

DIPLOMARBEIT

EVALUIERUNG EINES SEMI- PHYSIKALISCHEN VERBRENNUNGSMODELLS FÜR DEN EINSATZ IN DER GROSSMOTORENENTWICKLUNG

Verfasser:

Christoph Gruber

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ao.Univ.-Prof. DI Dr. Andreas Wimmer

DI Dr. Gerhard Pirker

Externer Betreuer:

DI Alexander Karlon

Graz, 17.10.2013



Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit entstand im Zuge meiner Tätigkeit als Diplomand im Unternehmen AVL List GmbH. Das Thema „Evaluierung eines semiphysikalischen Verbrennungsmodells für den Einsatz in der Großmotorenentwicklung“ wurde mir, während ich als studentischer Mitarbeiter angestellt war, angeboten. Unter der Leitung von Univ.-Prof. DI. Dr. techn. Helmut Eichlseder wurde am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik dieses Thema angenommen. Die Betreuung übernahmen hierbei Ao.Univ.-Prof. DI Dr. Andreas Wimmer und DI Dr. Gerhard Pirker bei denen ich mich an dieser Stelle bedanken möchte.

Ein weiterer großer Dank gilt meinem Betreuer DI Alexander Karlon sowie Dr. Michael Kordon und Dr. Ingo Allmer, die mir ermöglichten diese Arbeit durchzuführen. Sie waren jederzeit bereit mir bei Problemen zu helfen. Auch den übrigen Mitgliedern des MoBEO-Teams gebührt großer Dank.

Weiters möchte ich mich noch bei meinen Eltern Maria und Hermann Gruber recht herzlich bedanken, da sie immer an mich glaubten und mich ohne zu zögern bei jeden meiner Vorhaben unterstützten. Ebenso bei meinem Bruder Markus Gruber und meiner Freundin Lisa Weichsler.

INHALT

VORWORT	2
INHALT	3
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	5
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	8
ZUSAMMENFASSUNG	9
ABSTRACT	10
1 EINLEITUNG	11
2 THEORETISCHE GRUNDLAGEN	12
2.1 DEFINITION GROßMOTOREN	12
2.2 VERBRENNUNG [7]	12
2.2.1 Einspritzung und Gemischbildung	12
2.2.2 Brennverlauf	14
2.2.3 Abgase	15
2.3 LADUNGSWECHSEL	16
2.3.1 Allgemein	16
2.3.2 Ventilüberschneidung	17
2.3.3 Dimensionslose Ladungswechselgrößen [4]	18
2.3.4 Miller-Verfahren	19
2.4 MODELLIERUNG	20
2.4.1 Motormodelle [1][2][5]	20
2.4.2 Grundgleichungen für Null- und quasidimensionale Modellierung[5]	21
2.4.3 Mittelwertmodelle	21
2.5 MOBEO (MODEL BASED ENGINE OPTIMISATION) [6]	21
2.5.1 Aufbau des Gesamtmodells	22
2.5.2 Zylindermodell	23
3 EXPERIMENTELLE UNTERSUCHUNG	26
3.1 DER EINZYLINDERPRÜFSTAND	26
3.1.1 Ansaugseite	27
3.1.2 Zylinder	28
3.1.3 Abgasseite	28
3.2 PRÜFPROGRAMM	29
3.3 VERSUCHSTRÄGER	30
3.4 MESSDATENAUFBEREITUNG	31
3.4.1 Messdaten für Parametrierung	31
3.4.2 Größen zur Modellparametrierung und -validierung	34
3.5 PARAMETRIERUNG EINES ZYLINDERMODELLS	34
3.5.1 Standardparametrierung	34
3.5.2 Erweiterung der Parametrierung um den QWHT-Einstellparameter	40
4 ERGEBNISSE DER SCHNELLLAUFENDEN MOTOREN	42
4.1 ERGEBNISSE DER PARAMETRIERUNG OHNE ANPASSUNG DER WANDWÄRMEVERLUSTE	42
4.1.1 Motor 1 ohne AGR, Miller-Verfahren u. Drall	42
4.1.2 Motor 2 mit AGR, ohne Miller und Drall	44
4.2 ERGEBNISSE DER MODELLE MIT ANPASSUNG DER WANDWÄRMEVERLUSTE	47
4.2.1 Ergebnisse von Motor 1 mit angepassten Wandwärmeverlusten	48
4.2.2 Ergebnisse von Motor 2 mit angepassten Wandwärmeverlusten	49
4.2.3 Analyse des Wandwärmeparameters	49
4.3 VERGLEICH DER VERBRENNUNGSMODELLE VON MOTOR 2 MIT UNTERSCHIEDLICHEN INJEKTOREN	50
4.4 ERGEBNISSE AUS DER PARAMETRIERUNG VON DATEN MIT MILLER-VERFAHREN	53
4.4.1 Auswertung des Modells von Motor 1 mit einer Millersteuerzeit	53
4.4.2 Gegenüberstellung unterschiedlicher Millersteuerzeiten von Motor 2	58
5 ERGEBNISSE DER MITTELSCHNELLLAUFENDEN MOTOREN	64
5.1 ERGEBNISSE VON MOTOR 3	64
5.2 MOTOR 4	68

6	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	71
6.1	MESSDATEN	71
6.2	PARAMETRIERUNG	71
6.3	MILLER-VERFAHREN.....	72
6.4	NOX-MODELL.....	72
6.5	SPÜLEN.....	73
6.6	AUSBLICK.....	73
	LITERATUR.....	74
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	75
	TABELLENVERZEICHNIS	77
	ANHANG.....	78
A)	TABELLE DER AUSGEWERTETEN KONFIGURATIONEN	78
B)	ERGEBNISSE OHNE WANDWÄRMEANPASSUNG	79
a.	<i>Motor 1 mit Miller 515.....</i>	<i>79</i>
c)	<i>Motor 2 Injektorvariation (7-,8-,9-loch Düse).....</i>	<i>80</i>
d)	<i>Motor 2 Miller-Variation (Std, 534, 518, 503).....</i>	<i>82</i>

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

\dot{m}	kg/s	Massenstrom
A	m ²	Fläche, Oberfläche, Querschnittsfläche
B	m	Einspritzstrahlbreite
b_e	g/kWh	effektiver spezifischer Kraftstoffverbrauch
$c_p; c_v$	J/(kg·K)	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H	J	Enthalpie
H_u	kJ/kg	unterer Heizwert
j	° KW	Kurbelwinkel
L	m	Einspritzstrahltiefe
L_{\min}	kmol L/kmol B oder kg L/kg B	Mindestluftbedarf
m	kg oder mol	Masse
M_d	N·m	Drehmoment
p	bar, Pa	Druck
P	(k)W	Leistung
$p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$		Standarddruck / häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
q	J/kg	spezifische Wärme(menge)
Q	J	Wärme
R	J/(kg·K)	spezifische Gaskonstante
s	m	Weg
T	K	thermodynamische Temperatur
u	J/kg	spezifische innere Energie
U	J	innere Energie
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
	m/s	Geschwindigkeit
V	m ³	Volumen
w	J/kg	spezifische Arbeit
W	J	Arbeit
x	m	Koordinate
	%	Umsetzrate (Kraftstoff)
t	s	Zeit

Griechische Formelzeichen

α	°	Einspritzkegelwinkel
η	–	Wirkungsgrad
$\eta_e; \eta_i$	–	Effektiver Wirkungsgrad; innerer Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
λ	–	Luftverhältnis, Luftzahl
λ_o	–	obere Zündgrenze
λ_u	–	untere Zündgrenze
ρ	kg/m ³	Dichte

$\varphi = p_d/p_d'$	–	relative Feuchte
φ	° KW	Kurbelwinkel
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit
$\Phi = 1/\lambda$	–	Equivalence Ratio
ζ	%	Abgasrückführungsrate

Operatoren und Bezeichnungen

Σ	Summe
Δ	Differenz zweier Größen

Weitere Indizes und Abkürzungen

0	Bezugszustand
0	Standardzustand
1	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 1
2	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
a	aus, außen, äußere
A	aus, außen, äußere
AGR	Abgasrückführung
ATDC	After Top Dead Center (nach dem oberen Totpunkt)
ATL	Abgasturboaufladung
AVL	Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List
Br	Brennstoff
BSFC	Brake specific Fuel Consumption spezifischer Kraftstoffverbrauch)
c	Kompression
CH ₄	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CO ₂ _IM	CO ₂ Konzentration im Einlasskanal
e	ein, (Behälter-) Eintritt; eingebracht, effektiv
E	ein, (Behälter-) Eintritt; eingebracht,
EAR	Excess Air Ratio (Luftverhältnis)
ECU	Engine Control Unit
EGR	External Gas Recirculation
EK	Einlasskanal
ETA_T	Wirkungsgrad Turbine
EV	Einspritzverzug
Fr	Frischluf
FSN	Filter Smoke Number
ges	gesamt
ggf	gegebenenfalls
h	Hubraum (des Zylinders)
H	Hochdruck(-phase), Hubraum (des Motors), Heizung
HC	Kohlenwasserstoffe
HiL	Hardware in the Loop

HP	Hochdruckphase
i	Laufvariable (1, 2, ..., k), innere
I	Integral
ISO	International Organization for Standardization
l	Luft
L	Luft
Leck	Leckageverlust
LOT	Oberer Totpunkt im Ladungswechsel
LW	Ladungswechsel
m	mittel
max	maximal
MFB	Mass Fraction Burned (verbrannte Kraftstoffmenge)
MiL	Model in the Loop
min	minimal
MoBEO	Model Based Engine Optimization
N ₂ O	Distickstoffmonoxid
NFZ	Nutzfahrzeug
NO	Stickstoffmonoxid
NO _x	Stickoxide
o	obere
O ₂	Sauerstoff
OT	oberer Totpunkt
P _{31_A}	Druck im Auslasskanal (absolut)
P _{EX}	Exhaust Pressure (Druck im Auslasskanal)
P _{IM}	Intake Manifold Pressure (Druck im Einlasskanal)
P _{IM_A}	Absolute Intake Manifold Pressure (Druck im Einlasskanal)
PKW	Personenkraftwagen
RG	Rauchgas
SCE	Single Combustion Engine (Einzylindermotor)
SP	Spülen
st	stöchiometrisch
T _{EX}	Exhaust Temperature (Temperatur im Auslasskanal)
T _{IM}	Intake Manifold Temperature (Temperatur im Einlasskanal)
th	theoretisch
THC	Total Hydro Carbons (Gesamtkohlenwasserstoffe)
u	untere, Umgebung
VG	Verbrennungsgas
WW	Wandwärme
Z	Zündverzug

Eidesstattliche Erklärung

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

Vorname Nachname

Graz, 17.10.2013

Zusammenfassung

Die Entwicklung von Verbrennungskraftmaschinen wird von einer stetig wachsenden Anzahl an Faktoren beeinflusst. Sowohl die Emissionsgesetzgebung, welche in den letzten Jahren immer strengere Auflagen vorgibt, als auch die Kosten, sind ständiger Begleiter in allen Entwicklungsstufen eines Motors. Für die Optimierung einer Vielzahl an Größen steigt der Entwicklungsaufwand beträchtlich. Zur Erfüllung dieser Anforderung kommen zunehmend Motormodelle zum Einsatz. Als Motormodell bezeichnet man eine Abbildung eines Motors basierend auf mathematischen Formeln. In diesen wird versucht, das Verhalten und alle relevanten Effekte eines Motors zu berücksichtigen. Dadurch können gewisse Versuche ohne das Vorhandensein eines realen Motors durchgeführt werden. Der Anwendungsbereich dieser Modelle erstreckt sich von der Konzeptphase bis zur Kalibration.

Die AVL List verwendet in vielen Kundenprojekten bereits erfolgreich ihr Produkt MoBEO (Model Based Engine Optimisation) zur Motor-Optimierung. Das Herzstück des Motormodells ist das Verbrennungsmodell. Das Modell berechnet mit physikalischen und empirischen Ansätzen die wichtigsten Verbrennungsparameter. Die teilweise empirische Herangehensweise ermöglicht einen Betrieb in Echtzeit und damit den Einsatz in MiL- und HiL-Prüfständen.

Der bisherige Einsatzbereich von MoBEO beschränkte sich ausschließlich auf Kleinmotoren. Da auch bei Großmotoren immer mehr Anforderungen bei der Entwicklung erfüllt werden müssen, besteht dort ebenfalls Bedarf an modellbasierten Entwicklungshilfen. Diese Arbeit hat als Ziel herauszufinden, ob dieses Verbrennungsmodell bei der Entwicklung von Großmotoren eingesetzt werden kann. Hierzu werden Messdaten von vier Großmotoren, welche in schnellaufende- und mittelschnellaufende Motoren unterteilt werden, herangezogen. Das Modell besitzt einige Einstellparameter mit denen es möglich ist die Genauigkeit zu erhöhen. Dafür sind Messdaten von dem abzubildenden Motor notwendig. Da Großmotoren am Prüfstand meist als Einzylinder betrieben werden, galt es zu Beginn herauszufinden, ob mit den Messdaten eine Parametrierung möglich ist. Nach der Parametrierung einer Vielzahl an Verbrennungsmodellen konnte gezeigt werden, dass die Methodik grundsätzlich funktioniert, die Genauigkeit sich jedoch nur teilweise in dem geforderten Toleranzbereich bewegt. In weiterer Folge wurde gezeigt, wie das Modell mit Miller-Steuerzeiten arbeitet. Hierzu wurden verschiedene Modelle mit unterschiedlich frühen Schließzeiten des Einlassventils verglichen. Zusätzlich wurde noch eine Verbesserungsmöglichkeit zur Vorausberechnung von Motoren mit Miller-Steuerzeiten erarbeitet.

Aufgrund der Spülung ergaben sich bei der Bearbeitung der mittelschnellaufenden Motoren Probleme. Der aus den Messdaten ermittelte Liefergrad ist dadurch nicht richtig und beeinflusst die gesamte Berechnung da mit einer falschen Ladungsmasse gerechnet wird. Selbst bei der Vorgabe eines realistischen Liefergrades lassen die Ergebnisse darauf schließen, dass weitere Einflüsse des Spülens auf den realen Motor im Modell nicht berücksichtigt werden.

Abstract

The factors that are influencing the development of combustion engines are continuously increasing. Over the last few years the enforcement of stricter rules regarding emission legislation, and the costs associated, are supplementary to all development phases. The development investment significantly increases in order to optimize a multitude of factors. The result, to satisfy this demand engine models are used more and more. An engine model is a sketch of the engine based on mathematical formulas, which intend to reflect the behaviour and all relevant effects of an engine. Therefore it is feasible to perform some tests without a real engine. This application potential ranges from the concept phase to the calibration phase.

For engine optimisation, the AVL List in its current stage is successfully using its product MoBEO (Model Based Engine Optimisation) in several customer projects. The centerpiece of this engine model is the combustion model. It calculates the most important combustion parameters based on empirical and physical models. The partially empirical approach enables the real-time operation, hence the usage in Mil- and Hil- testing facilities.

Previously the application field of MoBEO was limited from small passenger car engines to heavy duty engines. Nevertheless, large engines have to fulfill more and more requirements which increases the development effort. Therefore there exists demand in terms of model-based development support also. The objective in this paper is to find out if this existing combustion model can be used for the development of large engines as well as its smaller counterparts. For this purpose, measurement data of four large engines, which are divided into high speed and medium speed engines, will be utilized. The model includes some adjustment parameters that enable an increase of the calculation accuracy, therefore measurement data is needed. Due to the fact that large engines are mostly used as single cylinder engines in testing facilities, it was important at first to find out if a parametrization of the model with this measurement data is possible. The parametrization of a significant amount of combustion models showed that it was possible and the methodology works in general. However the accuracy was only partially within the required boundaries. Subsequently, it was shown how the combustion model works with Miller-Cycles. For this purpose, different models with differently timed intake valve closing timings have been compared. Additionally it was ascertained that an improvement of forecast calculations for engine was possible with Miller-Cycle times.

The work on medium speed engines caused some concern due to the scavenging. Therefore, the delivery ratio based on the measurement data is not correct and influences the whole calculation due to an incorrect cylinder charge. Even with the pre-setting of a realistic value of delivery ratio, a correct simulation cannot be confirmed maybe because other influences of the scavenging are not considered.

