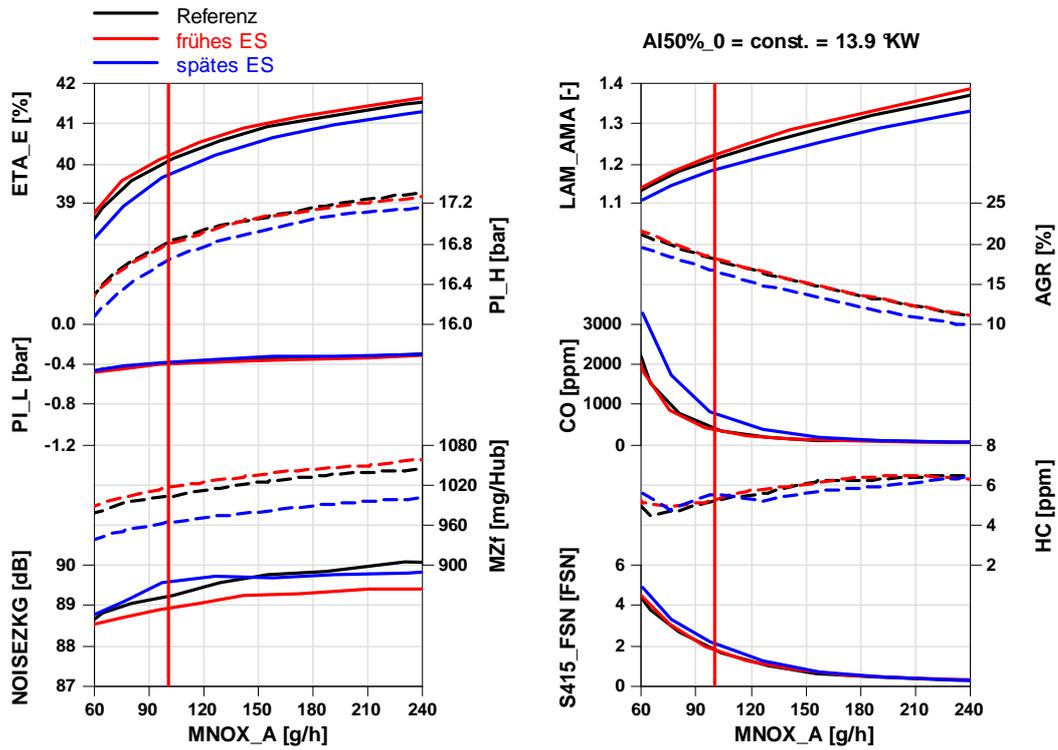


Abbildung B-9, 1750EM45 lange NW, Ergebnisse der AGR-Variation

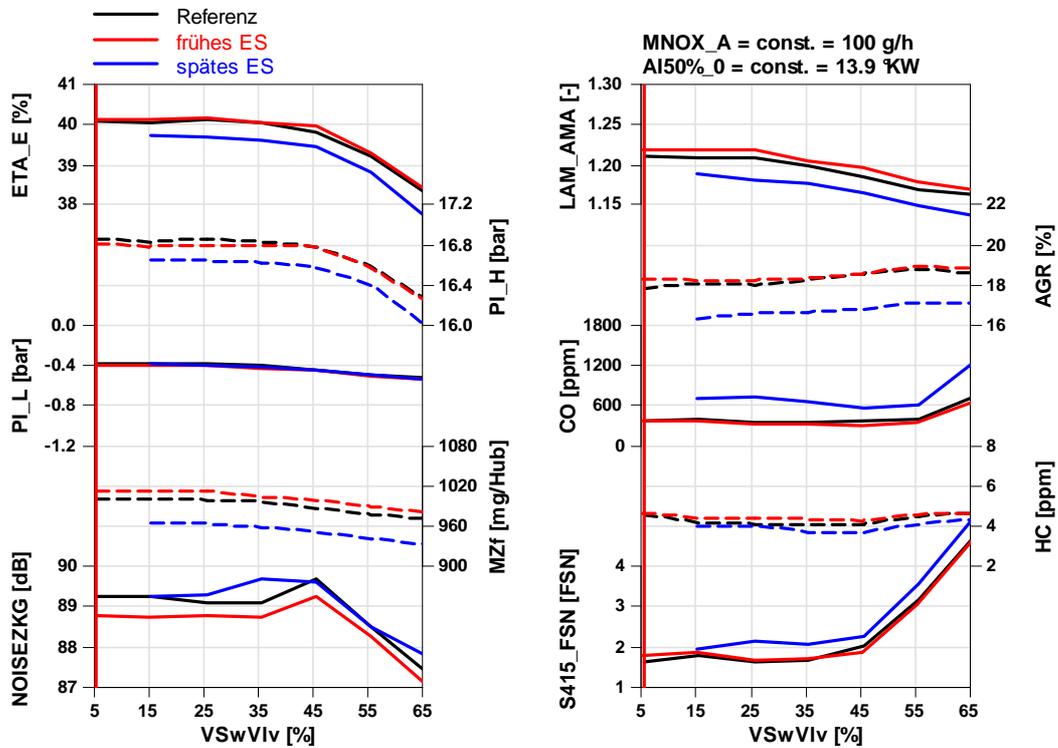


Abbildung B-10, 1750EM45 lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

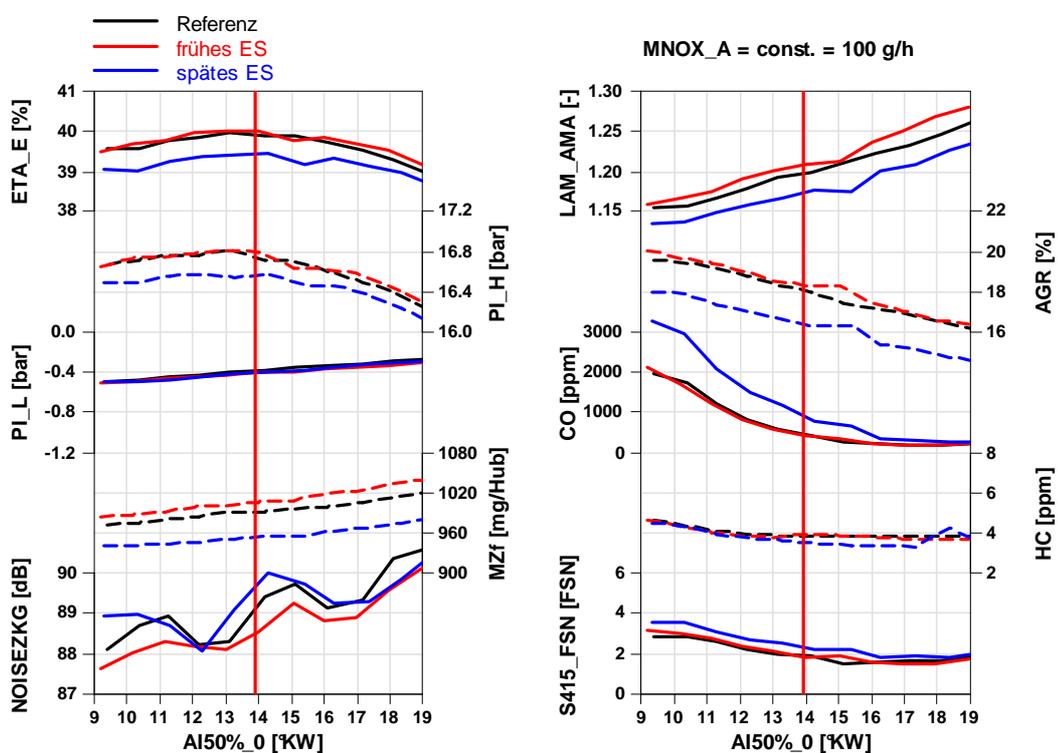


Abbildung B-11, 1750EM45 lange NW, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

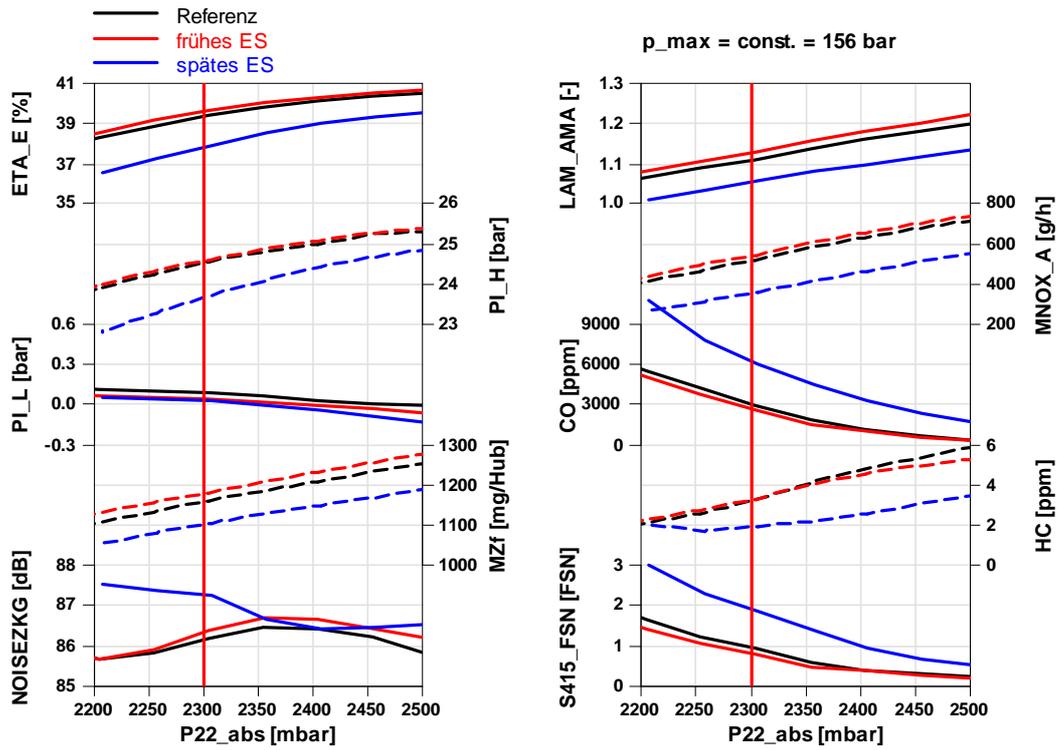


Abbildung B-12, 1500VL lange NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