1 Einleitung

Die Entwicklung neuer Motorgenerationen ist stark geprägt von der Emissionsgesetzgebung. Die vorgegebenen Emissionsgrenzen können jedoch nicht ohne Berücksichtigung anderer gleichwertiger Ziele, wie Kraftstoffverbrauch und Spitzendruck angestrebt werden. Diese Mehrgrößenoptimierung und immer komplexere Motorkonzepte werden zusätzlich unter einem enormen Zeitdruck gestellt. Motormodelle können hier die Entwicklung unterstützen. Von der detaillierten Analyse und Bewertung der Motorkonzepte, bis zur Vorbedatung realer Steuergeräte finden diese ihre Anwendung und können dazu beitragen, den zeitlichen Aufwand und Kosten zu reduzieren.

Die Anstalt für Verbrennungskraftmaschinen List (AVL) arbeitet auf diesem Gebiet schon sehr erfolgreich. Ein Produkt, welches hier zum Einsatz kommt, ist MoBEO (Model Based Engine Optimisation). Dieses Motormodell vereint sowohl physikalische als auch empirische Modellansätze und besitzt den Vorteil jede Entwicklungsphase unterstützen zu können. Bisher wird das Modell bei der Entwicklung von PKW- und NFZ-Motoren eingesetzt.

Ziel dieser Arbeit ist, zu evaluieren, ob mit dieser Methodik Motormodelle auch für Großmotoren erstellt werden können. Weiters soll ermittelt werden, welche Genauigkeit mit dem aktuellen Modell erreicht werden kann. Da die empirischen Anteile des Modells auf Motordaten basieren, deren Zylindervolumina beträchtlich kleiner sind, gilt es herauszufinden, ob die Extrapolation des Modells funktioniert und die Genauigkeit ausreicht. Dies soll anhand von mehreren Großmotoren mit unterschiedlichen Zylinderhubvolumen dargestellt werden. Betrachtet werden hier schnelllaufende- und mittelschnelllaufende Maschinen. Weiters ist zu klären, ob das Modell mit den typischen Besonderheiten eines Großmotors, wie Miller-Verfahren und Spülen umgehen kann. Abweichungen und mögliche Ursachen sollen diskutiert und dokumentiert werden, um später möglichen Weiterentwicklungen zur Verfügung zu stehen. In dieser Arbeit sind allerdings keine Verbesserungen oder Codeänderungen für das Modell vorgesehen.

Die Dokumentation basiert auf den theoretischen Grundlagen, welche für die Aufgabenstellung von Bedeutung sind. Dadurch sollen die Probleme der nicht vorgemischten Verbrennung und die beeinflussenden Faktoren besser verstanden werden. Auch der Modellaufbau und dessen Ansatz sind zum Verständnis erklärt. In weiterer Folge wird die Arbeit beschrieben. So werden kurz die Besonderheiten des Einzylinder Motorprüfstands erklärt und im Anschluss die Parametrierung eines Zylindermodells.

In den Ergebnissen werden die Abweichungen und die dafür möglichen Ursachen besprochen. Hierfür werden schrittweise immer komplexere Konfigurationen zur Auswertung herangezogen. So wird zu Beginn ein Modell aus Messdaten parametrieren, welche ohne AGR betrieben wurden und konventionelle Steuerzeiten besitzt. In weiterer Folge werden Daten mit AGR-Betrieb und später auch Miller-Steuerzeiten herangezogen und analysiert. Zum Abschluss werden anhand der mittelschnelllaufenden Motoren das Spülen und die dabei auftretenden Probleme behandelt. Alle Stärken und Schwächen werden im letzten Kapitel noch einmal zusammengefasst und mögliche- sowie nötige Verbesserungen besprochen.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Definition Großmotoren

Von Großmotoren spricht man ab einem Bohrungsdurchmesser von 150 mm. Motoren dieser Größe werden hauptsächlich in der Schifffahrt, zur Energieerzeugung oder in Lokomotiven eingesetzt. Die Kolbenhübe bewegen sich in einem Bereich von 200-3000 mm. Dadurch ergeben sich Zylindervolumina von bis zu 2300 Liter. Die effektiven Mitteldrücke können bei diesen Motoren bis zu 30 bar betragen.

	Drehzahlbereich [U/min]		Mittlere Kolbenge- schwindigkeit	Toleranz
	Von	Bis	V_m [m/s]	
Langsamlaufende Motoren:	-	500	8	+/- 1
Mittelschnelllaufende Motoren:	500	1000	9.3	+/- 2.5
Schnelllaufende Motoren:	1000	-	10.5	+/- 3

Tabelle 2-1: Einteilung der Tauchkolbenmotoren nach ihrer Schnellläufigkeit

Eine Unterscheidung der Großmotoren auf Basis ihrer Schnellläufigkeit zeigt Tabelle 2-1. Hierfür gibt es keine genau definierten Grenzen. Daher variieren diese Werte teilweise zu anderen Quellen. Die Motoren können auch grob in Tauchkolbenmotoren und Kreuzkopfmotoren unterteilt werden. Tauchkolbenmotoren werden in kleinen und mittelgroßen Motoren bis circa 500 mm Bohrung produziert. Kreuzkopfmotoren werden in großen Motoren ab 500 mm Bohrung ausgeführt. Die Seitenführungskräfte werden dabei auf eine Gleitbahn übertragen. Dadurch verringert sich der Kolben- und Zylinderverschleiß. Sie bewegen sich in einem Drehzahlbereich bis 400 U/min. Aus diesem Grund ist diese Ausführung daher hauptsächlich bei langsamlaufenden Motoren zu finden.

2.2 Verbrennung [7]

Zum besseren Verständnis der dieselmotorischen Verbrennung wird diese mit den wichtigsten Punkten in diesem Kapitel zusammengefasst. Wichtig für diese Arbeit sind das Verständnis der Gemischbildung und des Brennverlaufs sowie die Schadstoffbildung.

2.2.1 Einspritzung und Gemischbildung

In einem Dieselmotor findet zum großen Teil eine nicht vorgemischte Verbrennung statt. Das heißt, im Zylinder wird Ansaugluft verdichtet und erst kurz vor Zündzeitpunkt der Kraftstoff dem Brennraum zugeführt. Die Mischung mit der zur Verbrennung benötigten Luft findet während der Verbrennung statt. Die Verbrennung dieses inhomogenen Gemisches wird von der Brennraumgeometrie, der Einspritzdüse und dem im Brennraum vorhandenen Strömungsfeld beeinflusst.

Der Einspritzstrahl ist abhängig von dem gewählten Einspritzsystem. Systeme mit Verteilereinspritzpumpe oder Pumpe-Düse-Systeme bauen den Einspritzdruck bei jeder Einspritzung auf. Common Rail Einspritzsysteme besitzen einen konstanten Druck über den gesamten Kurbelwinkelbereich. Dadurch sind auch Mehrfacheinspritzungen realisierbar. In den aktuellen Motorgenerationen werden fast ausschließlich Common Rail Einspritzsysteme verwendet, da nur mit diesen die steigenden Anforderungen an die Gemischaufbereitung erfüllt werden. Die Mehrfacheinspritzung ermöglicht zum Beispiel eine Voreinspritzung zur Verringerung des Verbrennungsstoßes oder, für die Abgasnachbehandlung, Nacheinspritzungen zur Erhöhung der Abgastemperatur.

Durch den hohen Einspritzdruck wird der Kraftstoff mit hoher Geschwindigkeit in den Brennraum eingebracht. Abbildung 2-1 zeigt einen typischen kegelförmigen Einspritzstrahl. Durch die Relativbewegung des Strahls zum vorhandenen Strömungsfeld, der

hochverdichteten Luft im Zylinder, zerfällt der Strahlrand sofort in kleine Tröpfchen. Diese bilden einen Strahlmantel, welcher mit der steigenden Eindringtiefe des Strahlkerns vergrößert wird. Im Brennraum ergibt sich somit ein stark inhomogenes Gemisch, welches im Strahlkern reinen Kraftstoff vorweist und nach außen hin vermehrt von der Luft zersetzt als auch durchmischt wird.

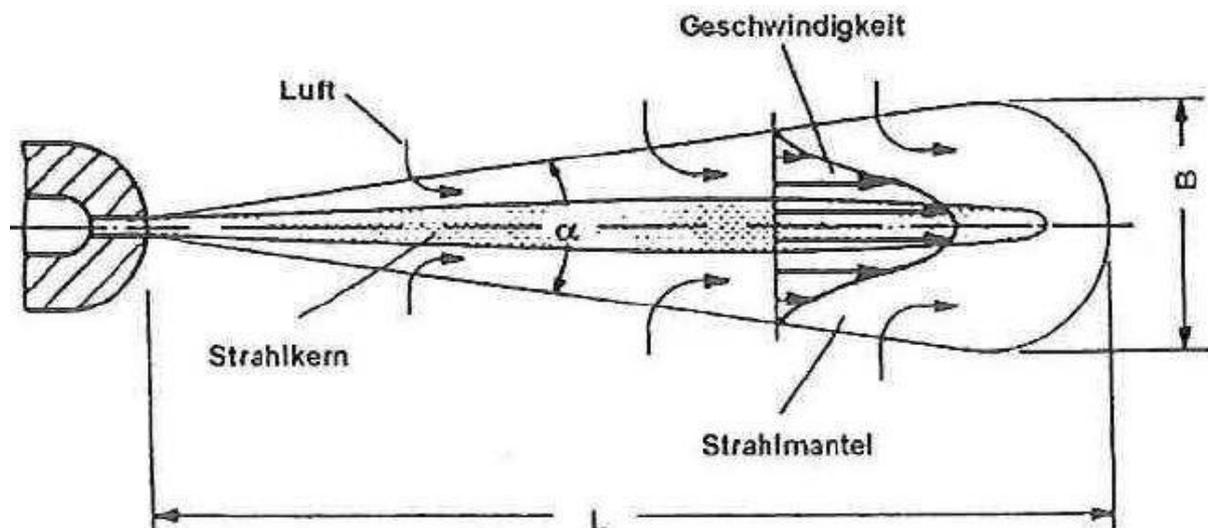


Abbildung 2-1: Einspritzstrahl[7]

Zusammenfassend ist die Tröpfchengröße von folgenden Faktoren abhängig:

- Düsengeometrie (Lochdurchmesser, Lochanzahl)
- Düsenaustrittsgeschwindigkeit
- Luftdichte (im Zylinder)
- Strömungsfeld (Drall)
- Zähigkeit des Kraftstoffs
- Oberflächenspannung des Kraftstoffs

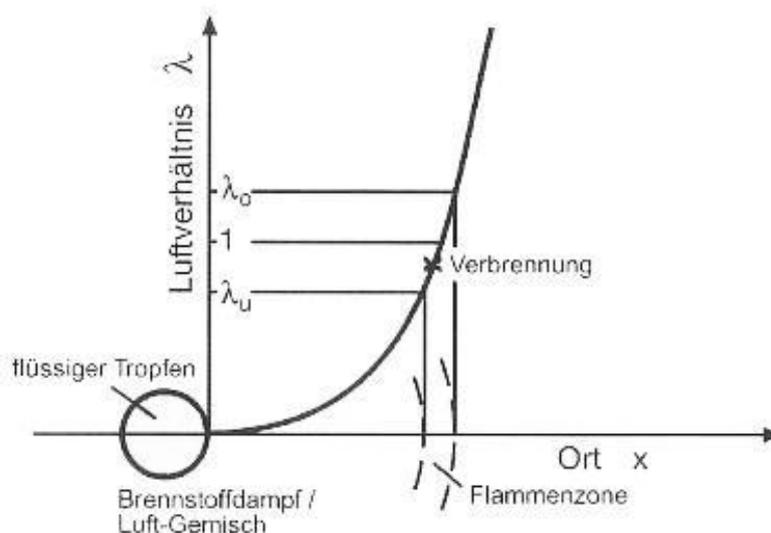


Abbildung 2-2: Prinzipdarstellung der nicht-vorgemischten Verbrennung [7]

An der Oberfläche der Kraftstofftröpfchen wird durch die Wärmezufuhr Dampf-Sättigungsdruck erreicht. Der entstehende Kraftstoffdampf vermischt sich durch die

Turbulenz im Brennraum mit der umgebenden Luft. Neben der Tröpfchenverdampfung tritt auch Filmverdampfung auf, wenn der Kraftstoff an einer Wand auftrifft. Abbildung 2-2 zeigt eine Prinzipdarstellung eines Kraftstofftropfens umgeben von einem Kraftstoff-Luft-Gemisch. Mit zunehmendem Abstand wird das Luftverhältnis größer. Dadurch befinden sich immer Zonen im Strahlmantel, welche ein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch besitzen. Die Entflammung erfolgt innerhalb der Zündgrenzen, die mit λ_u und λ_o gekennzeichnet sind. Durch die lokal vorhandenen fetten Zonen kommt es zu Rußbildung, obwohl global Luftüberschuss herrscht. Das ist ein typisches Problem der Dieselerverbrennung.

2.2.2 Brennverlauf

Die Vermischung des Kraftstoffs mit der Luft erfolgt durch molekulare und turbulente Diffusion. Dieser Vorgang ist jedoch langsamer als die Verbrennungsreaktion und bestimmt daher die Verbrennungsgeschwindigkeit im Brennraum. Die nachfolgende Abbildung 2-3 zeigt den Zusammenhang zwischen Einspritzung und Verbrennung.

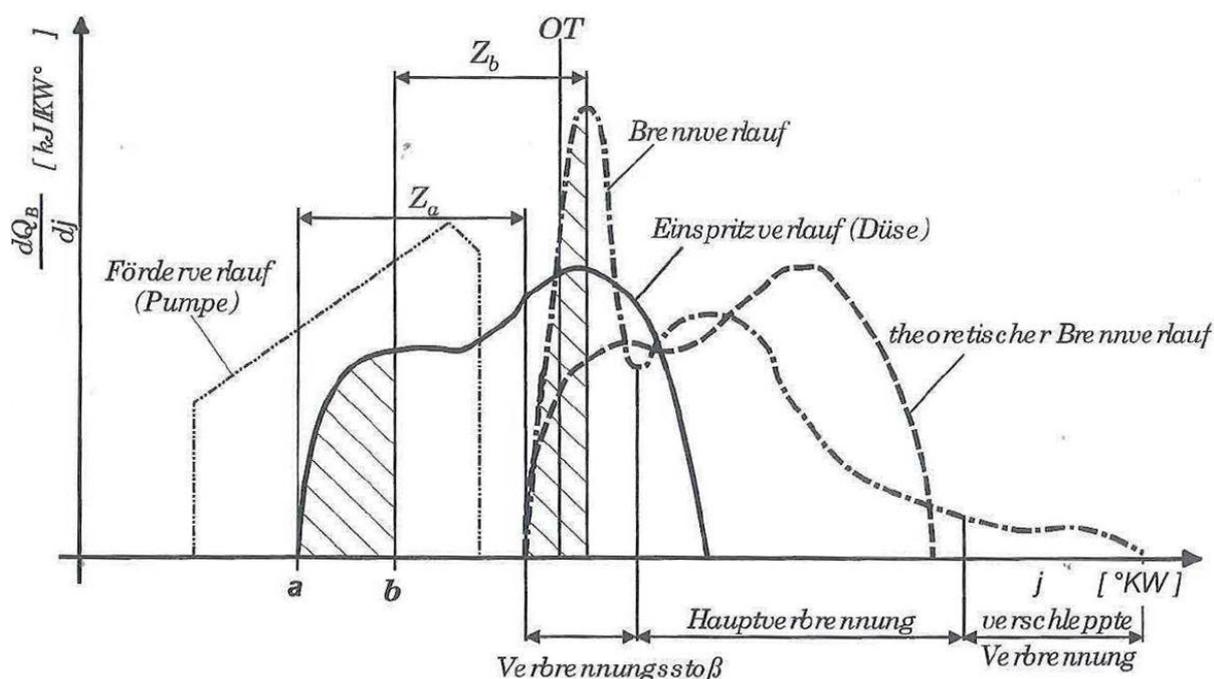


Abbildung 2-3: Schematischer Zusammenhang Einspritzung-Verbrennung [7]

Beginnend mit dem Förderverlauf folgt aufgrund der Strömungsvorgänge etwas zeitversetzt der Einspritzverlauf. Die Kraftstoffaufbereitung zu Beginn der Einspritzung verursacht einen Zündverzug Z_a , währenddessen weiter Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Dadurch ist zum Zündzeitpunkt eine größere Kraftstoffmasse zur Umsetzung im Zylinder. Dies äußert sich durch den für die Dieselerverbrennung typischen Verbrennungsstoß. Die vorgemischte Verbrennungsphase ist thermodynamisch günstig (Gleichraumverbrennung), verursacht jedoch hohe Emissionen an Geräuschen und Stickoxiden. Die Hauptverbrennung wird von dem Mischvorgang kontrolliert und setzt den Großteil des Kraftstoffs um. Die verschleppte Verbrennung ergibt sich aufgrund der unzureichenden Gemischaufbereitung am Ende der Einspritzung. Sie verursacht hohe Abgastemperaturen, Ruß und unverbrannte Kohlenwasserstoffe.

Bei der Analyse des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren ist der Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ (2-1) von grundlegender Bedeutung. Er stellt die Ableitung der umgesetzten Kraftstoffmenge über den Kurbelwinkel dar. Wird das Verhältnis des bis zu einem Zeitpunkt eingebrachten Brennstoffmenge zum gesamt eingebrachten Brennstoff eines Arbeitsspiels berechnet, erhält man die Umsetzrate x (2-2).

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = H_u * \frac{dm_{Br}}{d\varphi} \quad (2-1)$$

$$x(\varphi) = \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = \frac{\int_{\varphi_{VB}}^{\varphi} dQ_B(\varphi)}{m_{B,ges} H_u} \quad (2-2)$$

2.2.3 Abgase

Als Resultat der Verbrennung bilden sich unverbrannte Kohlenwasserstoffe, Kohlenmonoxid und Stickoxide. Aufgrund des inhomogenen Gemisches ergeben sich zusätzlich noch Rußemissionen. Abbildung 2-4 zeigt einen Einspritzstrahl und die örtlich gebildeten Schadstoffe. Wegen des Luftmangels bilden sich im Zentrum des Strahls Ruß sowie unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxide. Weiters sind die Rußpartikel der Grund für die charakteristisch gelbliche Flamme bei der Dieselverbrennung. Die höchsten Stickstoffbildungsraten weisen die nahezu stöchiometrischen Flammzonen am Strahlrand auf, da dort die höchste Temperatur vorliegt. Unverbrannte Kohlenwasserstoffe entstehen auch noch in stark mageren Zonen, wo die Bedingungen für Selbstzündung nicht erreicht werden oder die Flamme erlischt. Im rechten Bild dieser Abbildung werden die Schadstoffemissionen über das globale Luftverhältnis dargestellt. Mit höherem Luftverhältnis werden NO_x- und Rußemissionen geringer. Durch unvollständige Verbrennung nehmen aber die CO- und HC-Emissionen zu.

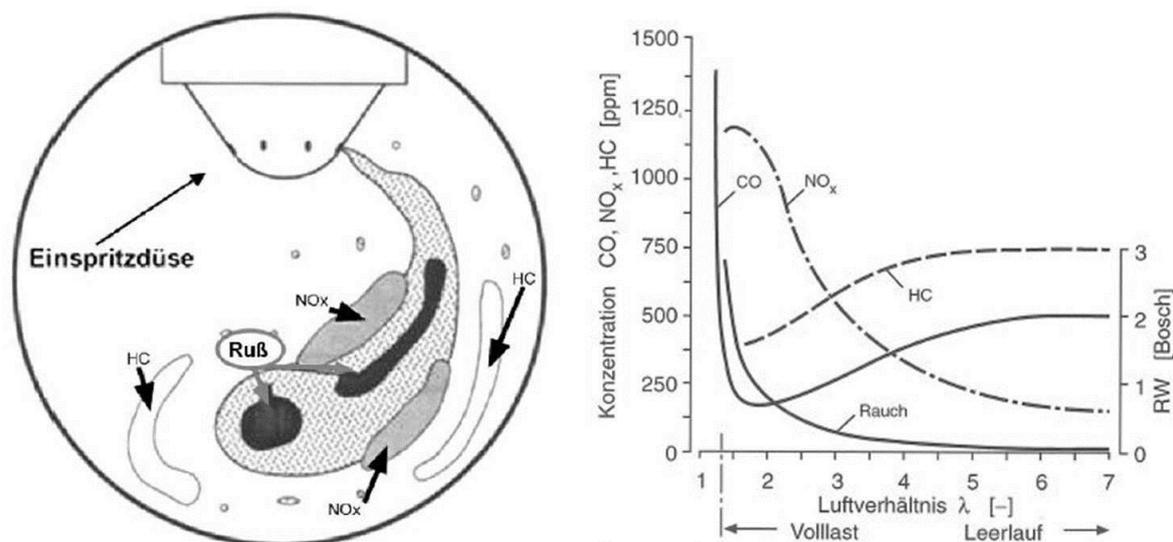


Abbildung 2-4: Schadstoffbildung im dieselmotorischen Einspritzstrahl und über das Luftverhältnis aufgetragen [3][4]

Die nachfolgende Abbildung 2-5 zeigt deutlich bei welchen Temperaturen und Luftverhältnissen die Ruß- und NO_x-Bildung verursacht wird. Ruß entsteht, wie bereits erwähnt, in fetten Zonen bei Temperaturen um 2000K. Die Stickoxide bilden sich bei Temperaturen ab 2000K, wenn genug Sauerstoff vorhanden ist. Der Betriebsbereich des Dieselmotors zeigt deutlich, dass für die Dieselverbrennung die Bildungsmechanismen dieser Schadstoffe von großer Bedeutung sind. Da die Beseitigung dieser Emissionen durch Abgasnachbehandlung deutlich aufwendiger ist, wird versucht diese schon in der Entstehung zu minimieren. Die Rußpartikelbildung kann durch die Einspritzung beeinflusst werden, indem versucht wird den Kraftstoff ausreichend zu zerstäuben. Auch das Strömungsfeld im Brennraum hilft bei der Reduzierung von Partikelemissionen. Die meist verwendete Methode zur Reduktion der Stickstoffemissionen ist die Abgasrückführung. Dabei wird in dem Brennraum bereits verbranntes Gas aus dem Abgasstrang der Ladeluft beigemischt. Aufgrund

dieses Inertgases im Zylinder wird die Verbrennung verlangsamt und dadurch auch die Verbrennungstemperatur verringert. Diese Maßnahme resultiert in einer geringeren Stickoxidbildungsrate. Eine weitere Methode zur Senkung der Verbrennungstemperatur ist das Miller-Verfahren. Es findet oft in Großmotoren Anwendung. Auf dieses Verfahren wird später in Kapitel 2.3.4 noch näher eingegangen. Des Weiteren sind in Abbildung 2-5 die Betriebsbereiche von alternativen Verbrennungsverfahren dargestellt. Auf diese wird jedoch nicht näher eingegangen, da sie in dieser Arbeit nicht berücksichtigt werden.

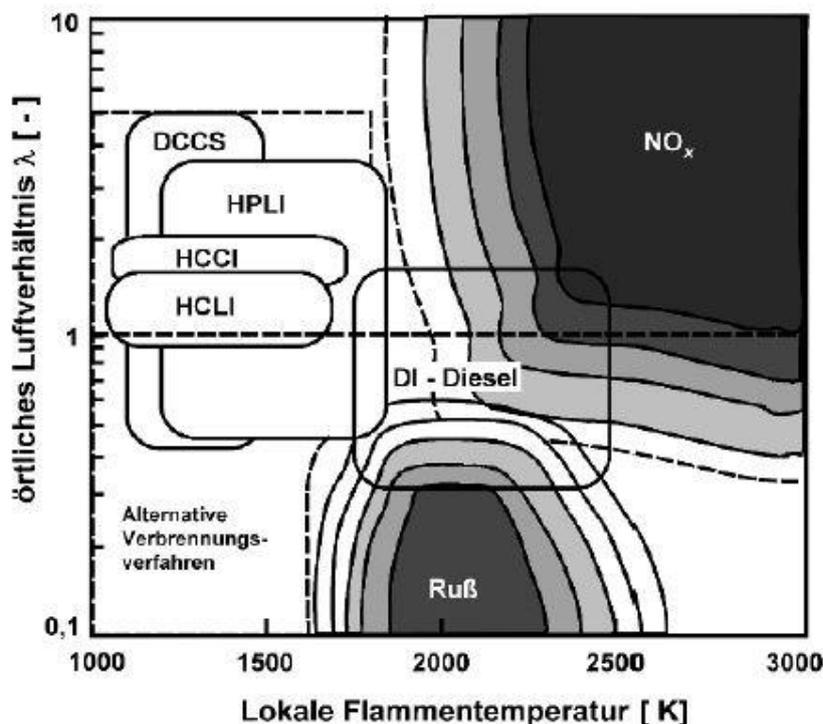


Abbildung 2-5: Zonen für Ruß-, NO_x-Bildung sowie Betriebsbereiche des konventionellen Dieselmotors und alternativer Verbrennungsverfahren[3]

2.3 Ladungswechsel

2.3.1 Allgemein

Mit Abschluss des Expansionshubes beginnt der Ladungswechsel. Dabei wird die verbrannte Ladungsmasse aus dem Zylinder ausgestoßen und Luft wieder angesaugt. Der Ladungswechsel liefert für den Hochdruckprozess die Anfangsbedingungen, wie Druck, Temperatur und Masse der Zylinderladung. Daher ist dieser für Verbrennungsrechnungen von großer Bedeutung. Viertraktmotoren benötigen eine ganze Kurbelwellenumdrehung für den Ladungswechsel. In einem idealen Motorprozess müssten die Ventile sowohl exakt in den Totpunkten geöffnet und geschlossen werden als auch eine rechteckige Hubcharakteristik besitzen. Dies kann jedoch im realen Motor nicht erzielt werden und ist durch Gasträgheiten auch nicht optimal. Bei dem Ladungswechsel müssen Ventile und auch die Gasmassen beschleunigt werden, welche Trägheiten besitzen. Aufgrund dieser Trägheiten ist es günstiger, dass der Öffnungszeitpunkt vor und der Schließzeitpunkt hinter dem jeweiligen Totpunkt gelegt wird. Es ergibt sich eine Ventilhubkurve, wie beispielsweise in Abbildung 2-6 dargestellt ist. [3]

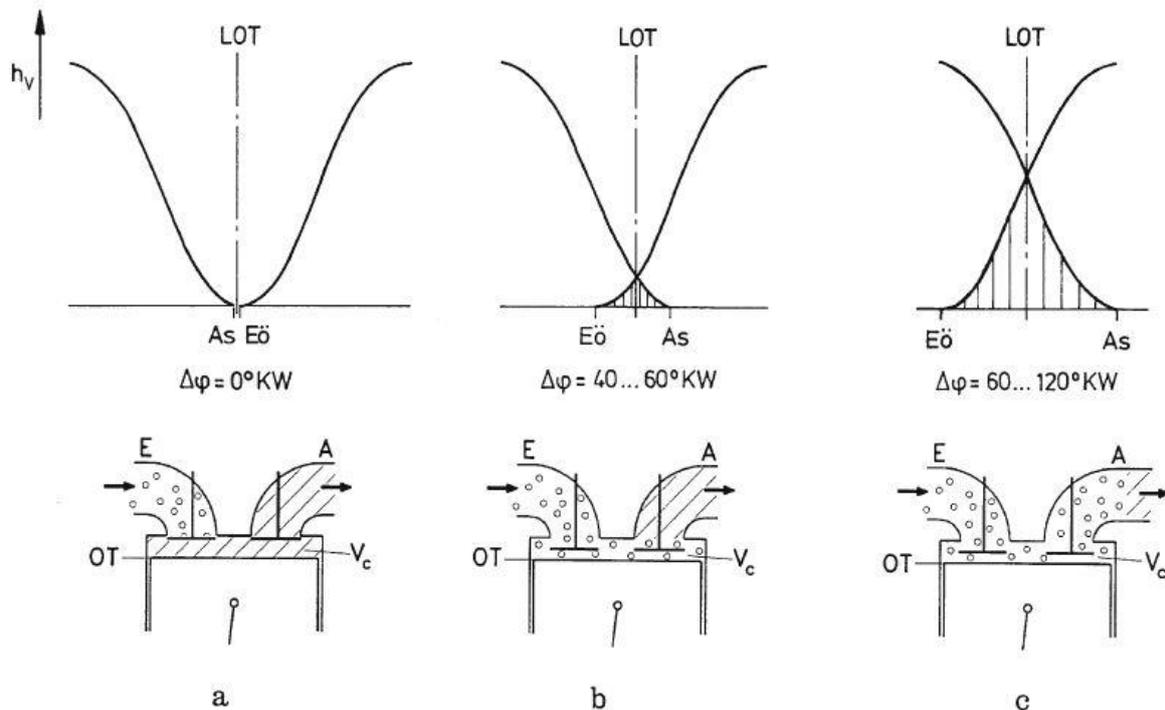


Abbildung 2-7: Einfluss der Ventilüberschneidung auf die Restgasausspülung[3]

2.3.3 Dimensionslose Ladungswechselgrößen [4]

In Abbildung 2-8 ist die Massenaufteilung beim Ladungswechsel dargestellt. Diese gilt für aufgeladene- sowie für Saugmotoren, wobei die Leckageverluste vernachlässigt werden. Die einströmende Ladungsmasse (m_E) ist die Summe der Frischladung (m_{Fr}) und der Spülmasse (m_{Sp}). Die Frischladung ist bei Direkteinspritzung die Luftmasse und bei gemischansaugenden Motoren das Kraftstoff-Luft-Gemisch. Die zur Verdichtung vorhandene Masse entspricht der Frischladung und dem verbleibenden Restgas (m_{RG}), welches nicht ausgestoßen wurde. Der austretende Massenstrom beinhaltet neben dem verbrannten Gas (m_{VG}) noch die Spülmasse.

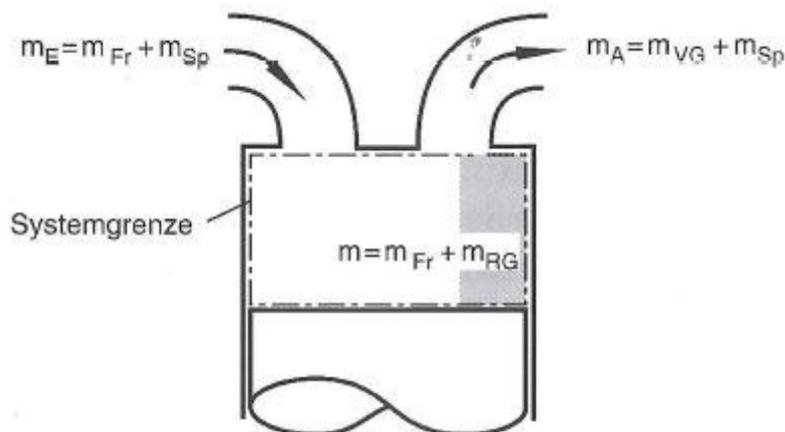


Abbildung 2-8: Massenaufteilung im Ladungswechsel[4]

Es können aus den zuvor erwähnten Massen dimensionslose Größen berechnet werden, die den Ladungswechsel charakterisieren. Sie werden auf die theoretisch mögliche Ladungsmasse zur Füllung des Hubvolumens (V_h) bezogen. Die theoretische Ladungsmasse kann entweder auf den Umgebungszustand oder den Zustand am Einlasskanal bezogen werden. Dadurch ergibt sich:

$$m_{th1} = \rho_u * V_h \quad (2-3)$$

$$m_{th2} = \rho_{EK} * V_h \quad (2-4)$$

Der **Luftaufwand** (λ_{a1} , λ_{a2}) ergibt sich aus dem Verhältnis zwischen der einströmenden Masse und der theoretisch möglichen Zylinderladung. Je nach Bezug dieser Ladung ist der Luftaufwand ein Maß für die Verluste im gesamten Ansaugbereich beziehungsweise im Bereich des Einlassventils. Bei Aufladung kann der Luftaufwand bezogen auf den Umgebungszustand größer 1 werden, was auch bei hohen Spülverlusten der Fall sein kann.

$$\lambda_{a1} = \frac{m_E}{m_{th1}} \quad (2-5)$$

$$\lambda_{a2} = \frac{m_E}{m_{th2}} \quad (2-6)$$

Da der Eingangsmassenstrom jedoch auch die Spülverluste beinhaltet, welche von der Steuerzeit des Auslassventils bestimmt sind, ist es kein Maß für die verbleibende Ladung im Brennraum. Um dies beschreiben zu können, gibt es den **Liefergrad** (λ_{l1} , λ_{l2}), welcher die Frischgasmasse der theoretischen Ladungsmasse gegenüberstellt. Wird letztere auf den Umgebungszustand bezogen, kann der Liefergrad, wie auch schon beim Luftaufwand erwähnt, größer 1 werden. Bezogen auf den Zustand im Einlassbereich ist der Liefergrad bei aufgeladenen Motoren immer kleiner 1.

$$\lambda_{l1} = \frac{m_{Fr}}{m_{th1}} \quad (2-7)$$

$$\lambda_{l2} = \frac{m_{Fr}}{m_{th2}} \quad (2-8)$$

2.3.4 Miller-Verfahren

Die thermischen und mechanischen Belastungen sind speziell bei hochaufgeladenen Großmotoren kritisch. Zusätzlich sind hohe Temperaturen zu Verdichtungsende nachteilig hinsichtlich der Stickoxidemission. Beim Miller-Verfahren sinkt die Ladungsmasse durch das vorzeitige Schließen der Einlassventile. Dadurch wird Luftaufwand und Liefergrad verringert. Abbildung 2-9 zeigt zwei pv-Diagramme mit und ohne Verwendung des Miller-Verfahrens.