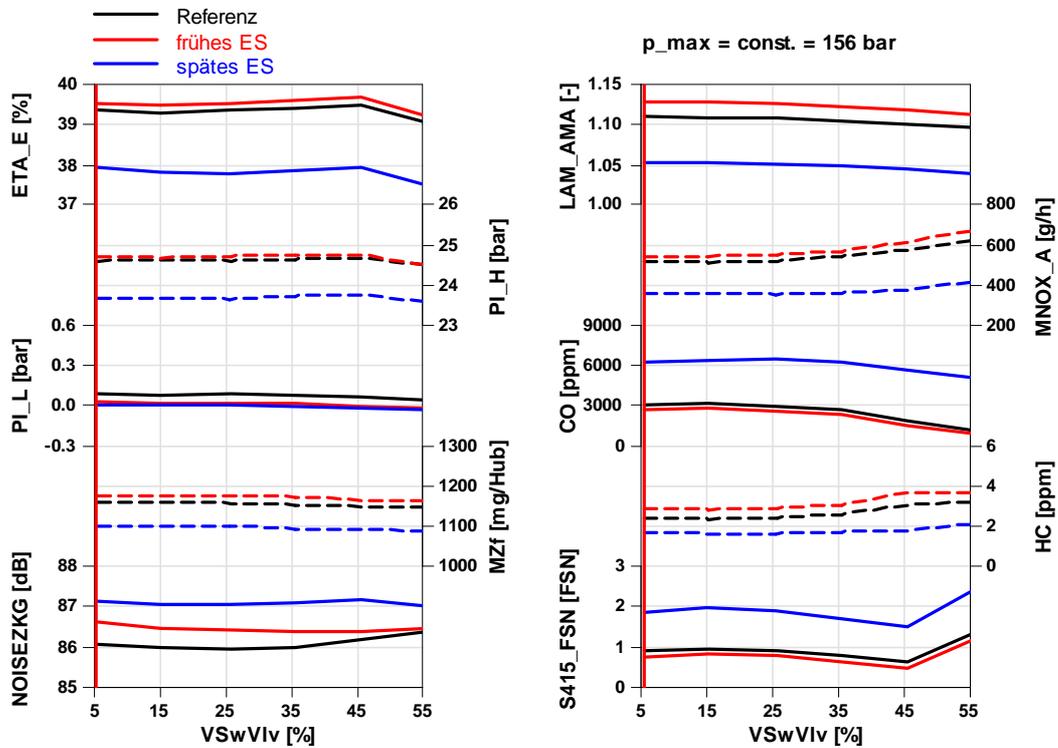


Abbildung B-13, 1500VL lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

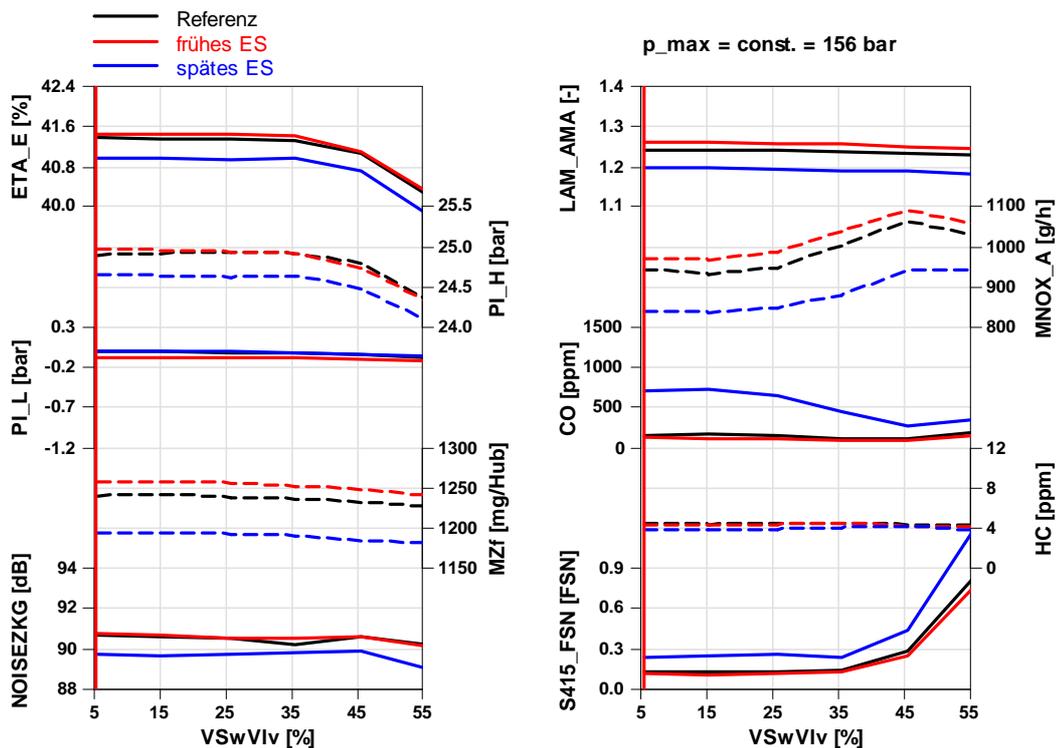


Abbildung B-14, 2000VL lange NW, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

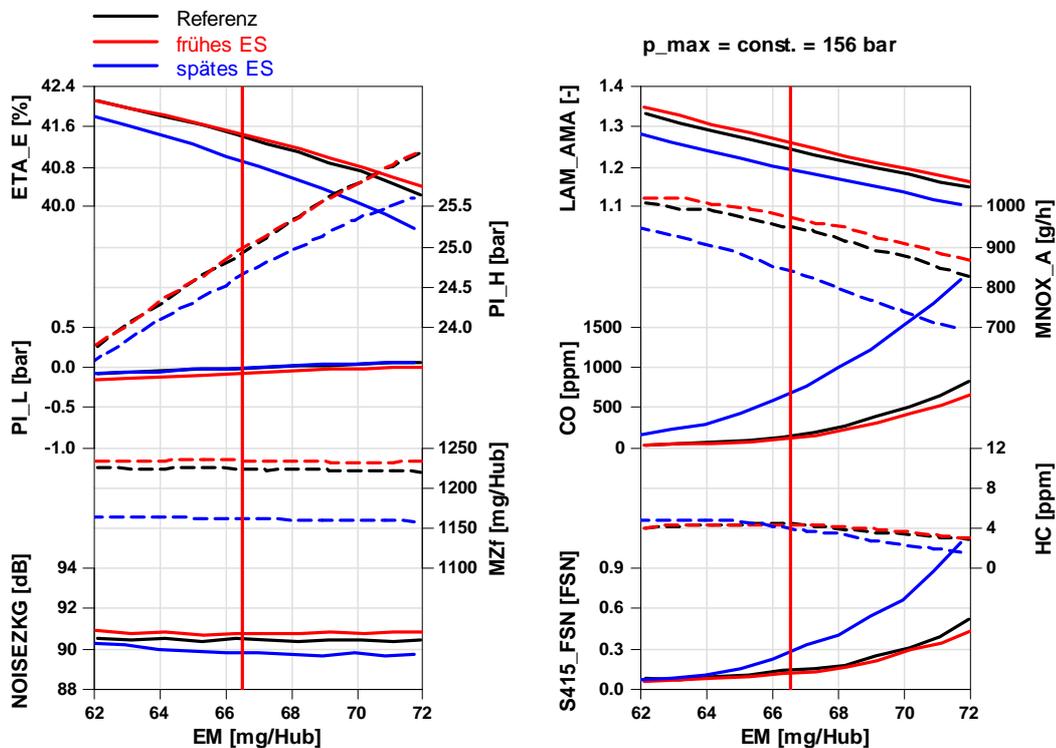


Abbildung B-15, 2000VL lange NW, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

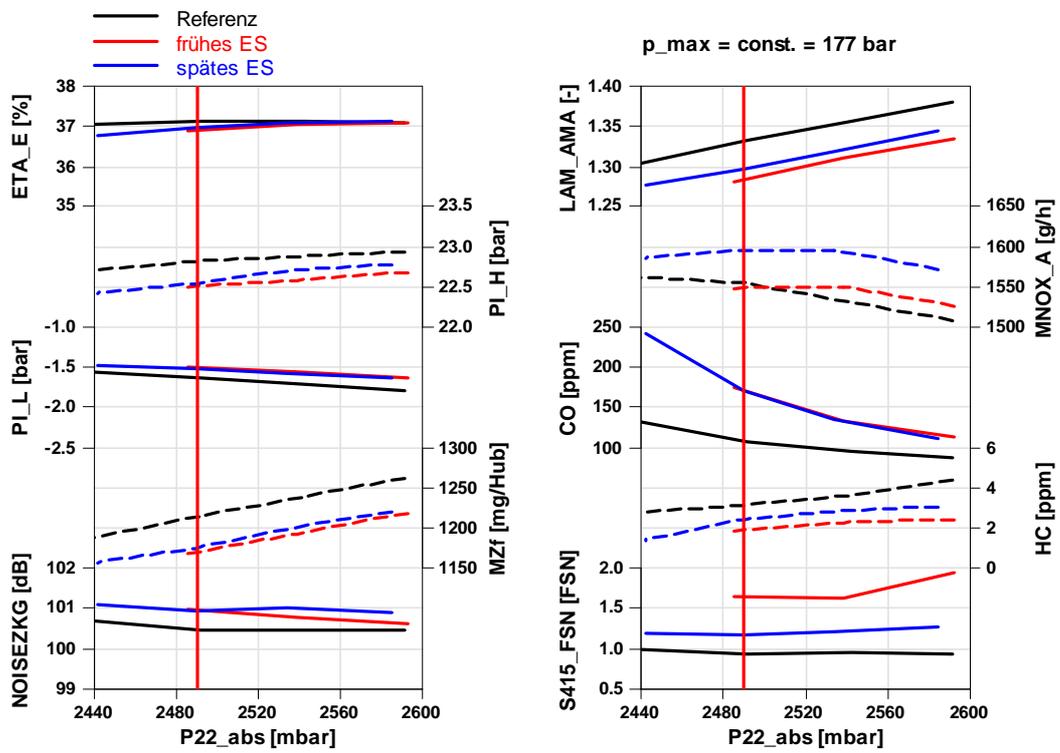


Abbildung B-16, 4000VL lange NW, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

### C. Auslassnockenwelle mit Restgasnocke

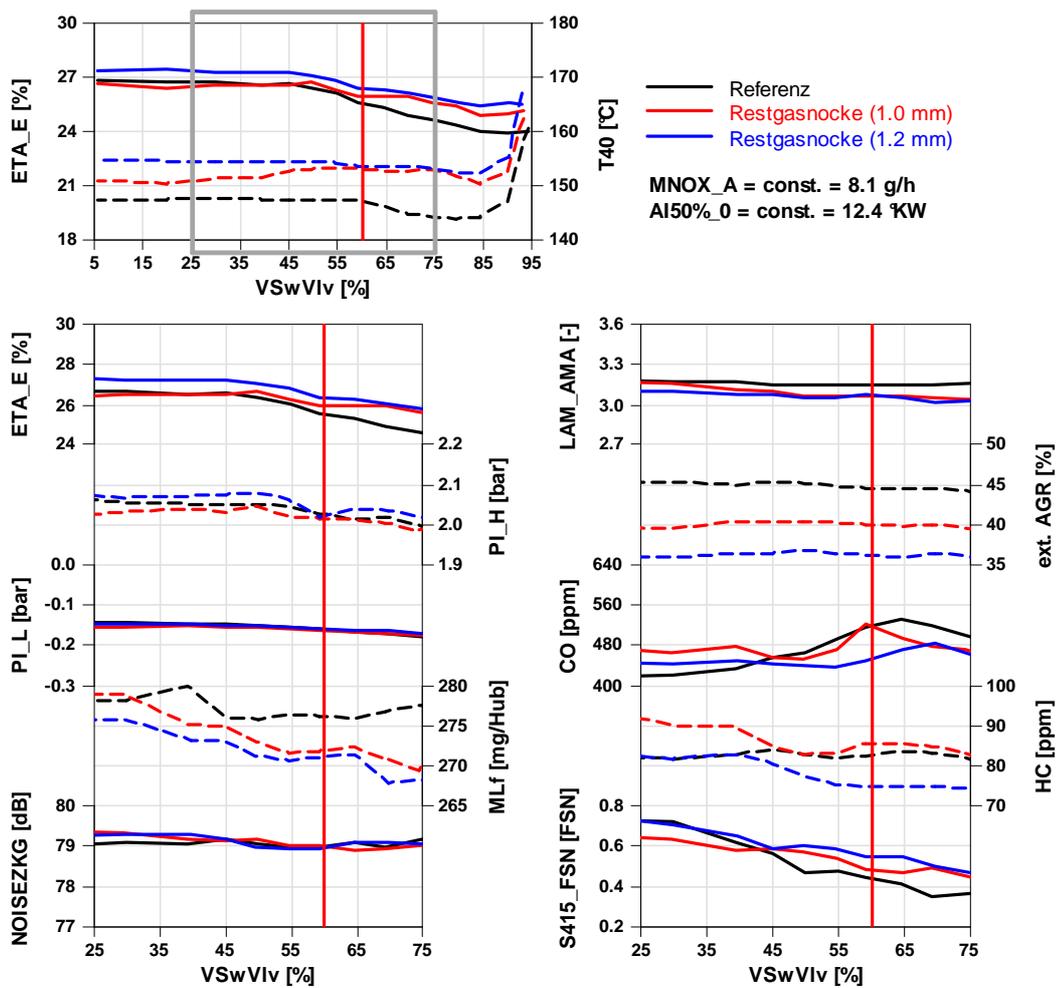


Abbildung C-1, 1250EM06 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

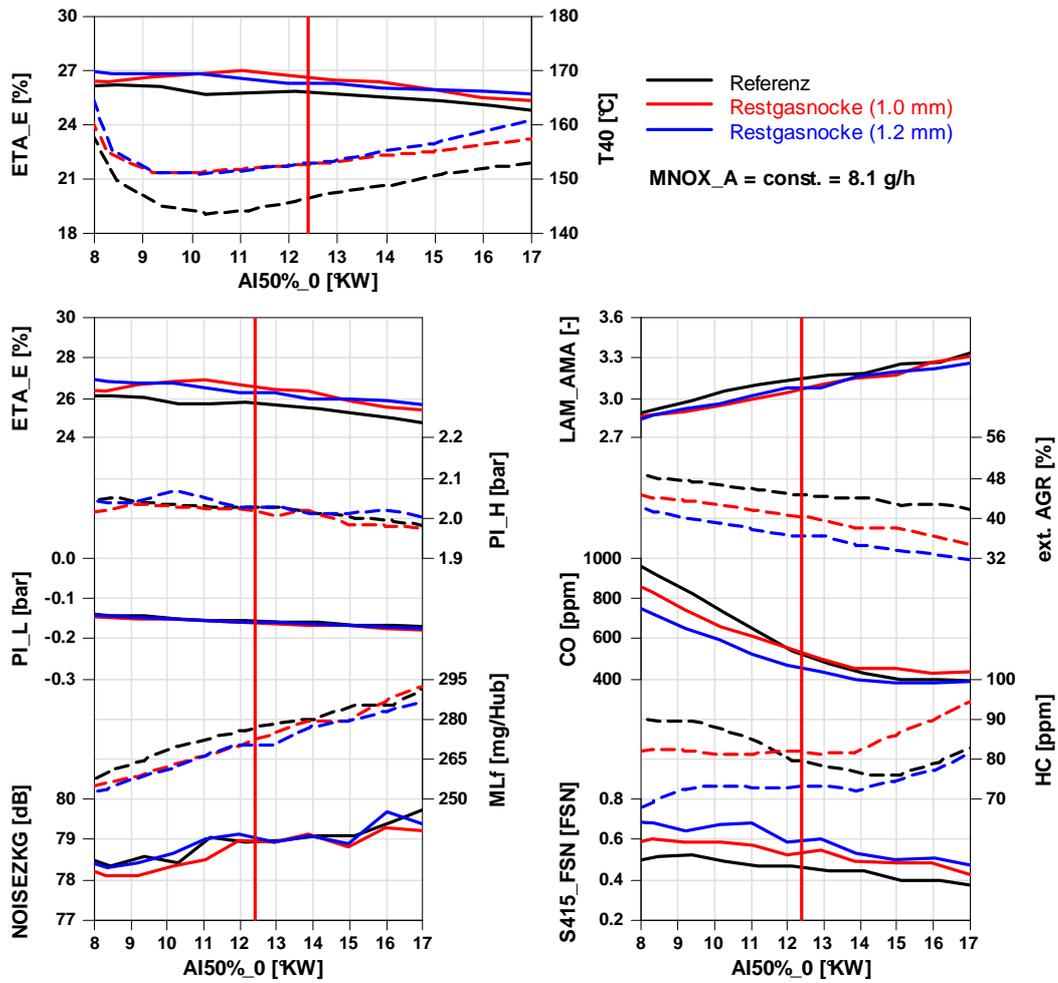


Abbildung C-2, 1250EM06 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

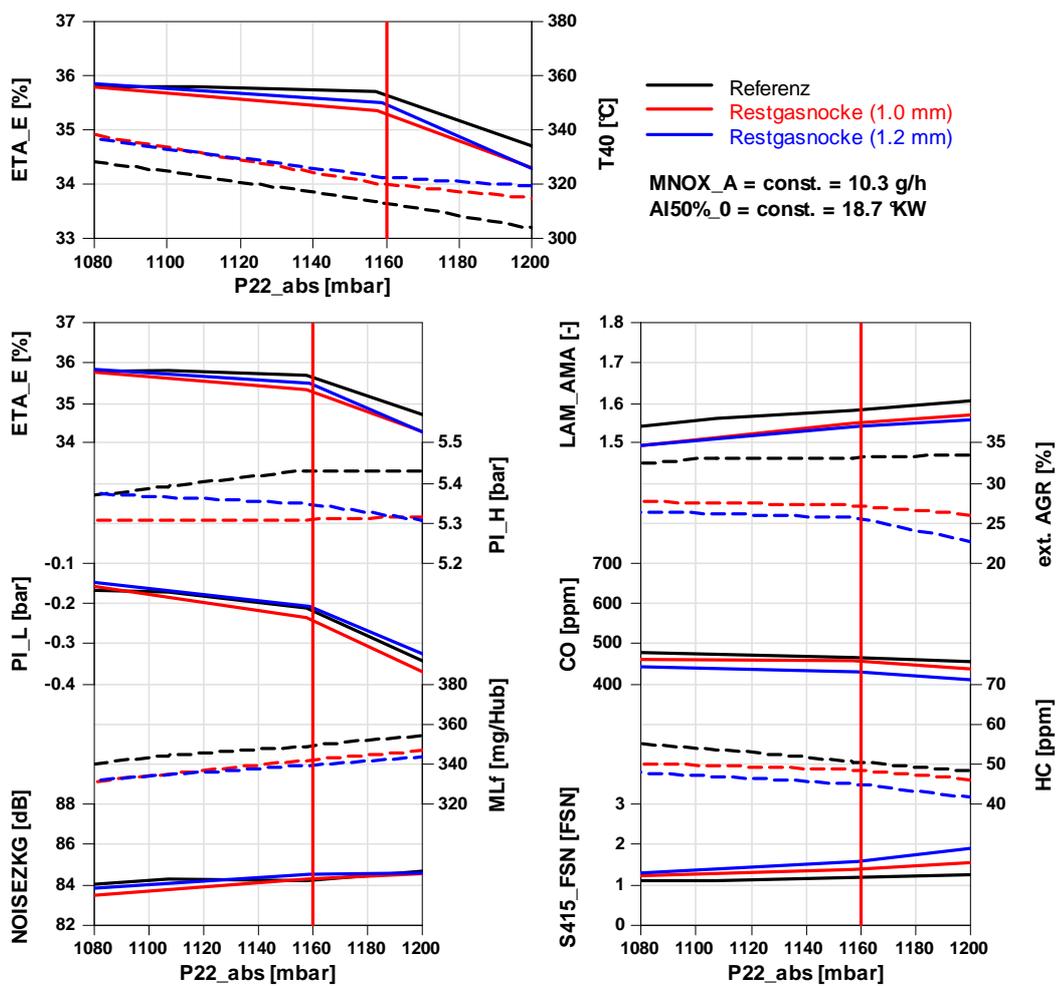


Abbildung C-3, 1500EM15 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