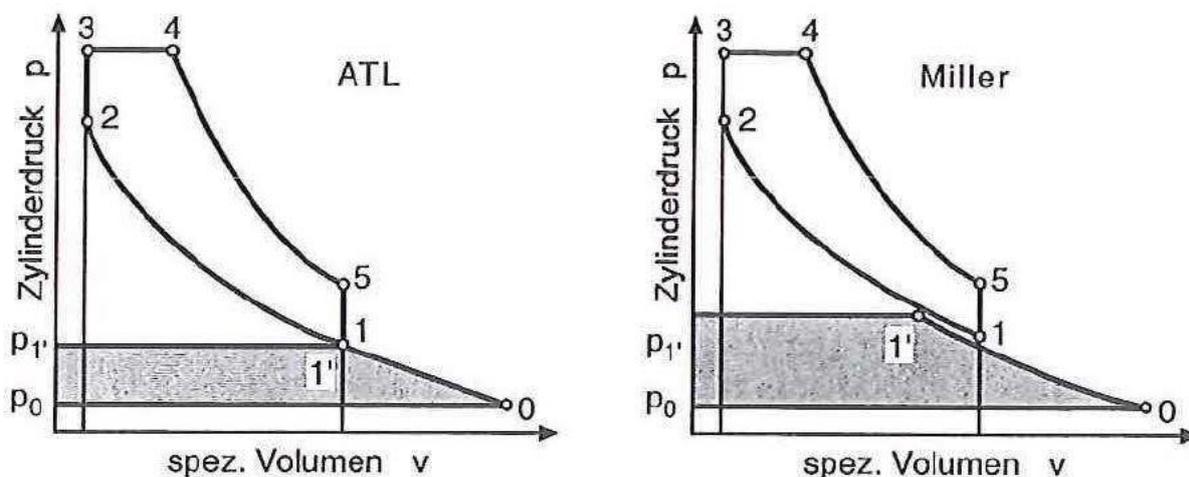


Abbildung 2-9: Vergleich zweier pv-Diagramme mit und ohne Miller-Verfahren[4]

Bei einer konventionellen Schließung des Einlasses beginnt die Kompression auf dem Niveau des Ladedrucks. Mit vorzeitigem Schließen der Einlassventile muss der Ladedruck erhöht werden, um die gleiche Zylinderladungsmasse wie bei einer konventionellen Steuerzeit zu

erhalten. Dies ist im pv-Diagramm ersichtlich. Ebenso zeigt es den frühen Einlassschluss und die danach ablaufende Expansion der Zylinderladung. Bei dem Miller-Verfahren wird somit ein Teil der Verdichtung dem Kompressor aufgeschlagen. Dadurch erhält man den Vorteil, dass die vorverdichtete Ladung durch den Ladeluftkühler gekühlt werden kann, bevor sie in den Brennraum gelangt. Insgesamt startet und endet die Zylinderverdichtung mit einem niedrigeren Temperaturniveau, was sich günstig auf die NO_x-Bildung auswirkt. [4]

2.4 Modellierung

2.4.1 Motormodelle [1][2][5]

Ein Motormodell ist eine Abbildung eines Motors auf Basis von mathematischen Formeln. In diesen wird versucht das Verhalten und alle relevanten Effekte eines Motors zu berücksichtigen. Mithilfe solcher Modelle kann der Versuchsaufwand in der Entwicklung erheblich reduziert werden.

Die darzustellenden thermodynamischen Kreisprozesse sowie die Laständerung sind instationäre Vorgänge. Daher wird durch Abstraktion die Realität vereinfacht, um so mit mechanischen, thermodynamischen und chemischen Modellen Prozesse auszudrücken.

Grundsätzlich kann zwischen zwei Modellarten unterschieden werden:

- Linguistische Modelle
- Mathematische Modelle

Linguistische Modelle sind auf empirisch gefundenen Regeln aufgebaut. Sie sind daher nicht oder nur schwer extrapolierbar. Zusätzlich ist die Qualität und Genauigkeit von der Messgenauigkeit der empirisch ermittelten Daten abhängig. Hingegen basieren mathematische Modelle auf einem Formalismus, der auf physikalischen und chemischen Grundsätzen beruht. Sie sind in der Regel aufwändiger und erfordern mehr Rechenleistung. Auch die Kombination dieser Ansätze ist möglich. Solche Modelle werden semiphysikalische oder semiempirische Modelle genannt.

Die Entscheidung zwischen Genauigkeit (Komplexität) und Rechenaufwand ist ein immer wiederkehrendes Problem und wird vom Anwendungsfall abhängig gemacht. Grundsätzlich leidet die Genauigkeit unter der Geschwindigkeit und umgekehrt. Motormodelle sind also eine Annäherung an die Realität, können aber niemals vollkommen damit übereinstimmen.

Die schon zuvor erwähnte Vereinfachung der komplexen Prozesse ist aufgrund der örtlich und zeitlich stark veränderlichen Größen meist unausweichlich. Oft ist für gewisse Anforderungen das Verhalten gewisser Größen nicht interessant. Hinsichtlich der örtlichen Betrachtung der Modelle lassen sich Berechnungsmodelle entsprechend nachfolgender Gliederung einteilen:

- Nulldimensionale Modelle
- Quasidimensionale Modelle
- Ein- und mehrdimensionale Modelle

Nulldimensionale Modelle: In solchen wird keine örtliche Variable, sondern nur deren zeitliche Abhängigkeit berücksichtigt. Dadurch ist dieses Modell sehr einfach und liefert rasch Ergebnisse.

Quasidimensionale Modelle: Als jenes werden Ansätze bezeichnet, die räumliche Phänomene und geometrische Charakteristika im Rahmen einer nulldimensionalen Modellierung berücksichtigen.

Ein- und mehrdimensionale Modelle: Hier sind die Variablen von einer- oder mehreren Ortskoordinaten abhängig. Für Rohrströmungen werden meist eindimensionale Modelle verwendet. Für den Brennraum und seine komplexen Strömungsfelder kommen oft mehrdimensionale Modelle zum Einsatz.

2.4.2 Grundgleichungen für Null- und quasidimensionale Modellierung[5]

Der Brennraum ist ein instationäres offenes System, in dem alle Größen zeitlich, wie örtlich stark veränderlich sind. Die Modellierung basiert auf den Erhaltungssätzen für Masse und Energie sowie der thermischen Zustandsgleichung. Der Stofftransport der Massen wird mittels **Kontinuitätsgleichung** (2-9) betrachtet. Neben ein- und ausgehenden Massenströmen müssen auch noch Leckageverluste sowie die Kraftstoffeinbringung bei direkt einspritzenden Motoren berücksichtigt werden. Letzteres ist in der Ladungswechselschleife nicht vorhanden und die Leckageverluste können aufgrund der niedrigen Drücke vernachlässigt werden.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_{Br}}{d\varphi} \quad (2-9)$$

Die **Energieerhaltungsgleichung** ergibt sich nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene instationäre Systeme wie folgt:

$$-\frac{pdV}{d\varphi} + \frac{dQ_{Br}}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (2-10)$$

Neben den zu- und abgeführten Enthalpieströmen durch die Stofftransporte, treten Wärmeströme und eine Volumsänderungsarbeit auf. Diese beeinflussen die innere Energie des Brennraums. Die Wärmeströme ergeben sich einerseits aus dem zugeführten Brennstoff, andererseits aus den Verlusten von Konvektion und Strahlung. Die Volumsänderungsarbeit ergibt sich aus dem Zylinderdruck bzw. der Abfuhr dessen über die Kurbelwelle und der damit einhergehenden Volumsänderung im Brennraum.

Die ideale **Gasgleichung** (2-11) komplettiert die Grundgleichungen zur Berechnung von nulldimensionalen Systemen. Für die Ableitung über den Kurbelwinkel folgt unter Berücksichtigung der Abhängigkeit der Gaskonstante von der Gemischzusammensetzung folgende Gleichung (2-12).

$$pV = mRT \quad (2-11)$$

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (2-12)$$

2.4.3 Mittelwertmodelle

Mittelwertmodelle besitzen keine Zeitauflösung über den Kurbelwinkel, stattdessen werden die über das Arbeitsspiel gemittelten Größen verwendet. Bei dieser Art der Abbildung verlieren die Modelle an Genauigkeit und Aussagekraft, zugunsten einer massiven Beschleunigung der Simulation. Dadurch können jedoch Anwendungsfelder erschlossen werden, wie z. B. Steuergeräte-Software-Entwicklung die „Echtzeitfähigkeit“ erfordern.

2.5 MoBEO (Model Based Engine Optimisation) [6]

Das Motormodell ist ein nulldimensionales Mittelwertmodell. Es basiert auf einem semiphysikalischen Ansatz. Das heißt, es vereint physikalische- und empirisch ermittelte Ansätze. Grund dieser Herangehensweise ist, dass rein physikalische Modelle aufgrund der Komplexität des Systems einen erheblichen Rechenaufwand benötigen. Empirische Modelle können hingegen sehr schnell erstellt werden und erreichen ebenfalls eine sehr hohe Genauigkeit. Empirische Modelle basieren jedoch auf zuvor gemessenen Daten, welche bei

Variation der Motorkomponenten stets neu ermittelt werden müssen. Diese Art von Modellen sind daher in frühen Entwicklungsstufen schwer zu erstellen. Sie können jedoch, wenn Motor- und Regelstruktur fixiert sind, für spätere Applikationsphasen sinnvoll genutzt werden. In diesem Abschnitt wird der grundsätzliche Aufbau des Gesamtmodells beschrieben.

2.5.1 Aufbau des Gesamtmodells

Das Gesamtmodell gliedert sich, wie in Abbildung 2-10 dargestellt, in 3 Bereiche, dem virtuellen Steuergerät, dem virtuellen Motor und als Verbindung Sensoren und Aktuatoren, welche den dritten Bereich bilden. Alle 3 Bereiche basieren auf Matlab/Simulink®-Blöcken. Nachfolgend werden die Ein- und Ausgangsgrößen angeführt:

- Eingangsgrößen:
 - Drehzahl
 - Geforderte Drehmoment
- Randbedingungen:
 - Zustand der Umgebungsluft (Temperatur, Druck)
 - Temperatur des Kühlwassers
- Ergebnisgrößen
 - Dynamisch erzielbare Drehmoment
 - Motoremissionen
 - Kraftstoffverbrauch
 - Wärmestrom ins Kühlwasser

Im dynamischen Betrieb können alle Flüsse und Zustandsgrößen, sowie Sensor- und ECU-Signale als zusätzliche Information, zur Analyse des Systems, ausgegeben werden. Diese zusätzlichen Ergebnisgrößen können an einem realen Prüfstand meist nur durch zusätzliche Messtechnik ermittelt werden.

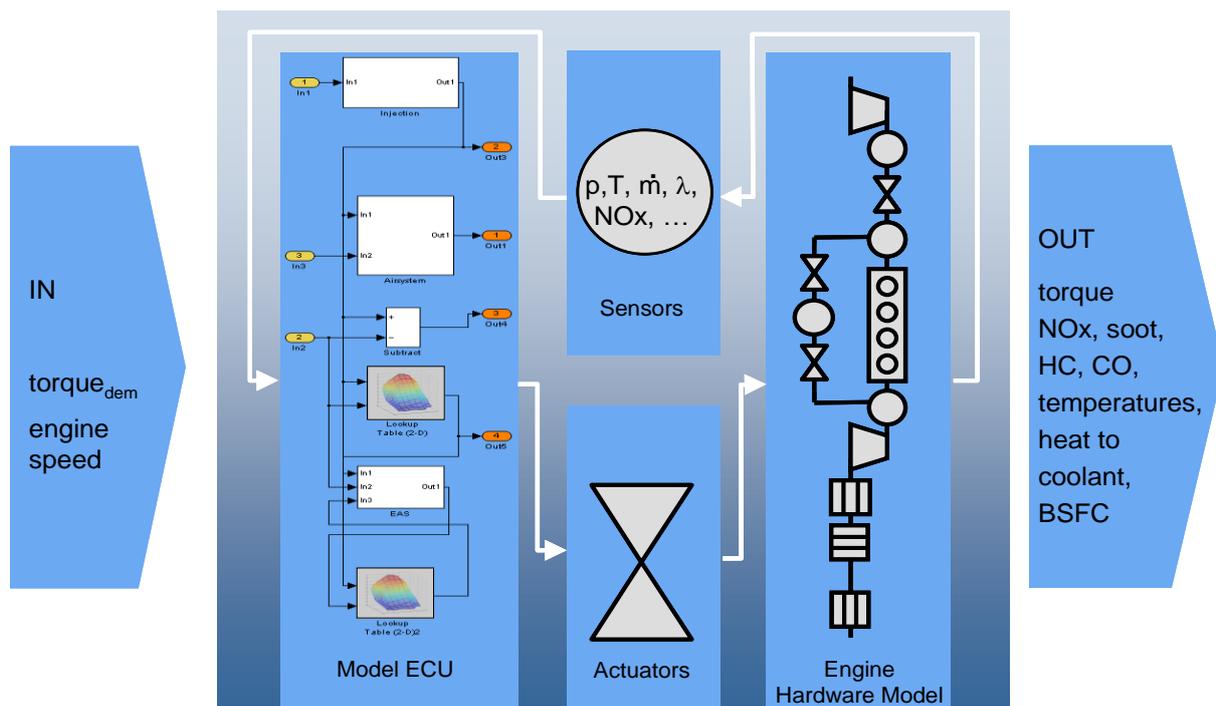


Abbildung 2-10: Die 3 Bereiche des Modells mit den Ein- u. Ausgangsgrößen[6]

Das Motormodell beinhaltet die Aufladung, Abgasrückführung, Abgasnachbehandlung und natürlich das Verbrennungsmodell, auf das später noch näher eingegangen wird. Gasführende Strukturen werden auf Volumina und Strömungswiderstände reduziert. Dadurch wird das Ein- und Auslasssystem aufgrund der nulldimensionalen Betrachtung stark vereinfacht. In den Volumina ist ein Wärmeübergang integriert, welcher Wärme an die Außenwand und auch weiter an die Umgebung abgeben kann. Zusätzliche Funktionen, wie Volumsförderung über die Drehzahl, werden durch Zylinder, Kompressor und Turbine ins Modell eingebracht. Im Zylinder und den Katalysatoren ist noch die Funktion der chemischen Umwandlung von Stoffen integriert.

Das Steuergerät-Modell muss für die Konfiguration des Motors angepasst werden. Es muss die wichtigsten Steuer- und Regelfunktionen der realen ECU erfüllen. Wie z.B.:

- Berechnung der Haupteinspritzmenge basierend auf Fahr- und Motorzustand
- Berechnung des Einspritzzeitpunktes und Einspritzverlaufs (Vor- u. Nacheinspritzung)
- Moment- bzw. Mengengrenzung zur Emissionsreduktion
- Luftmassenregelung, basierend auf Luftmassenmesser, mittels AGR-Ventil und Drosselklappe
- Ladedruckregelung mittels variabler Turbinengeometrie
- Leerlaufdrehzahlregler

Mittels des virtuellen ECU-Modells ist es möglich den virtuellen Motor wie am Prüfstand zu betreiben.