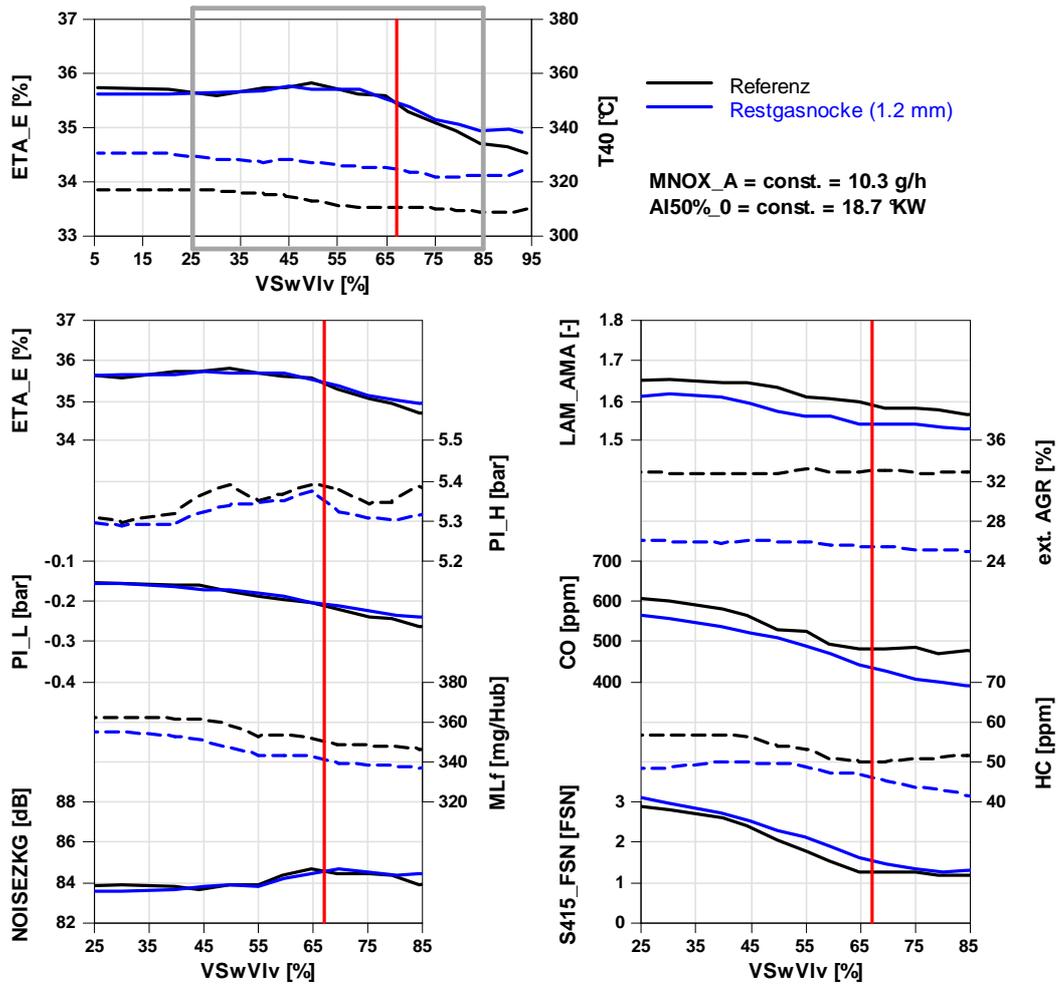


Abbildung C-4, 1500EM15 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

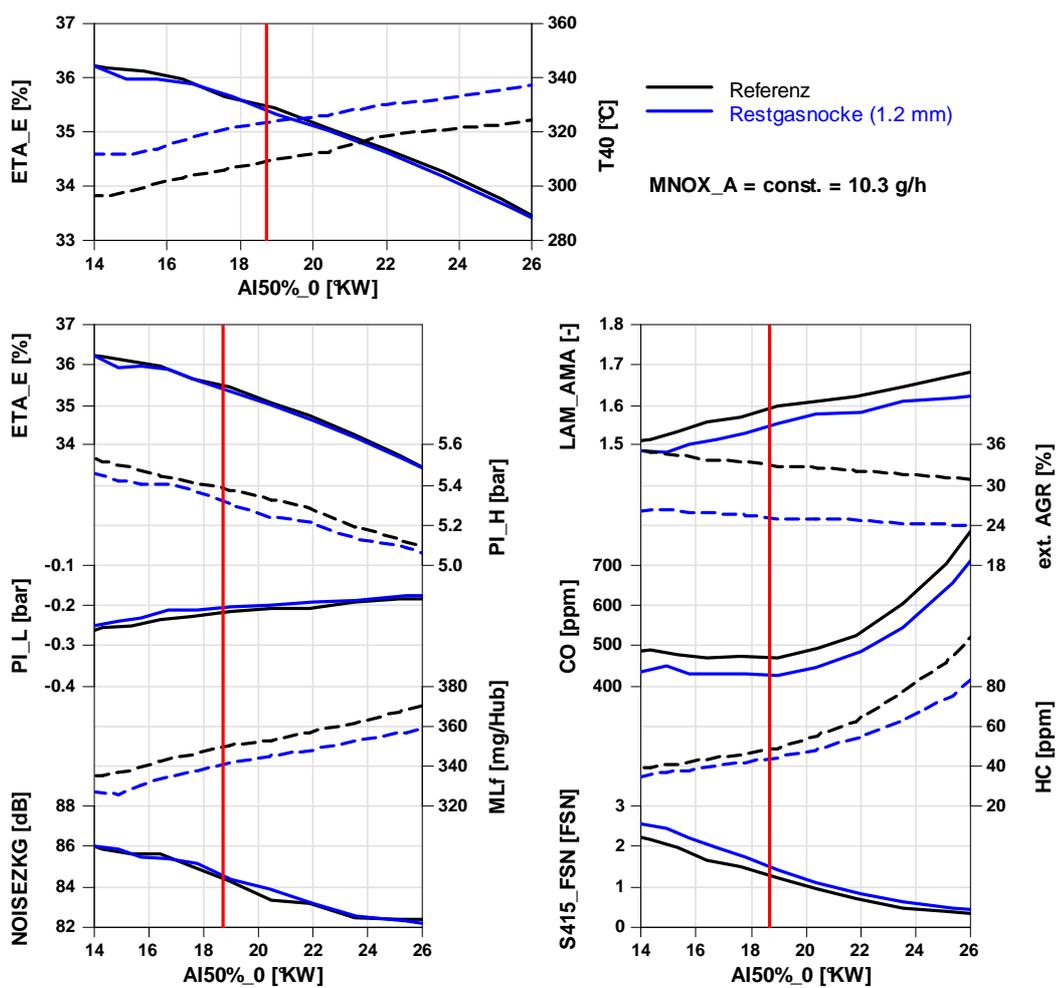


Abbildung C-5, 1500EM15 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

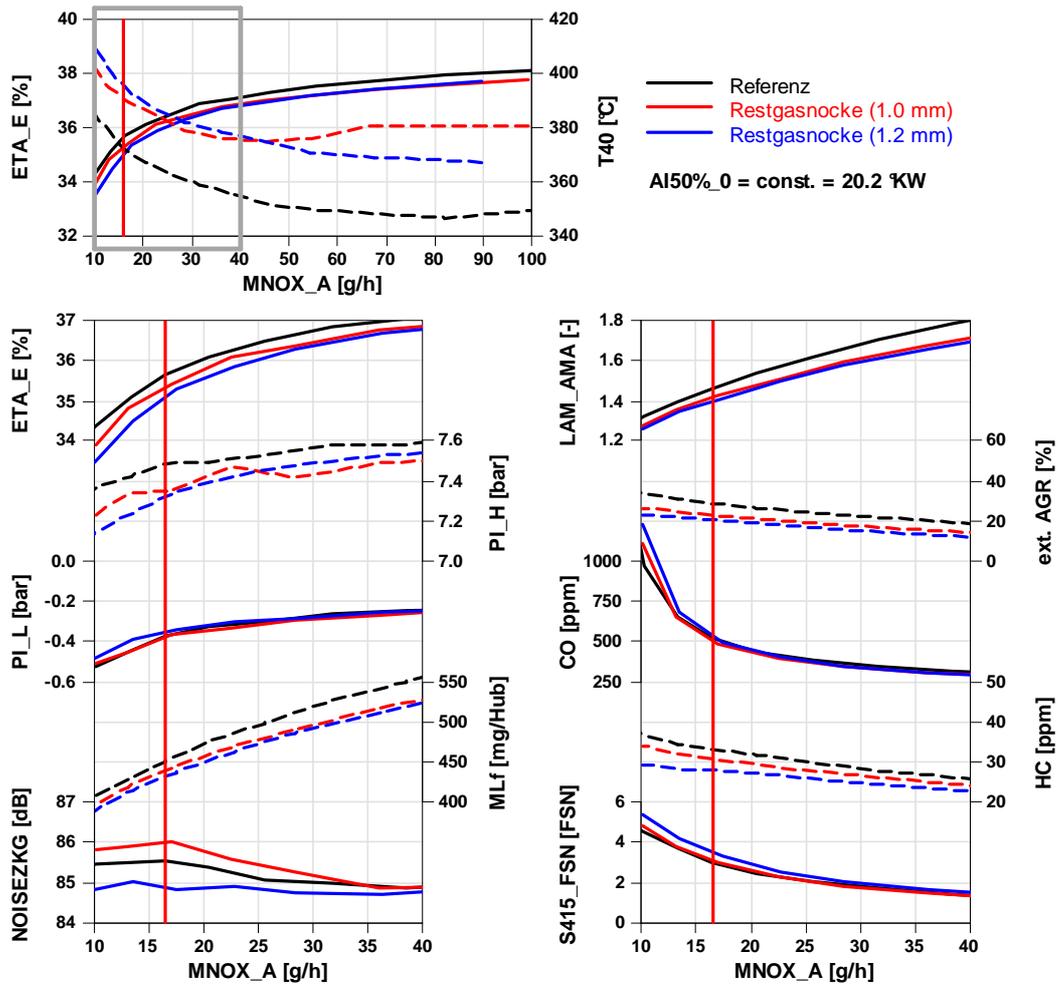


Abbildung C-6, 1750EM21 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der AGR-Variation

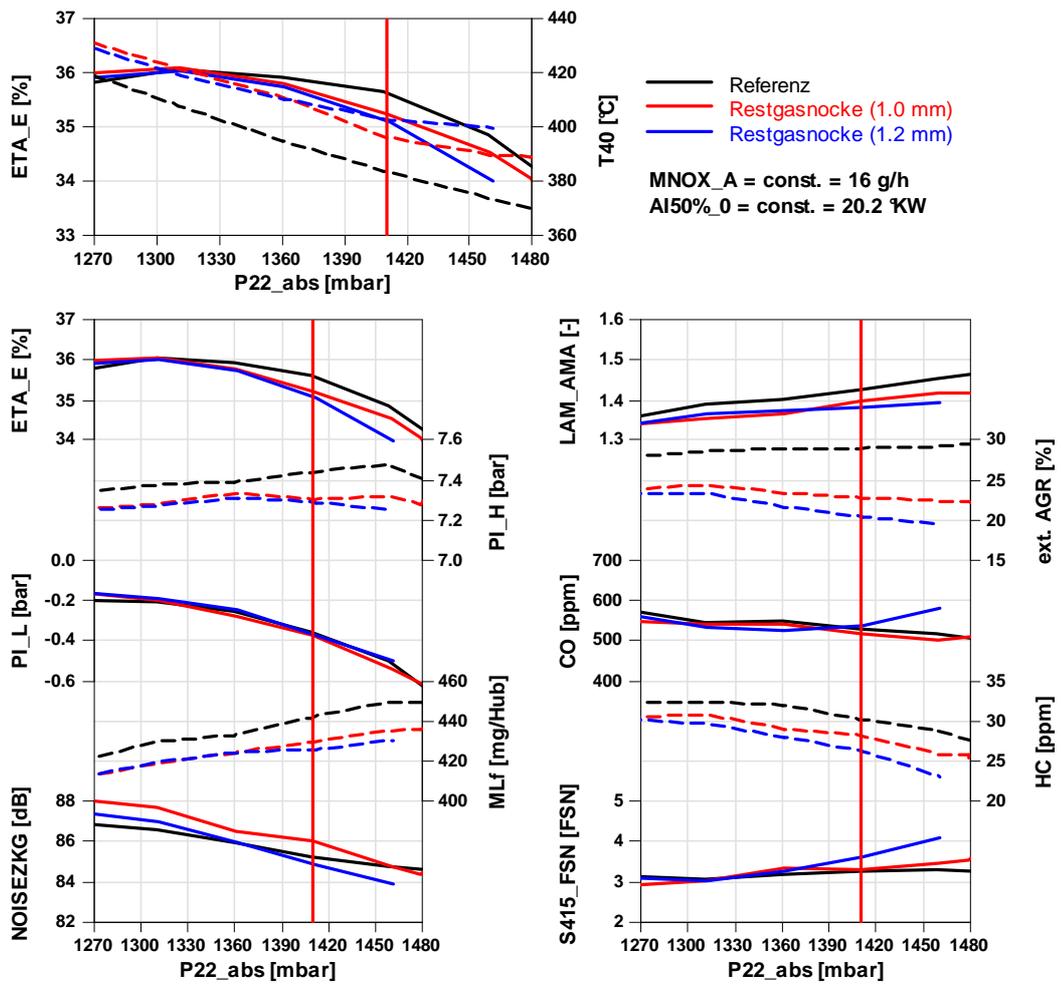


Abbildung C-7, 1750EM21 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

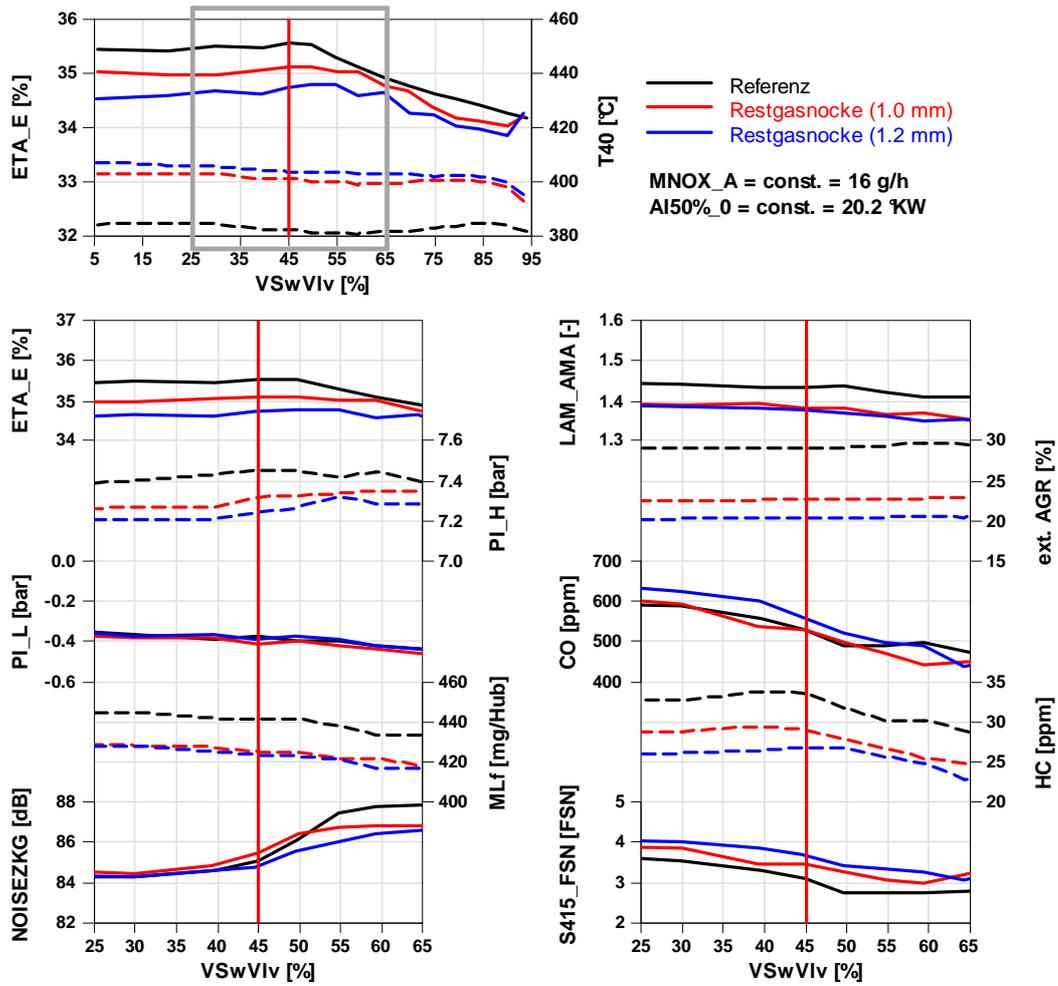


Abbildung C-8, 1750EM21 ANW mit Restgasnocke, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