2.5.2 Zylindermodell

Eines der aufwendigsten Teilmodelle ist das Zylindermodell. Das Modell wird auch in dieser Arbeit verwendet um die Verbrennung von Großmotoren nachzubilden. Die Eingangsgrößen werden hauptsächlich von der virtuellen ECU vorgegeben. Zusätzlich kommen noch die Zustände am Einlasskanal und der Abgasgedruckt. In Abbildung 2-11 sind diese Größen kurz angeführt. Eine genauere Darstellung der Eingabewerte für das Zylindermodell wird in Kapitel 3.4.1 abgebildet.

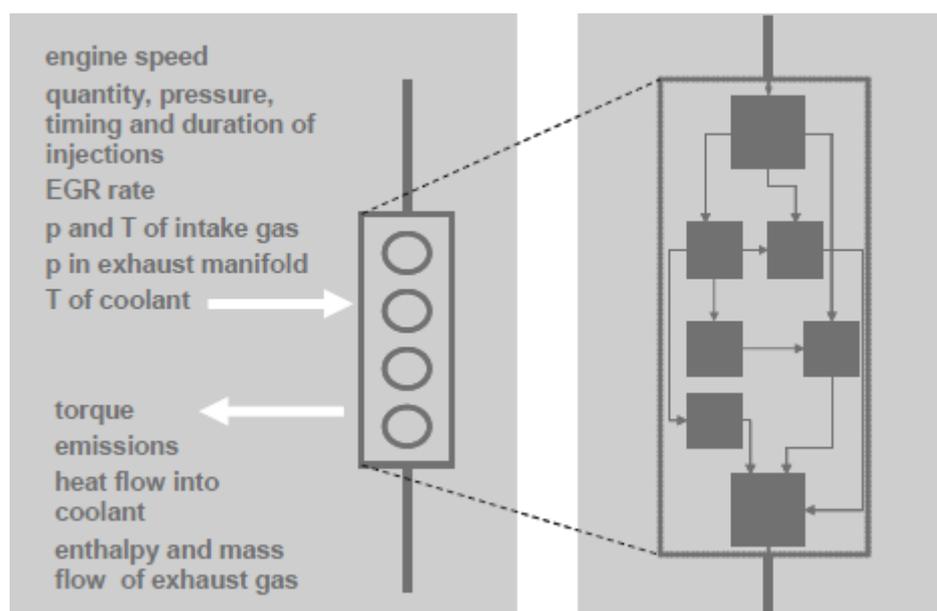


Abbildung 2-11: Ein- u. Ausgangsgrößen des Zylindermodells[6]

Das Zylindermodell ist aus einem Netzwerk von Teilmodellen aufgebaut. Die Berechnungsergebnisse der Teilmodelle entsprechen den real messbaren Größen. Die

Berechnung des Verbrennungsvorgangs erfolgt nicht Kurbelwinkel aufgelöst, sondern wird als stationärer Effekt abgebildet. Trotzdem wird der Einfluss von Lage und Dauer der Einspritzung abgebildet. Die empirischen Anteile ersetzen räumlich oder zeitlich komplexe Phänomene, welche physikalisch nur schwer und mit Genauigkeitsverlusten berechnet werden können. Diese basieren auf einer Vielzahl von Motordaten, deren Hubvolumina sich von 0,5 bis 2,5 Liter pro Zylinder erstrecken.



Abbildung 2-12: Ablaufdiagramm der Berechnung des Zylindermodells [8]

Abbildung 2-12 zeigt den schematischen Ablauf der Zylinderberechnung. Die Berechnungsschritte können teilweise mit einem Einstellparameter beeinflusst werden. Die Einstellparameter sind motorspezifisch und werden mithilfe von Messdaten des zu modellierenden Motors angepasst. Durch die Parametrierung kann die Aussagekraft des Modells erhöht werden. Diese 4 zur Verfügung stehenden Einstellparameter sind folgende:

- Poly-Einstellparameter
- SOC-Einstellparameter
- MFB50-Einstellparameter
- FMEP-Einstellparameter

Nach Eingabe der Eingangsgrößen sind die Anfangsbedingungen bei Einlassschluss und Verdichtungsbeginn festgelegt. Mit der idealen Gasgleichung werden Temperatur und Druck bei Einspritzbeginn ermittelt. Der Poly-Einstellparameter kann hier den Verdichtungsdruck beeinflussen und die Zylinderzustände zum Start der Verbrennung anpassen. Der anschließend berechnete Beginn der Verbrennung kann ebenfalls beeinflusst werden. Hierfür steht der SOC-Einstellparameter zur Verfügung. Faktoren, die den Zündverzug beeinflussen, können mit ihm berücksichtigt werden. Mit dem MFB50-Einstellparameter kann die Verbrennungsgeschwindigkeit beeinflusst werden. Dadurch verändert sich die Schwerpunktlage. Die Ergebnisse gehen anschließend in das NO_x-Modell und in die Berechnung des Spitzendrucks ein. Weiters werden aus den Teilergebnissen die

Wandwärmeverluste berechnet. Durch die zuvor schon erwähnte Struktur der Teilmodelle können sämtliche Teilergebnisse ausgegeben und sofern vorhanden mit der Messung abgeglichen werden. Nach der Ermittlung der indizierten Leistung, wird mit dem FMEP-Einstellparameter die Motorreibung angepasst. Dadurch wird der effektive Mitteldruck den Messdaten angepasst und die übrigen Größen können berechnet werden. Ein Beispiel, wie mit den vorhandenen Messdaten ein Verbrennungsmodell abgestimmt und parametrieren wird, wird in Kapitel 3.5 gezeigt.

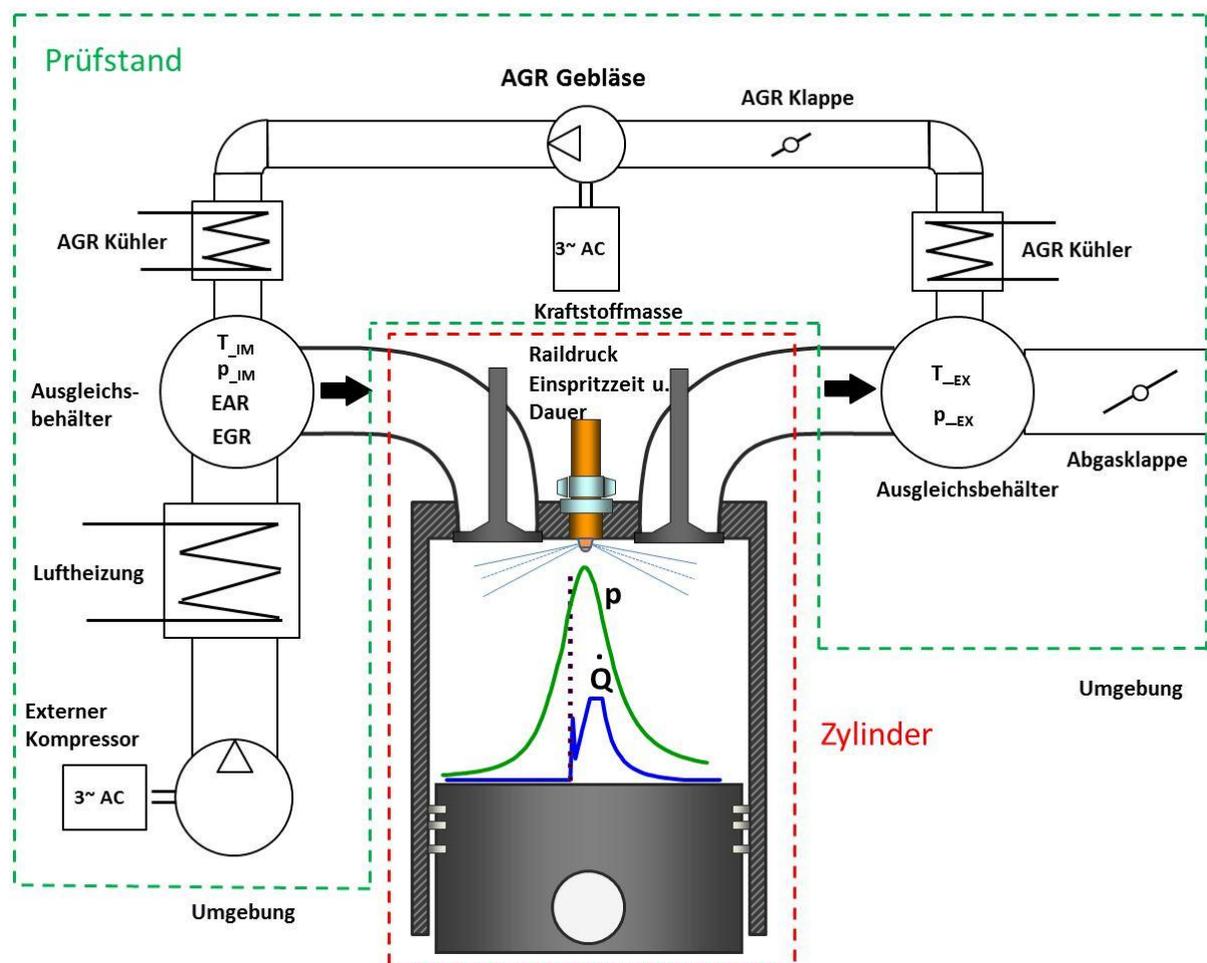


Abbildung 3-2: Prinzipaufbau des Einzyylinderprüfstands

3.1.1 Ansaugseite

Ansaugsseitig beginnt das Versuchsobjekt mit dem Einlasskanal. Das heißt, die Aufgaben von Kompressor und Ladeluftkühler werden durch eine Konditionierung der Ansaugluft ersetzt. Für diesen Zweck ist ein Luftfilter mit darauffolgender Kompressoranlage und einem Kessel als Zwischenspeicher mit dem Prüfstand verbunden. Dies liefert die Ladeluft für den Zylinder. Zur Volumenstrommessung durchläuft die Ansaugluft noch einen Drehkolbenmesser. An diesem ist auch ein Sensor zur Luftfeuchtemessung angebracht. Eine Luftheizung und eine Drossel sorgen für den gewünschten Zustand im Einlassbereich des Zylinders. Die zusätzlichen Temperatur- und Drucksensoren im Ansaugkanal sind für das Verbrennungsmodell nicht von Bedeutung. Da diese von dem Zustand im Einlassbereich und dem gelieferten Zustand von der Kompressoranlage abhängig sind, können diese Werte aber auch nicht für eine Vollmodellberechnung herangezogen werden.

Neben Druck und Temperatur werden im Einlasskanal noch eine kurbelwinkelaufgelöste Druckmessung und eine CO_2 -Messung durchgeführt. Die Druckindizierung ermöglicht Ladungswechselberechnungen um auf den Vollmotor zurückzurechnen. Am Prüfstand dient diese zusätzlich zur Beobachtung der Pulsationen, welche im Einzyylinderbetrieb sehr groß sind. Um die Pulsationen zu verringern, ist kurz vor dem Einlasskanal ein Ausgleichsbehälter angebracht, den die Ansaugluft durchströmt. Die CO_2 -Messung ist für die Berechnung der AGR-Rate nötig. In Abbildung 3-3 werden die Sensoren am Einlasskanal gezeigt.

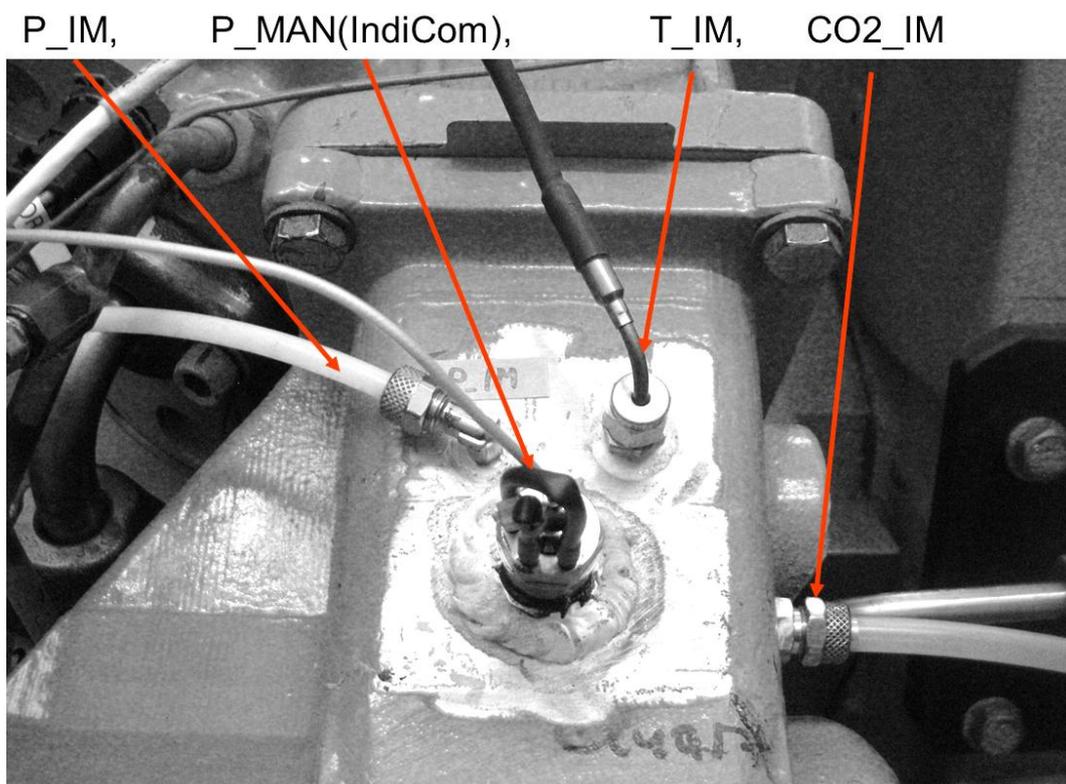


Abbildung 3-3: Sensoren am Einlasskanal

3.1.2 Zylinder

Der Zylinder ist mit einer Druckindizierung ausgestattet, die den Zylinderdruckverlauf über den Kurbelwinkel misst. Dieser ist für die spätere Auswertung des Brennverlaufs unverzichtbar. Für die Kurbelwellenposition ist ein Winkelmarkensensor angebracht. Damit können die aktuelle Lage der Kurbelwelle sowie die Totpunkte ermittelt werden. Die eingebrachte Kraftstoffmenge, der Einspritzdruck sowie die generellen Kraftstoffdaten werden in den Messdaten ebenfalls festgehalten. Die Kreisläufe für Kühlung und Schmierung des Zylinders sind mit einem Ein- und Auslasstemperatursensor, einem Drucksensor und einer Massenstrommessung ausgestattet.

Ein wichtiger Punkt, der bei Einzylindermotorprüfständen nicht außer Acht gelassen werden darf, ist die Reibung. Der Reibmitteldruck wird auf Motorprüfständen aus der Differenz des indizierten- und effektiven Mitteldrucks berechnet. Im Einzylinderbetrieb gibt es einige Faktoren die diese Verluste beeinflussen. Ein Grund dafür ist die höhere Zahl an Hauptlagern. Bei einem Einzylinder sind 2 Lager erforderlich, bei Mehrzylindern sind Lager zwischen den Zylindern und an den Außenseiten notwendig. Es ergibt sich dadurch eine Lageranzahl, die der Zylinderanzahl plus eins entspricht. Bei einem Vollmotor mit mehreren Zylindern teilt sich somit die Reibung des zusätzlichen Lagers auf mehrere Zylinder auf, woraus sich eine geringere Reibung pro Zylinder ergibt. Zusätzlich beeinflussen die Aggregate, die nicht durch die Antriebswelle betrieben werden, die Reibungsverluste. Die Pumpe zur Versorgung des Common Rail und die Pumpen für den Öl- und Kühlkreislauf werden meist extern betrieben. Jene Bauteile erhöhen in einem Vollmotor die Verluste und verringern dadurch das geleistete Drehmoment. Bei der Modellparametrierung müssen diese Punkte berücksichtigt und im Falle einer Abweichung entsprechend gedeutet werden.

3.1.3 Abgasseite

Am Austritt des Zylinders wiederholt sich die Messinstallation, die am Einlasskanal verwendet wurde. Auch hier sind neben Druck- und Temperatursensoren eine Druckindizierung und ein CO₂-Sensor angebracht. Mithilfe der CO₂-Messung im Ein- und

Auslassbereich kann die EGR-Rate berechnet werden. Die Berechnung kann jedoch durch nicht vollständige Vermischung der Ansaugluft mit dem rückgeführten Abgas oder aufgrund der Sensorposition große Fehler beinhalten.