## D. Konzept Drallsteuerung mittels Teilhub

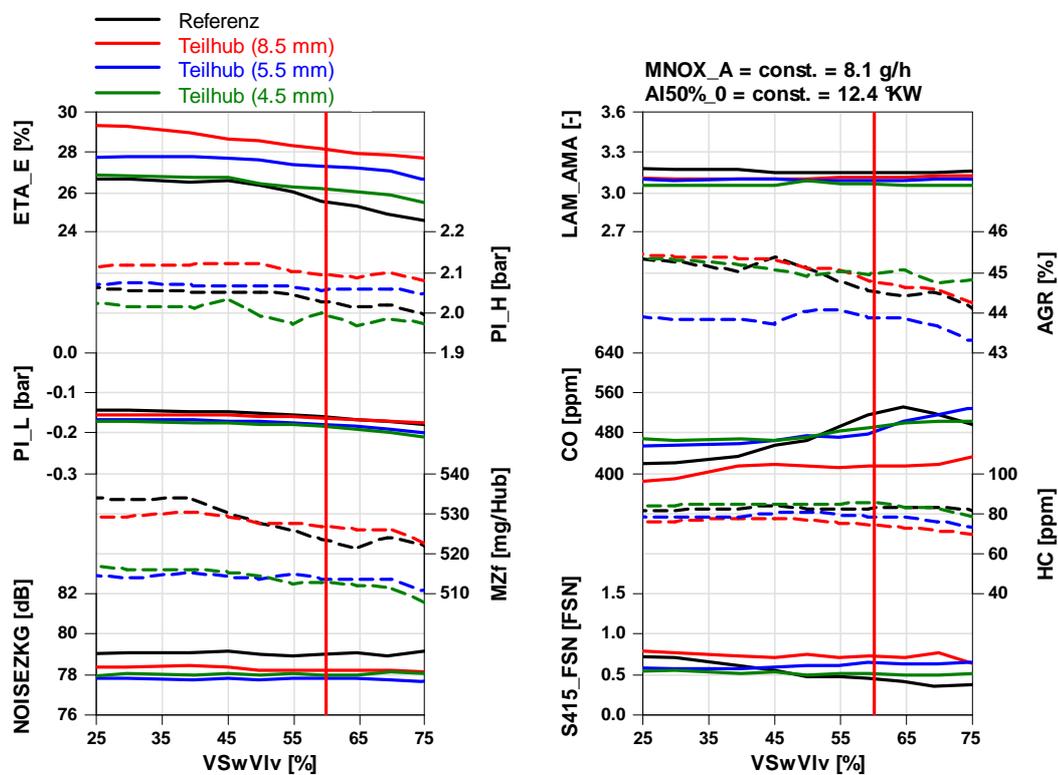


Abbildung D-1, 1250EM06 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

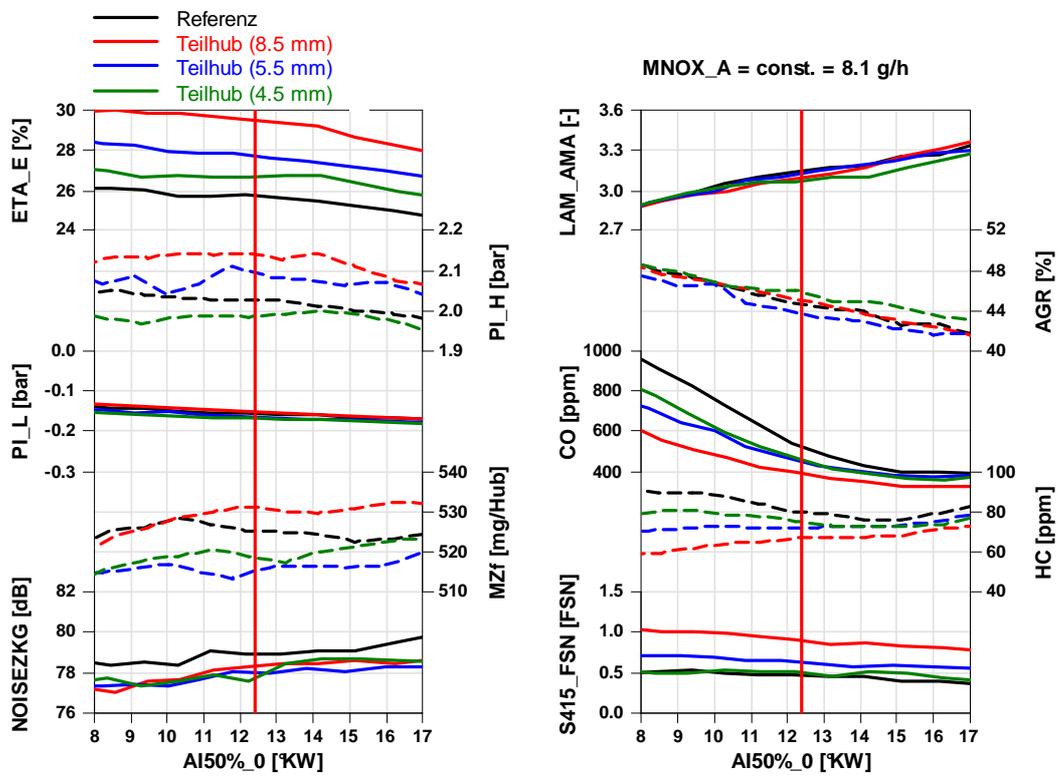


Abbildung D-2, 1250EM06 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

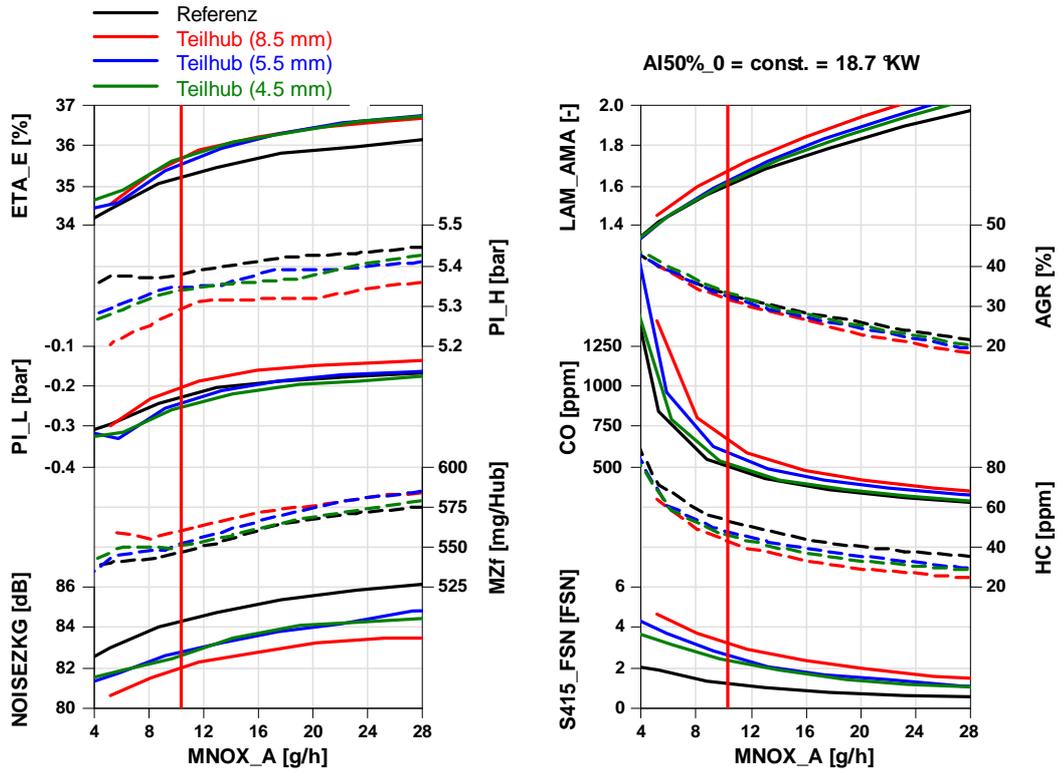


Abbildung D-3, 1500EM15 NW mit Teilhub, Ergebnisse der AGR-Variation

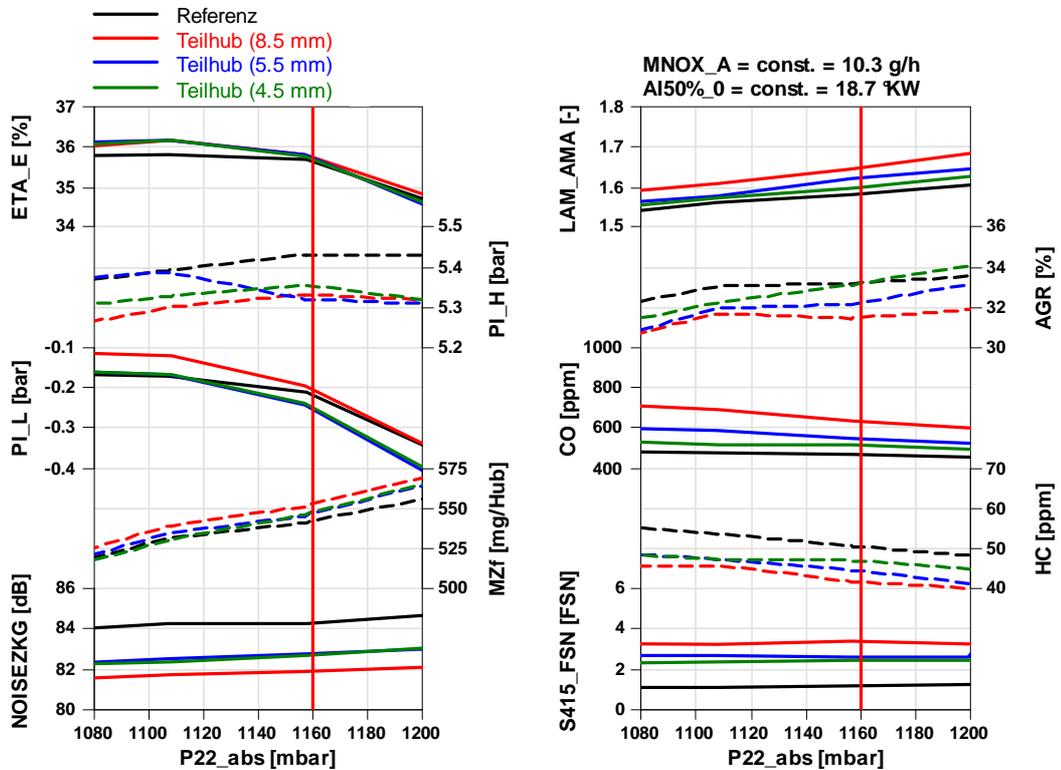


Abbildung D-4, 1500EM15 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Ladedruck-Variation

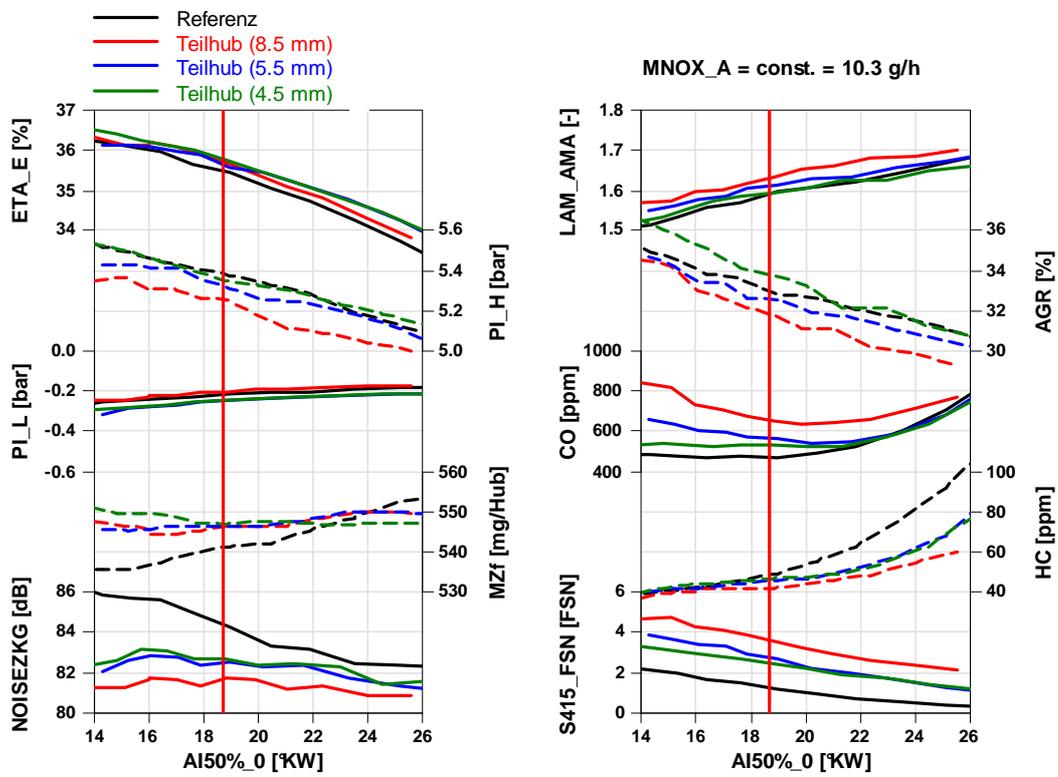


Abbildung D-5, 1500EM15 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

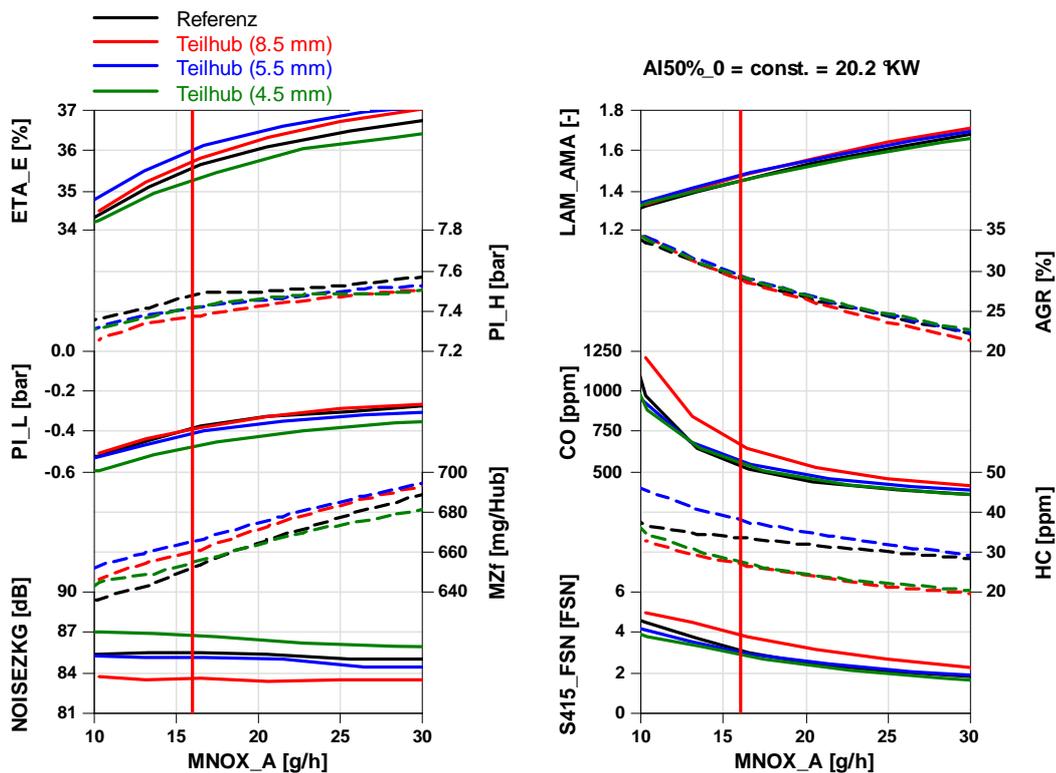


Abbildung D-6, 1750EM21 NW mit Teilhub, Ergebnisse der AGR-Variation

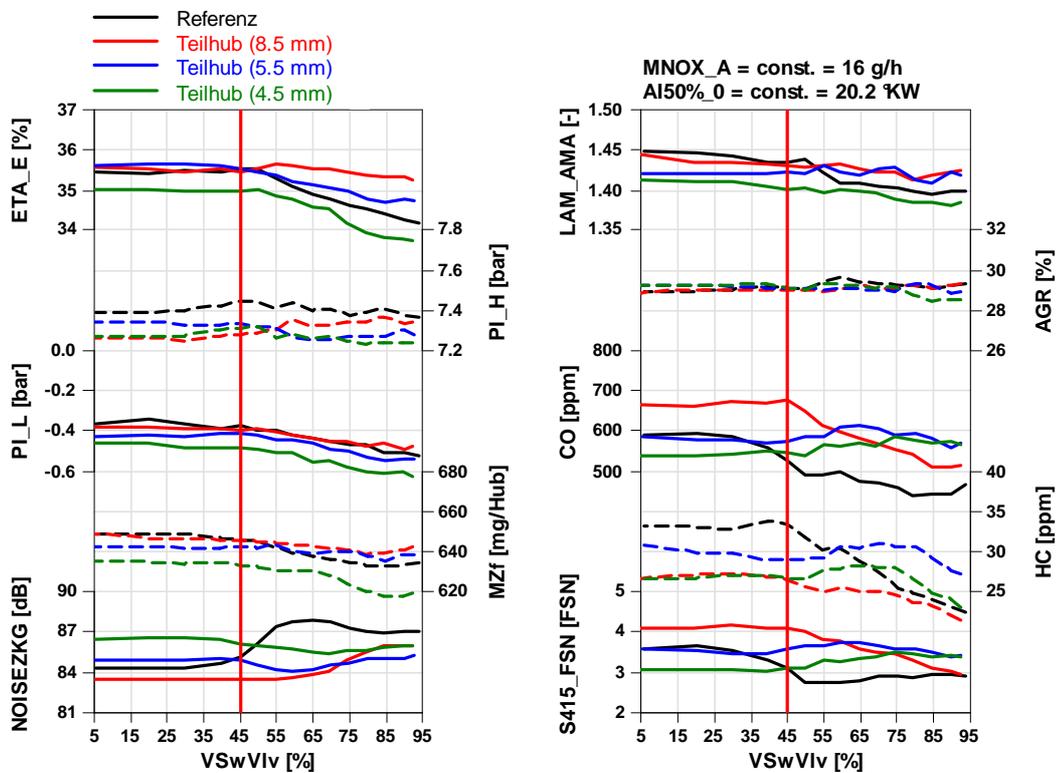


Abbildung D-7, 1750EM21 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

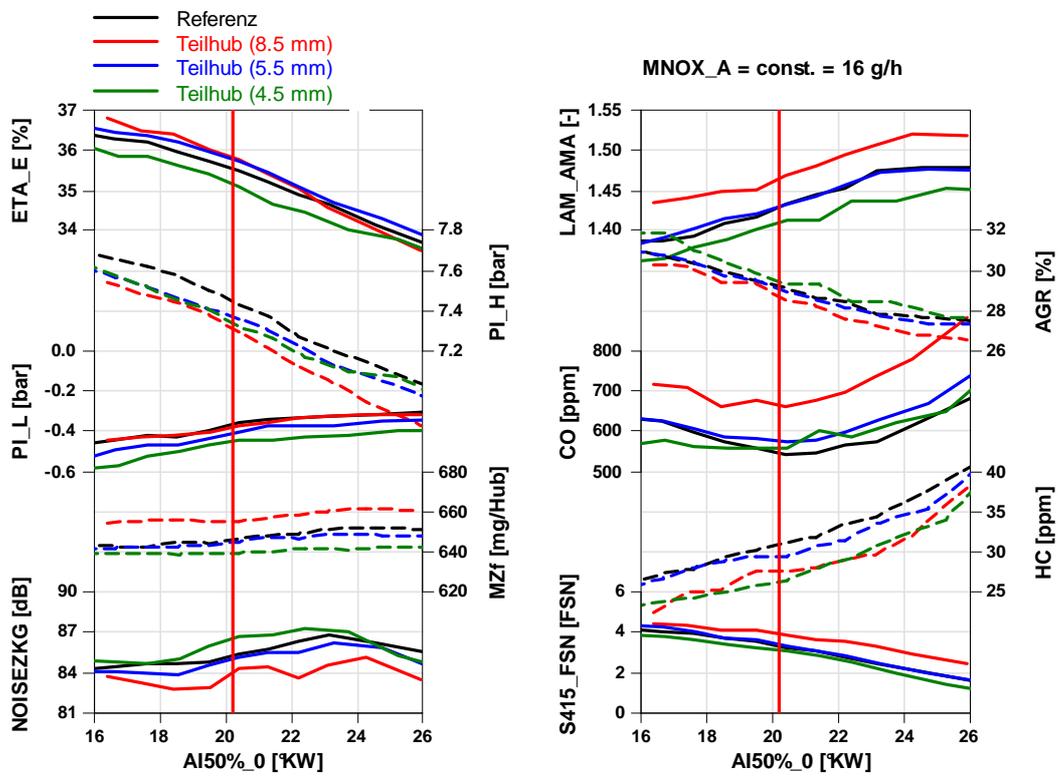


Abbildung D-8, 1750EM21 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

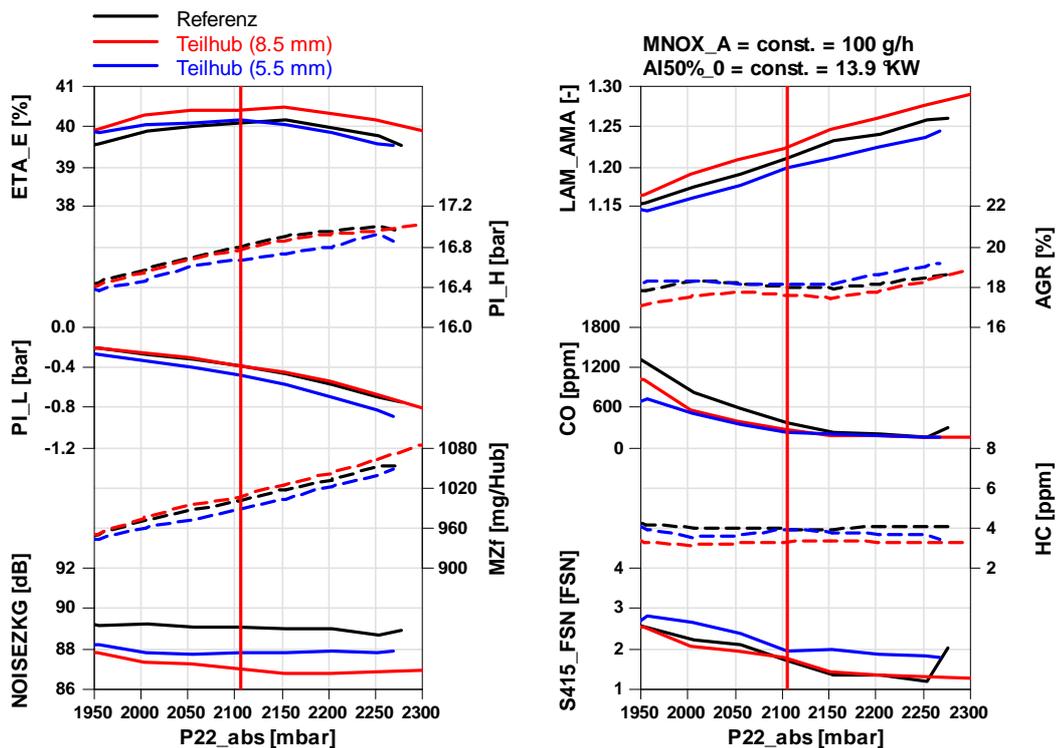


Abbildung D-9, 1750EM45 NW mit Teilhub, Ergebnisse der AGR-Variation

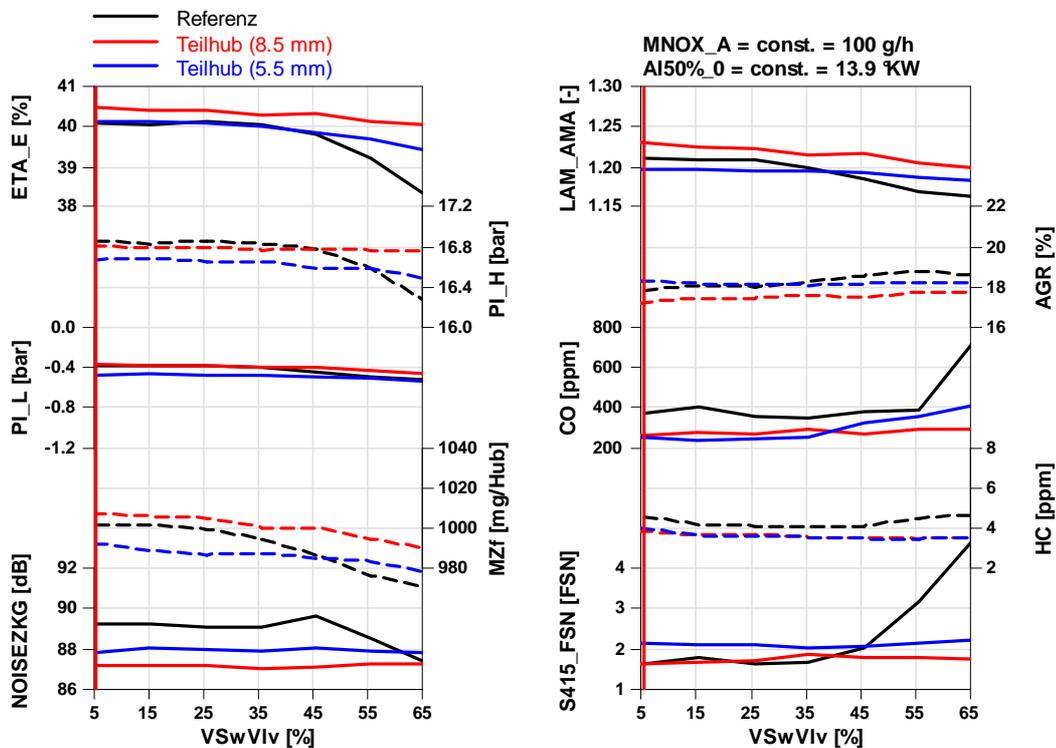


Abbildung D-10, 1750EM45 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

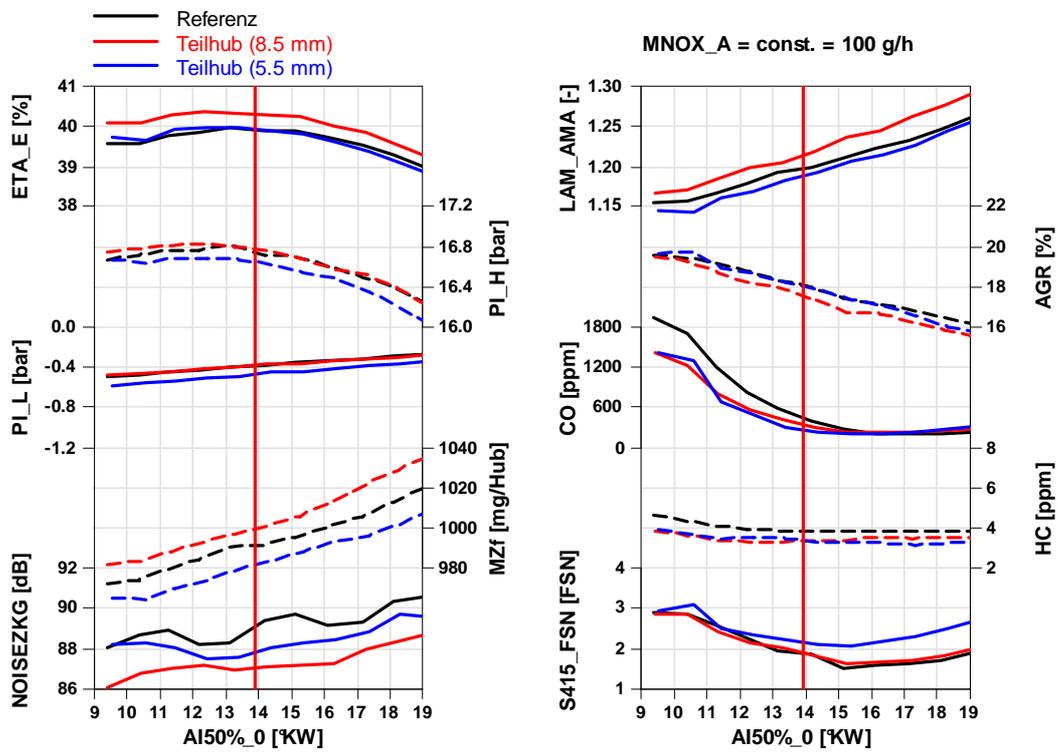


Abbildung D-11, 1750EM45 NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzbeginn-Variation