Auch der Auslasskanal ist mit einem Ausgleichsbehälter versehen, um die Druckpulsationen zu verringern. Nach dem Ausgleichsbehälter ist die gesamte Abgasmesseinrichtung und eine Lambdasonde angeordnet. Zur Abgasmessung wird die Abgasmessanlage AMAi60 verwendet. Sie misst THC, CH₄, NO, NO_x, CO, CO₂, N₂O und O₂. Die Rußkonzentration im Abgas wird mit dem AVL Smoke Meter gemessen. Dieser arbeitet mit der Filtermethode, indem ein Probegasstrom vom Auspuffrohr durch ein sauberes Filterpapier geleitet wird. Durch den gefilterten Ruß wird das Papier geschwärzt. Der Schwärzungsgrad wird ermittelt und das Ergebnis in FSN oder mg/m³ ausgegeben. Nach den Entnahmestellen für das AVL Smoke Meter und das AMAi60, sind noch ein NO_x- und Lambda-Sensor angeordnet. Durch die Möglichkeit der NO_x-Messung mit der Abgasmessanlage werden diese Emissionen redundant gemessen. Grund dafür war der Test eines NO_x-Sensors. Am Ende der Auslassseite befinden sich noch zwei Klappen, die zur Einstellung des richtigen Abgasgedrucks benötigt werden, der sich durch die Turbine und der Abgasnachbehandlung ergibt.

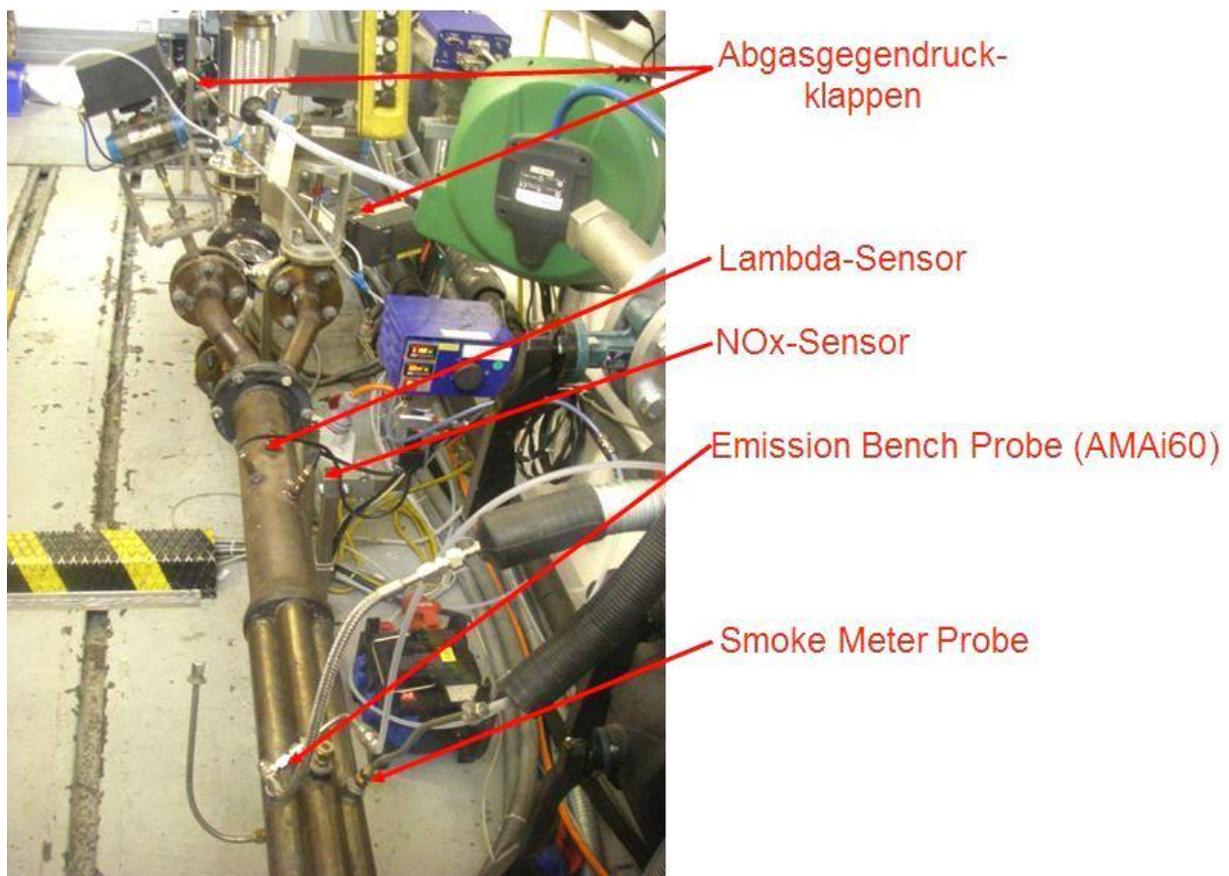


Abbildung 3-4: Abgasmessgeräte u. Abgasgedrueckklappen

Die Abgasrückführungsstrecke ist mit einer Drosselklappe zur Mengenregelung und mit Druck- und Temperatursensoren vor und nach dem AGR-Kühler ausgestattet. Im Anhang sind eine Sensorliste mit den Normnamen sowie einer Darstellung der Sensorpositionen zu finden.

3.2 Prüfprogramm

In Tabelle 3-1 ist ein Prüfprogramm mit einem mechanischen Einspritzsystem dargestellt. Veranschaulicht werden hier Variationen des Luftverhältnisses und des 50% Umsatzpunktes. In der linken Spalte wird der Operationspunkt angeführt. „C1“ beschreibt hier einen bestimmten Emissionsprüfzyklus für Off-road Fahrzeuge. Dieser beinhaltet eine Lastabstufung über die Nenndrehzahl und einer mittleren Drehzahl. Die Lastabstufung wird

mit der Nummer nach dem Bindestrich beschrieben. Mit unterschiedlichen Gewichtungsfaktoren werden die Emissionen der einzelnen Betriebspunkte aufsummiert und zur Emissionsüberprüfung herangezogen. Für nähere Erklärungen der Emissionszyklen wird hier auf die ISO 8178 Norm verwiesen.

Op. pt.	Engine	FUELLING	P_IM_A	EAR_Total	T_IM	P_31_A	ETA_T	MFB_50%	
	speed	SCE	SCE	SCE	SCE	SCE	SCE		
	rpm	kg/h	bar abs	(-)	°C	bar abs	%	°CRA ATDC	
C1-1	1900	34.09	3.68	1.90	49	3.70	42.9	17.7	MFB50% Variation
	1900	35.45	3.92	1.94	50	3.97	42.8	23.7	
	1900	34.66	3.79	1.92	49	3.83	42.9	20.7	
C1-1	1900		3.79	1.92	49	3.83	42.9	20.7	EAR Variation
	1900		3.79	1.77	49	3.83	42.9	20.7	
	1900		3.79	2.07	49	3.83	42.9	20.7	
C1-5	1400	25.41	3.00	1.70	47	2.48	45.7	17.9	MFB50% Variation
	1400	26.38	3.25	1.77	48	2.70	45.7	23.9	
	1400	25.83	3.11	1.73	47	2.58	45.7	20.9	
C1-5	1400		3.11	1.73	47	2.58	45.7	20.9	EAR Variation
	1400		3.11	1.58	47	2.58	45.7	20.9	
	1400		3.11	1.88	47	2.58	45.7	20.9	
C1-7	1400	14.91	2.01	1.97	44	1.78	42.9	28.8	MFB50% Variation
	1400	14.49	1.92	1.94	43	1.72	42.8	25.8	
	1400	14.11	1.85	1.91	43	1.66	42.8	22.8	
C1-7	1400		1.85	1.91	43	1.66	42.8	22.8	EAR Variation
	1400		1.85	1.71	43	1.66	42.8	22.8	
	1400		1.85	2.11	43	1.66	42.8	22.8	

Tabelle 3-1: Schematisches Prüfprogramm eines Einzylindermotors

Zu Beginn einer Messung wird die vorgegebene Drehzahl am Steuergerät eingestellt. Die Last kann mit Hilfe der Asynchronmaschine geregelt werden. Da die Maschine versucht, die Drehzahl zu halten, wird die verwendete Kraftstoffmenge beeinflusst. Von dem Einspritzdruck ist die Dauer der Einspritzung abhängig, um die geforderte Last zu erreichen. Hier sind zusätzlich Grenzen eingestellt, welche bei zu hoher Last eine bestimmte Einspritzmenge oder Einspritzdauer nicht überschreiten lassen. Der Wirkungsgrad der Turbine ergibt einen bestimmten Lade- und Abgasgegendruck, der mit den Regelklappen erzeugt wird. Auch die Temperatur der Ladeluft wird auf den geforderten Wert geregelt.

Nachdem alle Parameter eingestellt wurden, wird die Messung gestartet und aus einer Aufzeichnung von 30 Sekunden der Mittelwert abgespeichert. In diesem Messpunkt wird zusätzlich der Name der Datei, in dem die Ergebnisse der Druckindizierung liegen, abgespeichert. In dieser Datei ist eine Vielzahl an Zyklen abgespeichert. Aus diesen wird bei der Betrachtung meist der Mittelwert gebildet, da sie untereinander oft Schwankungen aufweisen.

3.3 Versuchsträger

Für diese Erhebung standen Messdaten von 4 Motoren zur Verfügung. Sie sind in Tabelle 3-2 mit ihren geometrischen Abmessungen angeführt. Die Zylindervolumina reichen von 4,9 bis 15,7 Liter. Dabei sollen Motor 1 und 2 die schnellaufenden Motoren und Motor 3 sowie 4 die mittelschnellaufenden repräsentieren. Die zur Parametrierung verwendeten Einstellparameter berücksichtigen nicht nur geometrische Unterschiede der Maschinen, sondern auch weitere verbrennungsbestimmende Bauteile. Bei Änderung der Kolbenform oder Injektoren müssen die Parameter ebenfalls neu ermittelt werden. Für jeden Versuchsträger wurde versucht ein Basismodell zu erstellen. Die Basismodelle sollten auf Messdaten ohne AGR und mit konventionellen Steuerzeiten abgestimmt werden. Da diese Daten nicht immer vorhanden

waren, wurde für die Basisabstimmung eine möglichst einfache Konfiguration gesucht. Dazu wurden zumindest konventionelle Steuerzeiten verwendet. Ausgehend von diesen Daten wurden Messdaten mit Variationen in jeglicher Hinsicht herangezogen und ein weiteres Modell parametrisiert. Dieses wurde mit dem Basismodell verglichen, um so Erkenntnisse gewinnen zu können. Daher werden von einem Motor mehrere Verbrennungsmodelle erstellt, welche sich in Hardware und/oder Technologie unterscheiden.

Motor	1	2	3	4
N_{\max} [rpm]	1800	1900	1000	1050
N_{\min} [rpm]	800	700	350	450
Bohrung [mm]	175	170	200	250
Hub [mm]	220	215	280	320
Pleuellänge [mm]	420	392,5	510	590
Volumen [dm ³]	5,3	4,88	8,8	15,71
ϵ [-]	16,2 : 1	16,2 : 1	17,2:1	14,8 : 1

Tabelle 3-2: Motordaten

Die Messdaten der Vergleichsmodelle wurden so gewählt, dass genügend Simulationspunkte für die Parametrierung vorhanden sind. Gleichzeitig wurde auch Wert darauf gelegt, die Komplexität schrittweise zu erhöhen. So können die Ergebnisse von Injektorvariationen und Millersteuerzeiten verglichen und analysiert werden.

3.4 Messdatenaufbereitung

Wie in dem theoretischen Teil bereits erwähnt, ist der große Vorteil der Echtzeitfähigkeit des Modells mit dem Nachteil der empirischen Daten verbunden. Nachteil in dem Hinblick, dass mit den empirischen Standardwerten nur eine begrenzte Genauigkeit erreicht werden kann. Daher müssen für eine höhere Modellgüte die Einstellparameter, die auf die empirischen Werte Einfluss nehmen, mithilfe von Messdaten des realen Motors angepasst werden. Es ist jedoch hier noch einmal ausdrücklich zu erwähnen, dass im Vergleich zu einem vollempirischen Modell nur ein Bruchteil an Daten für die Parametrierung benötigt wird. Da die ermittelten Parameter für jeden Betriebspunkt dieser Konfiguration herangezogen werden.

Mithilfe der Messdaten kann nun das Modell abgestimmt werden. Hierzu werden die Eingabewerte und Randbedingungen für das Modell aus den vorhandenen Messdaten genommen. Die Ausgaben müssen somit bei einer richtigen Berechnung ebenfalls mit der Messung übereinstimmen. Für diesen Schritt müssen allerdings manche Daten berechnet werden.

3.4.1 Messdaten für Parametrierung

Die für die Parametrierung benötigten Eingangsgrößen lassen sich in folgende Punkte gliedern:

- Stationäre Messdaten des Betriebspunktes
- Injektordaten
- Geometriedaten
- Kraftstoffdaten

3.4.1.1 Stationäre Messdaten des Betriebspunktes

Als Eingabeparameter werden folgende Größen benötigt:

- Drehzahl
- Kraftstoffmasse pro Hub
- Temperatur und Druck im Einlasskanal
- Abgasgedruckt
- Temperatur von Kühlwasser und Öl
- Liefergrad
- AGR-Rate
- Beginn der Bestromung
- Dauer der Bestromung
- Einspritzdruck
- Voreinspritzung (Kraftstoffmasse, Beginn u. Dauer)
- Luftfeuchte der Ladeluft

Der Großteil dieser Eingabewerte liegt in den Messdaten bereits vor. Der Liefergrad ist eine Größe, welche am Prüfstand nicht gemessen werden kann und ist daher eine reine Rechengröße. Um diesen Wert dem Modell vorgeben zu können, müssen Vereinfachungen getroffen werden. Bei Annahme, dass keine Spülverluste vorliegen, kann der Liefergrad dem Massenaufwand gleichgesetzt und aus den Messdaten berechnet werden (3-1). Mit dem Luftaufwand (3-2) sowie der AGR-Rate (3-5) welche in den Messdaten vorhanden sind, kann der Liefergrad (3-6) ermittelt werden. Mit diesen und den geometrischen Daten berechnet sich das Modell die Ladungsmasse, die zur Verbrennung zur Verfügung steht. Dieser Ansatz ergibt sich bei größeren Ventilüberschneidungen zunehmend als fehlerhaft.

$$\lambda_{l2} = \frac{m_{IA} + m_{AGR}}{m_{th}} \quad (3-1)$$

$$\lambda_{a,2} = \frac{m_{IA}}{m_{th}} \quad (3-2)$$

$$\zeta = \frac{m_{AGR}}{m_{AGR} + m_{IA}} * 100 \quad (3-3)$$

$$\lambda_{l2} = \frac{\lambda_{a,2}}{1 - \frac{\zeta}{100}} \quad (3-4)$$

3.4.1.2 Injektordaten

Wie bereits in den theoretischen Grundlagen erwähnt, ist das Einspritzsystem mit dem Injektor und der Düsengeometrie entscheidend für die Einspritzcharakteristik. Wichtig sind hier die Durchflussrate und die Anzahl der Düsenlöcher. Ein weiterer entscheidender Eingabewert ist der Einspritzverzug zu Beginn und Ende was aus den Druckindizierungen ermittelt wird.

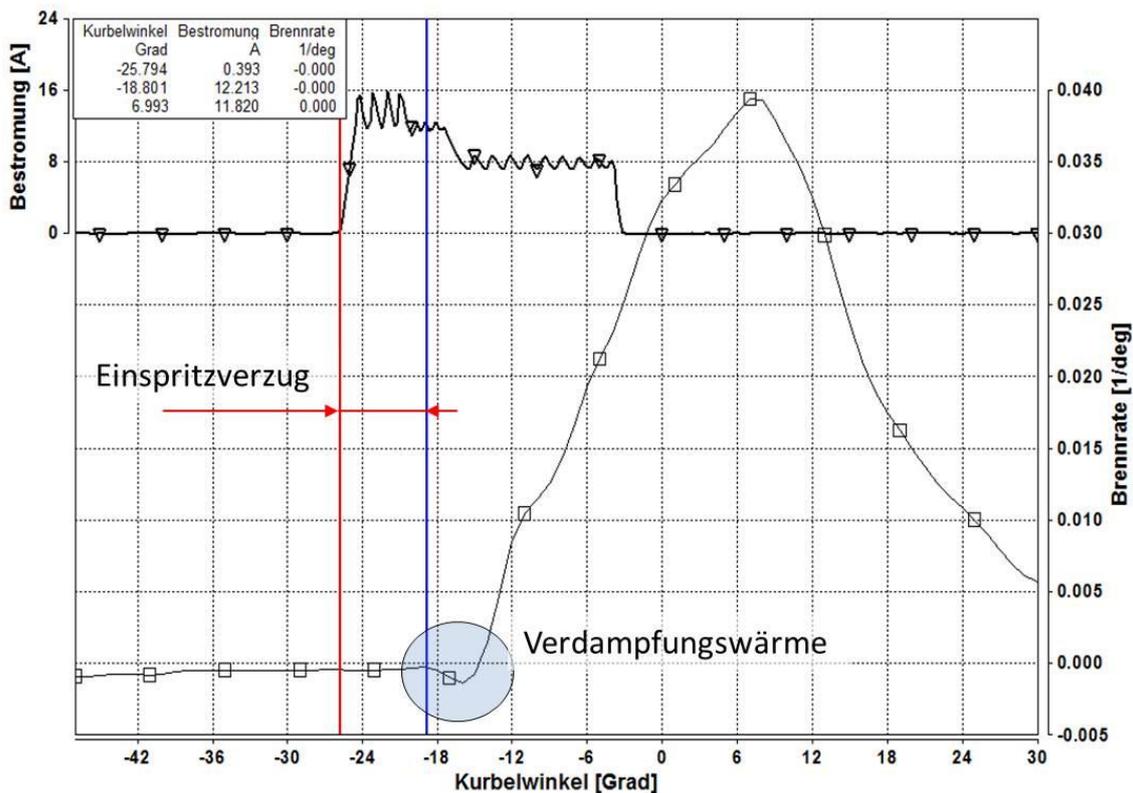


Abbildung 3-5: Bestromungssignal und Einspritzverlauf von einem Betriebspunkt

Anhand des Zylinderdruckverlaufs wird der Brennverlauf bestimmt, welcher in Abbildung 3-5 (unten) dargestellt ist. Zusätzlich zeigt die Grafik auch noch das Bestromungssignal (oben). Bei der Einspritzung verdampft der Kraftstoff und entzieht der Zylinderladung Energie. Diese Wärmeabfuhr äußert sich in einem negativen Brennverlauf und ist der Indikator für den Beginn der Einspritzung. Die Differenz zwischen Bestromungsbeginn und dem Verdampfungsbeginn ist somit der Einspritzverzug. Der rote Cursor steht am Beginn des Bestromungssignals und der blaue Cursor wird zum Verdampfungsbeginn positioniert. Der sich daraus ergebende Verzug muss noch umgerechnet werden, da dieser zeitlich konstant ist und bei unterschiedlichen Drehzahlen einen unterschiedlich großen Kurbelwinkel ergibt (3-5). Der Vorgang wird ebenfalls für den Einspritzverzug beim Schließen des Injektors durchgeführt. Der Mittelwert der verschiedenen Betriebspunkte für Schließen und Öffnen wird anschließend als Eingabewert verwendet (3-6).

$$t_{Ev} = \frac{60 * 1000 * t_{kw}}{N * 360} \quad [ms] \quad (3-5)$$

$$t_{Ev} = \frac{\sum t_{hydr.delay,i}}{n} \quad [ms] \quad (3-6)$$

Die Einspritzverzögerungen müssen für jeden Injektor ermittelt werden. Sie sind im Anhang bei der Beschreibung der Konfigurationen angeführt. Zusammengefasst sind die für das Modell benötigten Injektordaten folgende:

- Einspritzverzögerungen zu Beginn und Ende der Einspritzung
- Durchflussrate
- Lochanzahl der Düse

3.4.1.3 Weitere Eingabedaten

Die geometrischen Abmessungen sowie die Kraftstoffdaten werden zusätzlich noch benötigt für die Berechnungen. Die Geometriedaten wurden bereits in Tabelle 3-2 angeführt. Als

Kraftstoffdaten sind der Heizwert, Dichte und das stöchiometrische Luftverhältnis einzugeben.

3.4.2 Größen zur Modellparametrierung und -validierung

Zum Simulations- und Messungsvergleich werden weitere Daten benötigt, die so in den Messdaten nicht vorliegen und daher durch eine Auswertung der Druckindizierungen ermittelt werden. Hierfür wurde eine bereits existierende Formel in Concerto® zur Hilfe genommen. Da diese Auswertung nicht selbst erstellt wurde, wird hier nur kurz auf die Art und Weise der Ermittlung der Größen eingegangen. Für die Parametrierung werden folgende Größen benötigt:

- Druck und Temperatur bei Beginn der Einspritzung
- Start der Verbrennung
- 50% Umsatzpunkt

Durch den gemessenen Zylinderdruckverlauf ist der Druck zu jedem Zeitpunkt bestimmt und kann somit ganz einfach beim entsprechenden Kurbelwinkel abgelesen werden. Die Temperatur zum selbigen Zeitpunkt wird mithilfe der Zustandsgleichung ermittelt, bei der der Zustand im Einlasskanal den Anfangszustand bildet. Über den Kurbeltrieb kann das entsprechende Verdichtungsverhältnis berechnet werden und damit dann die Temperatur zu Einspritzbeginn. Mittels einer Kurvendiskussion des Heizverlaufs wird der Start der Verbrennung ermittelt.

Für die Analyse der Simulationsergebnisse wurde im Laufe dieser Arbeit die abgeführte Wärme über die Zylinderwandungen benötigt. Dadurch wurde diese in die Auswertung der Ergebnisse aufgenommen. Die Wandwärmeverluste werden mithilfe einer Energiebilanz berechnet. Dafür werden die ein- und ausgehenden Wärmeströme sowie die Arbeit der Hochdruck- und Ladungswechselphase und die zugeführte Brennstoffwärme herangezogen.

$$Q_{WW} = Q_{Br} + Q_{Ladung} - W_{i,HP} - W_{i,LW} - Q_{Abgas} \quad (3-7)$$

3.5 Parametrierung eines Zylindermodells

3.5.1 Standardparametrierung

Mit den zuvor ermittelten Eingabedaten kann die Parametrierung des Zylindermodells durchgeführt werden. Für die erste Parametrierung sollen möglichst einfach anzupassende Messdaten herangezogen werden. Um Abweichungen präziser einer Ursache zuordnen zu können. Hierfür wurde der schnellaufende Motor 1 gewählt. Diese einfache Konfiguration wurde ohne AGR, Drall und ohne Miller-Steuerzeit betrieben. Bis auf die größeren geometrischen Abmessungen entspricht dieser Motor bereits mehrfach mit dem Modell parametrierten Motoren. Die detaillierten Daten der Konfiguration sind in Tabelle 3-3 dargestellt.

Motor	1
Konfigurationsbezeichnung	Std
AGR	Nein
MILLER-Steuerzeit	Nein
Drall	Nein
Nmax [rpm]	1800
Nmin [rpm]	800
Verdichtungsverhältnis	16.2 : 1
Volumen/Zyl.[l]	5.3
Bohrung [mm]	175
Hub [mm]	220
Pleuellänge [mm]	420
Einspritzsystem	CR
Düsenlöcher [-]	7
Durchflussrate [ml/min]	3990
Einspritzverzögerung Öffnen [ms]	0.644
Einspritzverzögerung Schließen [ms]	1.478

Tabelle 3-3: Daten von Motor 1 mit Standardkonfiguration

Mit den Messdaten als Eingabe werden die Ergebnisse des Modells mit der Standardparametrierung berechnet. Diese Ergebnisse werden mit den Messdaten verglichen. Die Parametrierung wird, wie bereits in den theoretischen Grundlagen erklärt, mit 4 Parametern durchgeführt. Durch schrittweise Veränderung der Parameter werden die Simulationsergebnisse den Messwerten angepasst. Die Standardwerte der Parameter sind in Tabelle 3-4 angeführt. Diese Einstellparameter sind nicht normiert und weisen daher unterschiedliche Auswirkungen auf.

Poly-Einstellparameter	-0.00583331
SOC-Einstellparameter	0.14
MFB50-Einstellparameter	0.46
FMEP-Einstellparameter	0.1143

Tabelle 3-4: Standardparameter

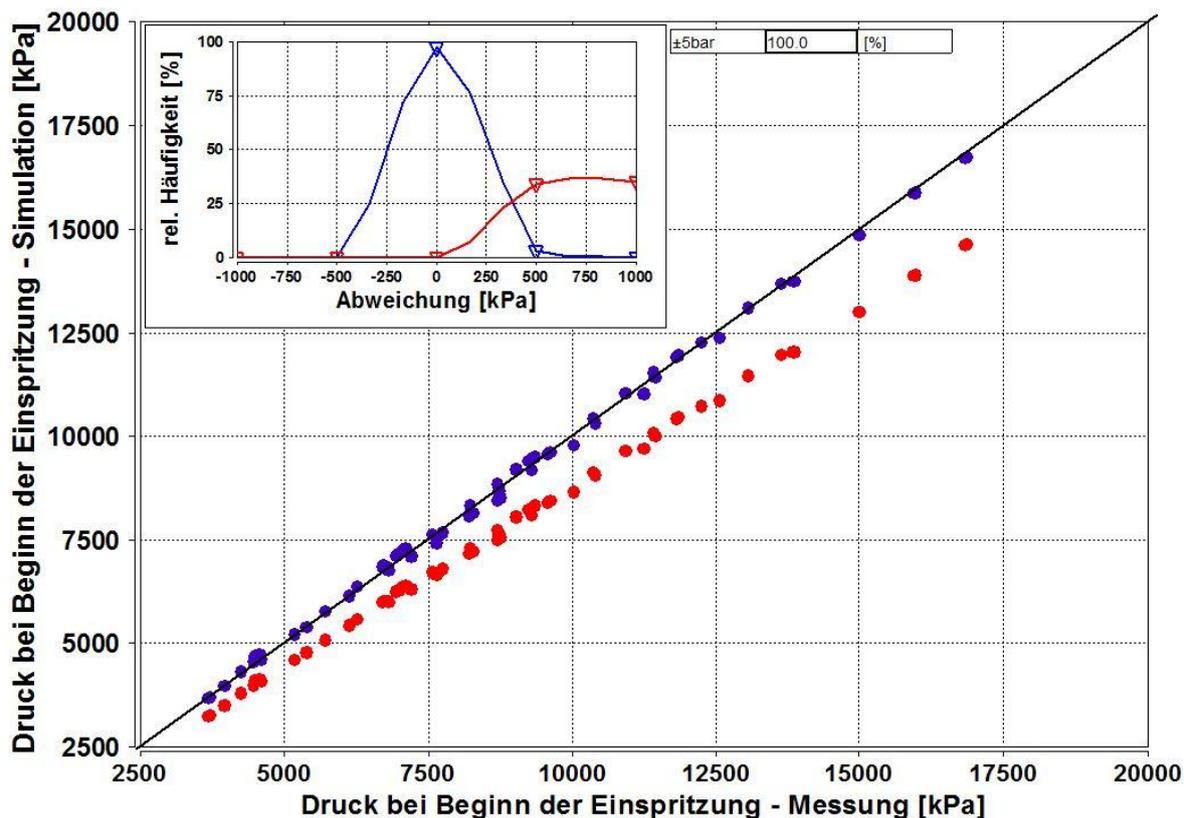


Abbildung 3-6: Druck bei Einspritzbeginn

Abbildung 3-6 zeigt den Druck bei Beginn der Einspritzung. In einem Punktediagramm werden auf der y-Achse die Simulationsergebnisse und auf der x-Achse die zugehörigen Messwerte aufgetragen. Die Ergebnisse mit den Standardparametern sind rot dargestellt. Die Ergebnisse ohne Anpassung zeigen ein richtiges Verhalten des Modells. Würde die Modellberechnung hier versagen, wäre das Streuband breiter oder gar kein Trend erkennbar. Die Abweichung zwischen der Messung und Rechnung wird mit steigendem Zylinderdruck bei Einspritzbeginn größer. Dieser Drift kann mit dem Poly-Einstellparameter behoben werden. Die blauen Ergebnisse sind das Resultat der Parametrierung. Dabei wurde der Parameter ausgehend vom Standardwert so verändert, dass die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen am besten übereinstimmen. Der sich durch die Abstimmung ergebende Parameter wird für alle Betriebspunkte verwendet. Ist das Modell anhand von Messdaten eines Motors parametrierbar, können mit diesen Parametern Simulationen durchgeführt werden. Die Genauigkeit dieser Simulationsergebnisse kann ebenfalls aus dem Messungs- und Simulationsvergleich bei der Parametrierung ermittelt werden. Zur Beurteilung der Genauigkeit wurde dem Diagramm ein Histogramm beigegefügt, das die Verteilung der Abweichungen zwischen Simulation und Messung darstellt. Rechts davon ist der Anteil der Messpunkte (in Prozent) angeführt, die sich innerhalb des geforderten Toleranzbereichs befinden. Für die bisher erstellten Modelle in Kundenprojekten wurden die Toleranzbereiche, wie in Tabelle 3-5 angeführt, festgelegt. Ziel ist, dass sich mehr als 90% der berechneten Betriebspunkte innerhalb dieses Bereichs befinden.

Druck bei Einspritzbeginn	± 5 bar
Temp. bei Einspritzbeginn	± 25 °C
Verbrennungsbeginn	$\pm 2,5$ °KW
MFB50%	± 2 °KW
BSFC	± 5 %
Abgastemperatur	± 25 °C
NOx-Emissionen	± 10 %
Spitzendruck	± 5 bar
Mitteldruck	$\pm 0,2$ bar

Tabelle 3-5: Toleranzbereiche für die Modellparametrierung

Die Simulationsergebnisse nach der Parametrierung von Motor 1 zeigen, dass sich alle Betriebspunkte innerhalb einer Toleranz von ± 5 bar befinden. Mit dieser Anpassung geht eine Änderung der Temperatur bei Beginn der Einspritzung einher, die in Abbildung 3-7 dargestellt ist. Die Temperatur ergibt sich aus der Gasgleichung und ist abhängig von Druck und Ladungsmasse im Zylinder. Da die Ladungsmasse auch vom Restgasgehalt beeinflusst wird, hat auch sie einen Einfluss auf die Temperatur. Der Restgasgehalt kann im Modell optional angegeben werden. Bei keiner Eingabe wird das Restgas mit 3% angenommen. Mit diesem Wert ist hier die beste Übereinstimmung zur Messung erreicht. Im Bereich von ± 25 °C befinden sich somit 85.6% der Messpunkte.