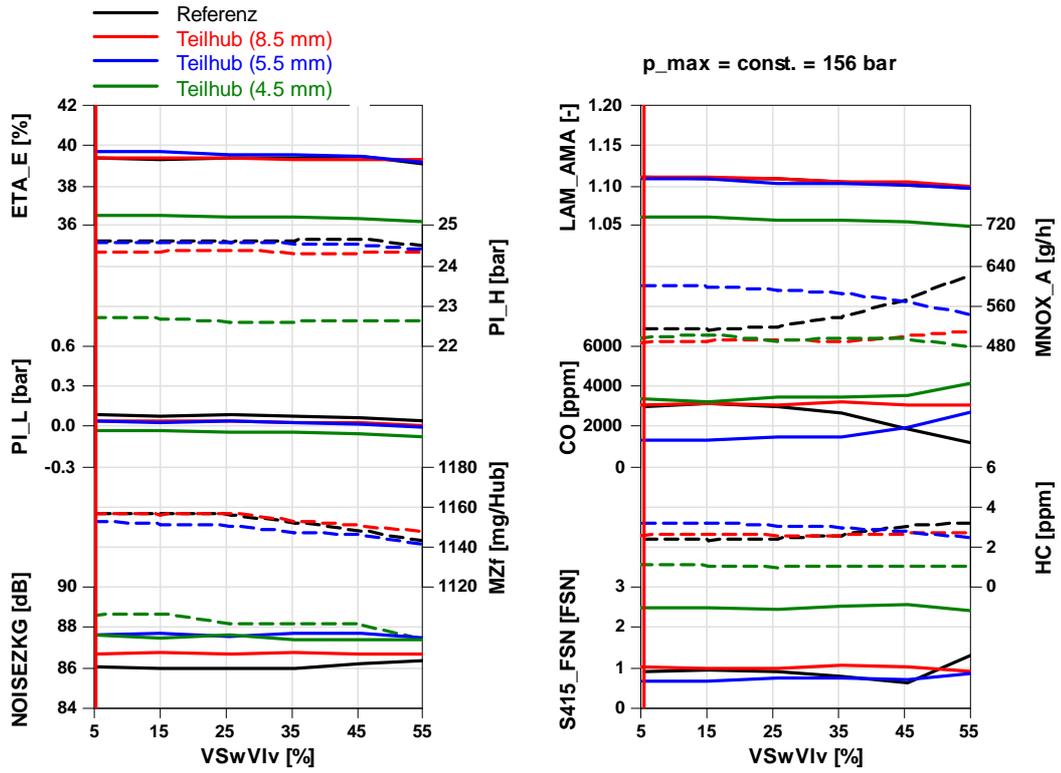


Abbildung D-12, 1500VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

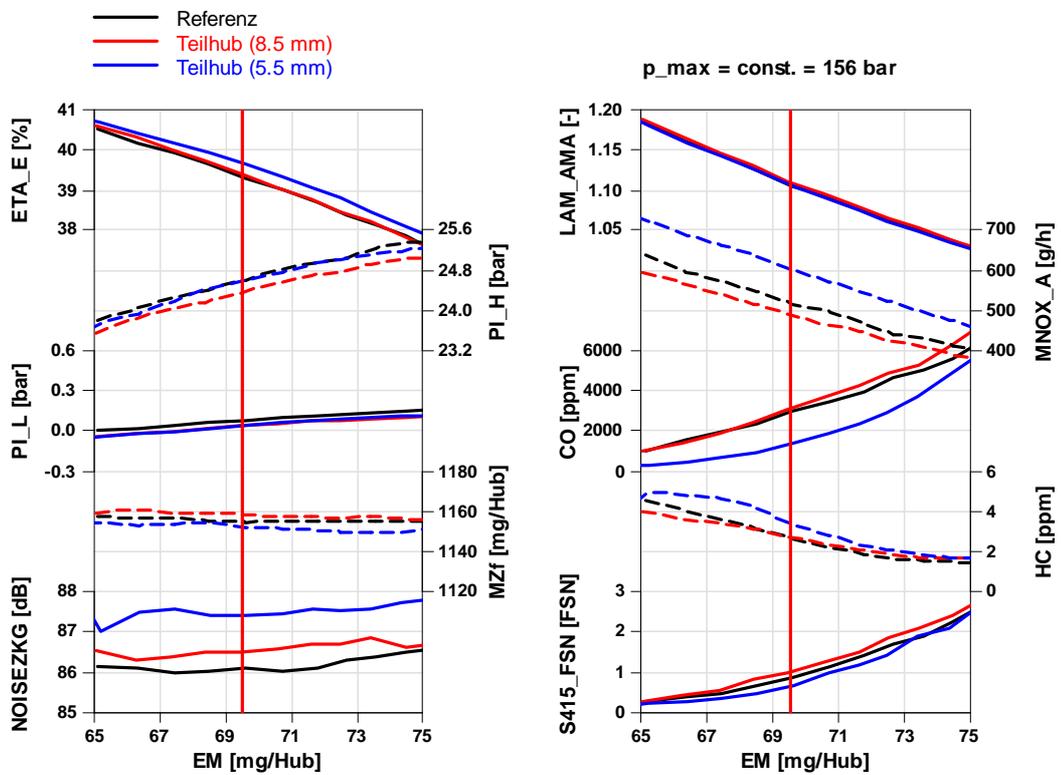


Abbildung D-13, 1500VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Einspritzmengen-Variation

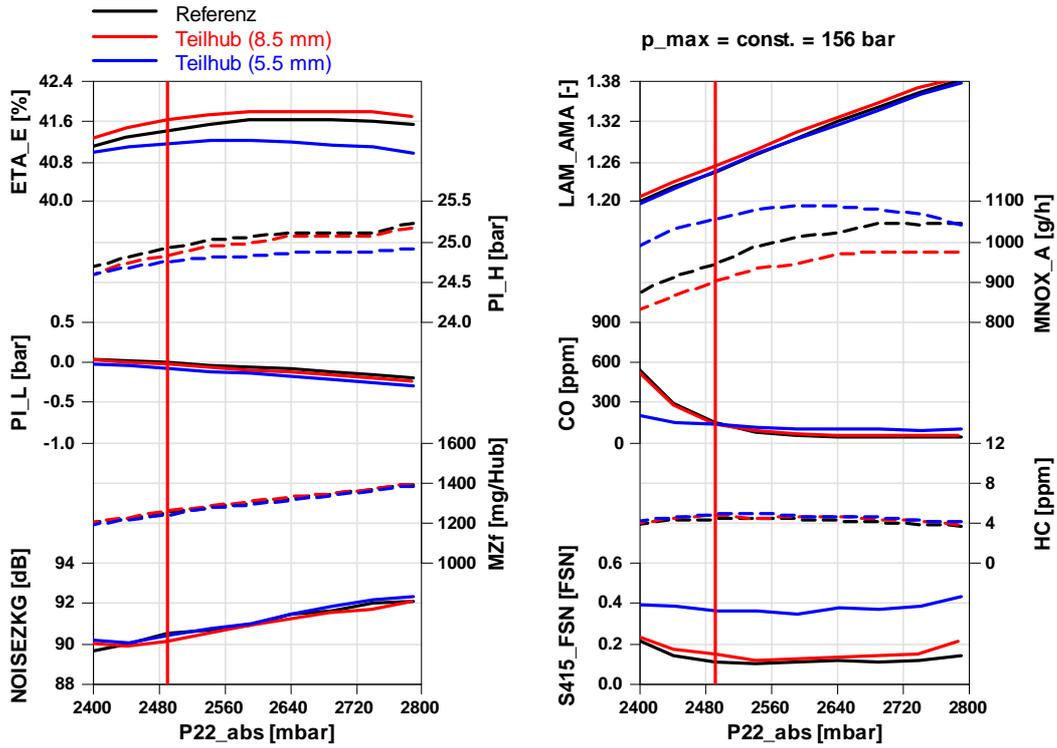


Abbildung D-14, 2000VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

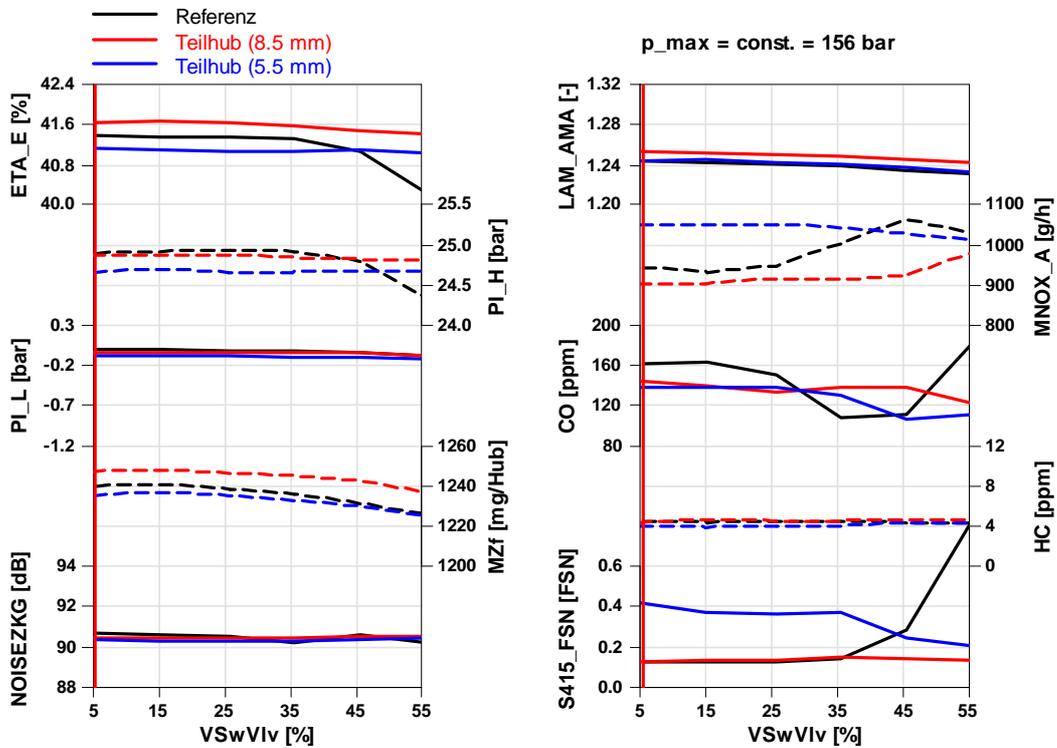


Abbildung D-15, 2000VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Drallklappenstellung-Variation

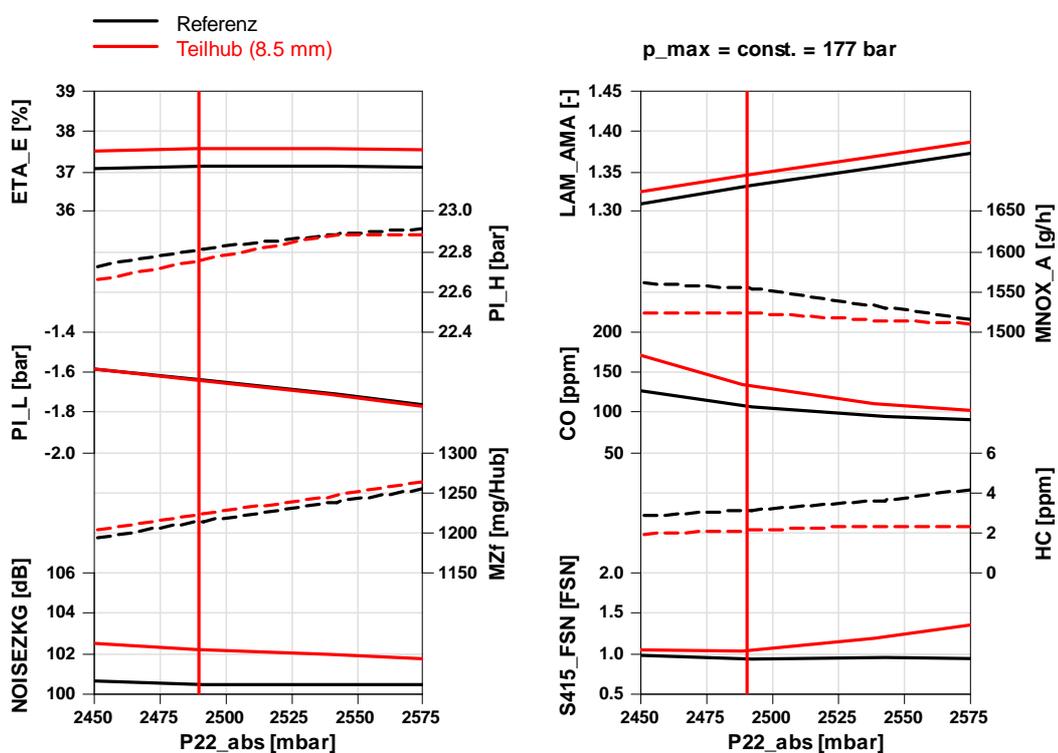


Abbildung D-16, 4000VL NW mit Teilhub, Ergebnisse der Ladedruck-Variation