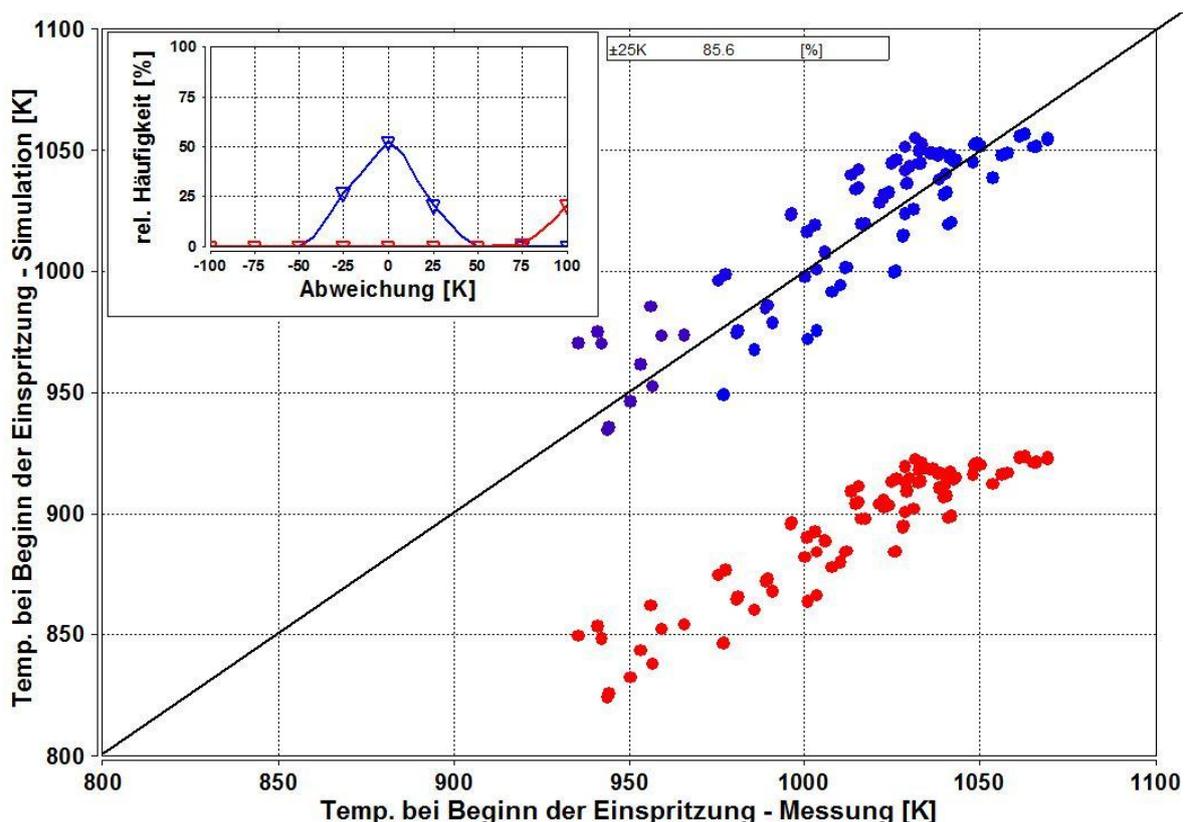


Abbildung 3-7: Temperatur bei Beginn der Einspritzung

Nachdem der thermodynamische Zustand bei Einspritzbeginn festgelegt ist, folgt nun die Anpassung des Brennbeginns. In Abbildung 3-8 wird dies abgebildet. Im Vergleich zu Druck und Temperatur ist hier der Unterschied zwischen abgestimmten- und nicht abgestimmten Modell nicht so groß. Eine geringe Abweichung bestätigt das Histogramm, wo sich das Maximum der unparametrierten Modellergebnisse knapp innerhalb der Toleranz befindet. Das Zündverzugsmodell liefert bereits im nicht abgestimmten Zustand sehr gute Ergebnisse. Zur Parametrierung und Erhöhung der Modellgüte wird der SOC-Einstellparameter herangezogen. Mit 77.3% der Messpunkte innerhalb des Toleranzbereichs wird zwar die Forderung nicht

erfüllt das Ergebnis ist allerdings immer noch gut. Es ist auch erkennbar, dass bei frühen Einspritzzeitpunkten das Modell den Verbrennungsbeginn unterschätzt und bei späten überschätzt. Ohne diese Drehung würde auch hier die geforderte Genauigkeit erreicht werden. Da der Einstellparameter für jeden Betriebspunkt gleich ist, kann dieses Verhalten nur durch eine Modelländerung beeinflusst werden. Die Abweichungen größer 5°KW sind Betriebspunkte mit niedrigen Lasten. Niedriglastpunkte sind messtechnisch am Prüfstand nicht immer korrekt aufzuzeichnen. Dadurch können die Auswertungen dieser Daten nicht immer durchgeführt werden und verursachen Abweichungen beim Vergleich von Simulation und Messung.

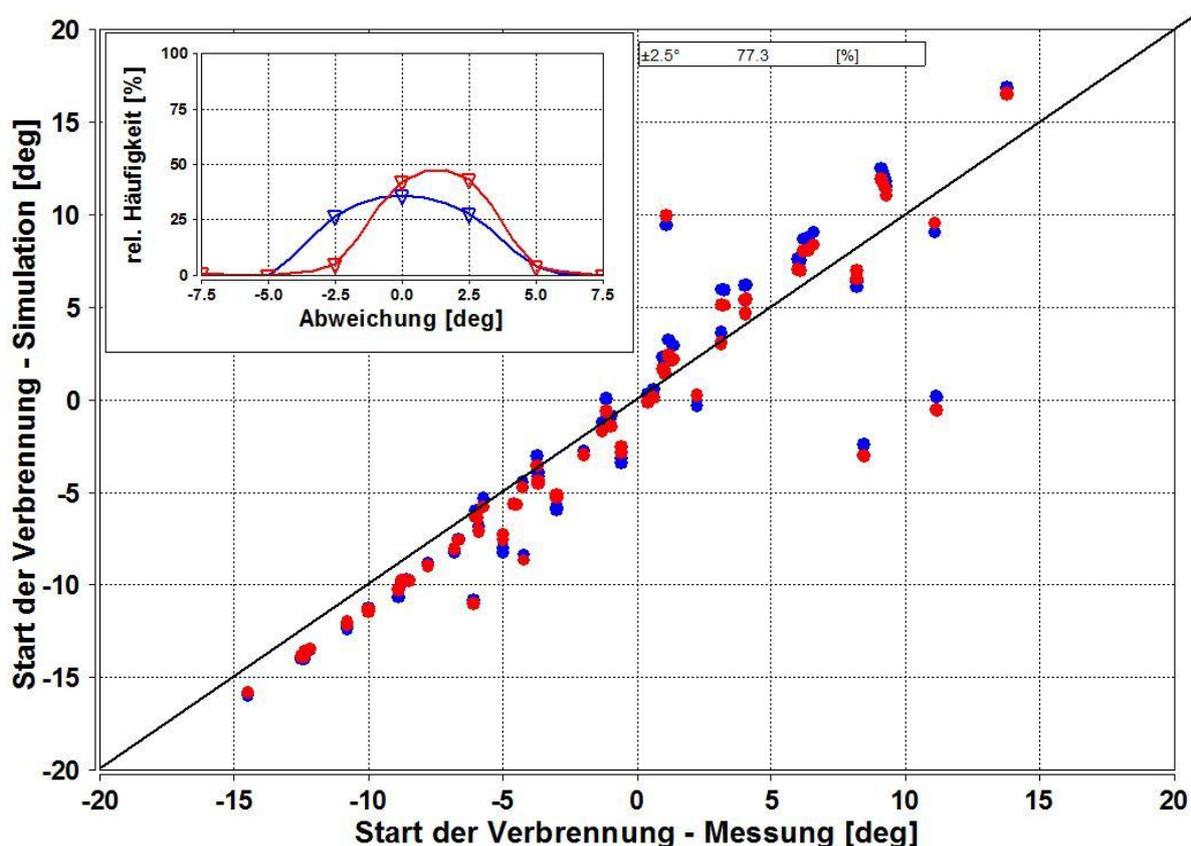


Abbildung 3-8: Start der Verbrennung

In weiterer Folge beeinflusst der Brennbeginn die Schwerpunktlage der Verbrennung. Mit dem MFB50-Einstellparameter kann die Verbrennungsgeschwindigkeit angepasst werden und damit die Schwerpunktlage der Verbrennung. In Abbildung 3-9 ist der Umsetzungspunkt von 50% des Kraftstoffs dargestellt. Mit der Standardparametrierung bewegen sich die Betriebspunkte knapp $2,5^{\circ}\text{KW}$ vor der Messung. Von den parametrisierten Simulationsergebnissen befinden sich 78,4% der Punkte im Toleranzbereich von $\pm 2^{\circ}\text{KW}$. Eine Verdrehung des Streubands ist hier ebenfalls ersichtlich. Sie ist allerdings dem Verbrennungsbeginn entgegengesetzt mit der Überschätzung in frühen Schwerpunkten und kleiner als die Messung in späten Schwerpunkten.

Zum Abschluss wird die Reibung parametrisiert, wie in Abbildung 3-10 dargestellt. Anhaltspunkt ist hierfür der ausgegebene effektive Mitteldruck. Der effektive Mitteldruck sollte sich im Bereich von $\pm 0,5$ bar bewegen. 91,8% der Eingabewerte erfüllen diese Bedingung.

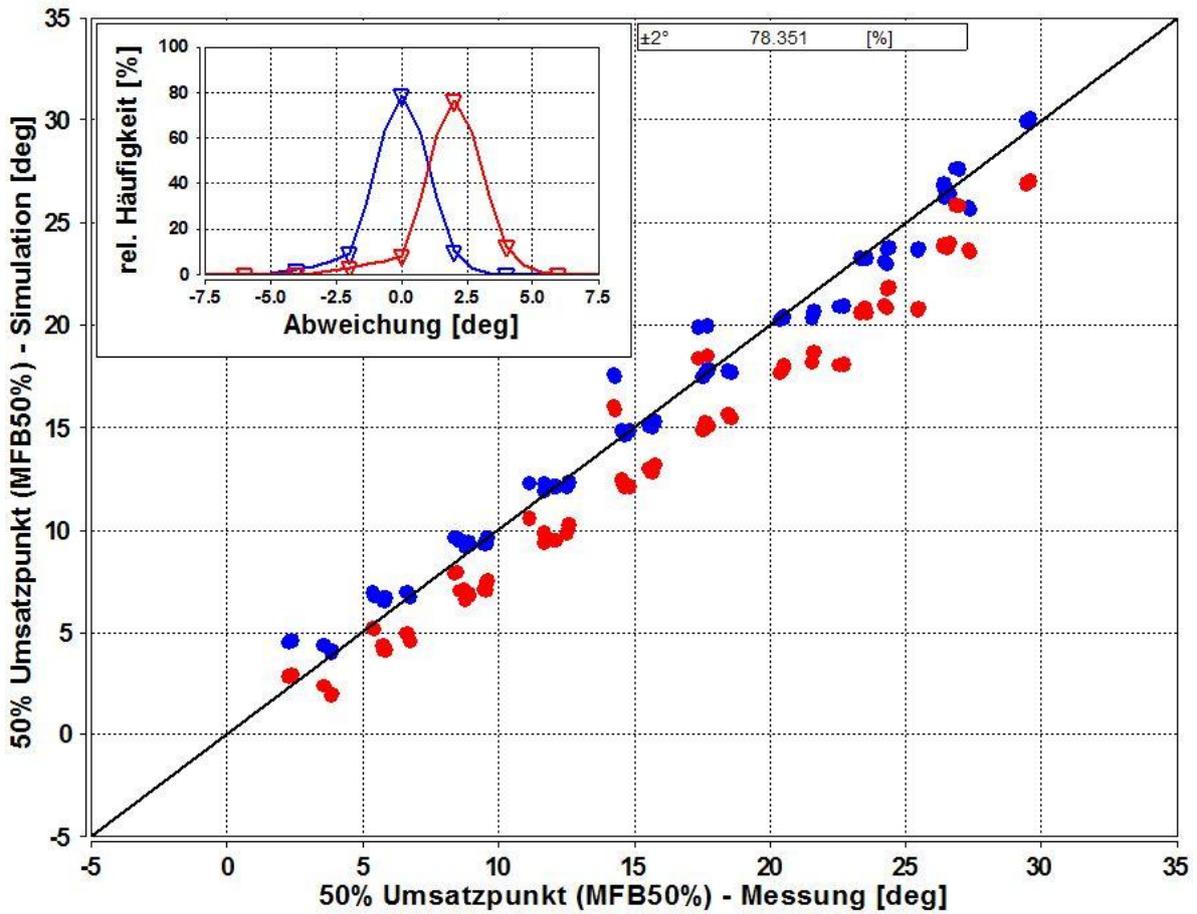


Abbildung 3-9: Anpassung der Schwerpunktlage

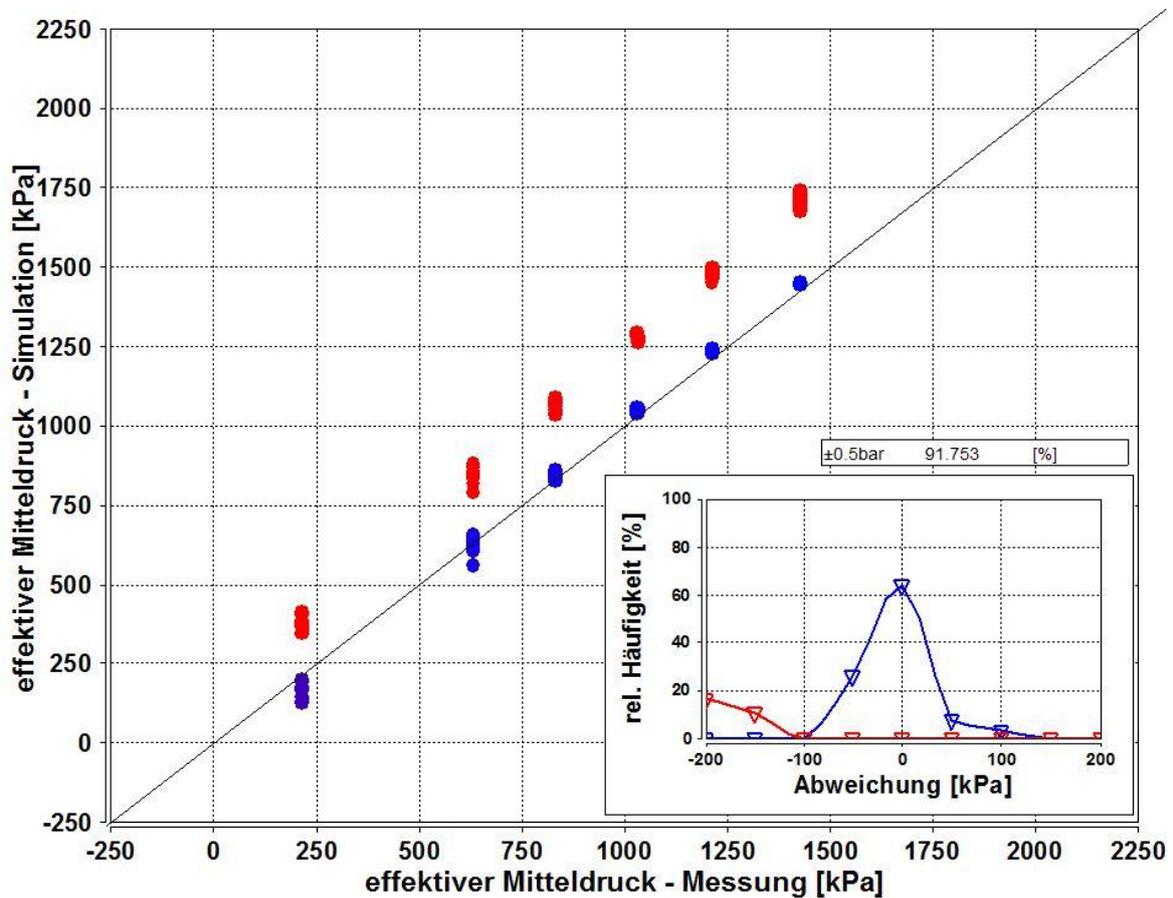


Abbildung 3-10: Abstimmung des effektiven Mitteldrucks

In Tabelle 3-6 werden die Anfangsparameter den abgestimmten Werten gegenübergestellt. Da die Einstellparameter nicht normiert sind, können Größenordnung und Bandbreite miteinander nicht verglichen werden.

	Standard	Motor 1 (Std)
Poly-Einstellpar.	-0.00583331	0.03685
SOC-Einstellpar.	0.14	1.83
MFB50-Einstellpar.	0.46	-1.53
FMEP-Einstellpar.	0.1143	2.1

Tabelle 3-6: Vergleich der Standardparameter mit den abgestimmten Werten

3.5.2 Erweiterung der Parametrierung um den QWHT-Einstellparameter

Weil sich bei der Analyse der Ergebnisse eine große Abweichung der Wandwärmeverluste herausstellte, wurde die Parametrierung um einen weiteren Parameter erweitert. Dieser wurde bereits bei der Modellerstellung integriert um diese Probleme berücksichtigen zu können. Bei den bisherigen Projekten war eine Abweichung der Wandwärmeverluste nicht zu beobachten. Daher wird hier der Arbeit etwas vorgegriffen und die Parametrierung des Wandwärmeeübergangs beschrieben.

Das Modell ermittelt mit Hilfe eines empirischen Ansatzes die Wandwärmeverluste. Dabei wird auch das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen berücksichtigt. Dieser Wert beeinflusst die Berechnung der indizierten Arbeit und beeinflusst durch die Energiegleichung die Abgaswärme. In Abbildung 3-11 wird der Wandwärmeverlust dargestellt. Er wird, wie die bisherigen Einstellparameter, durch Erhöhen oder Verringern verändert bis die Simulationsergebnisse der Messung am besten übereinstimmen.

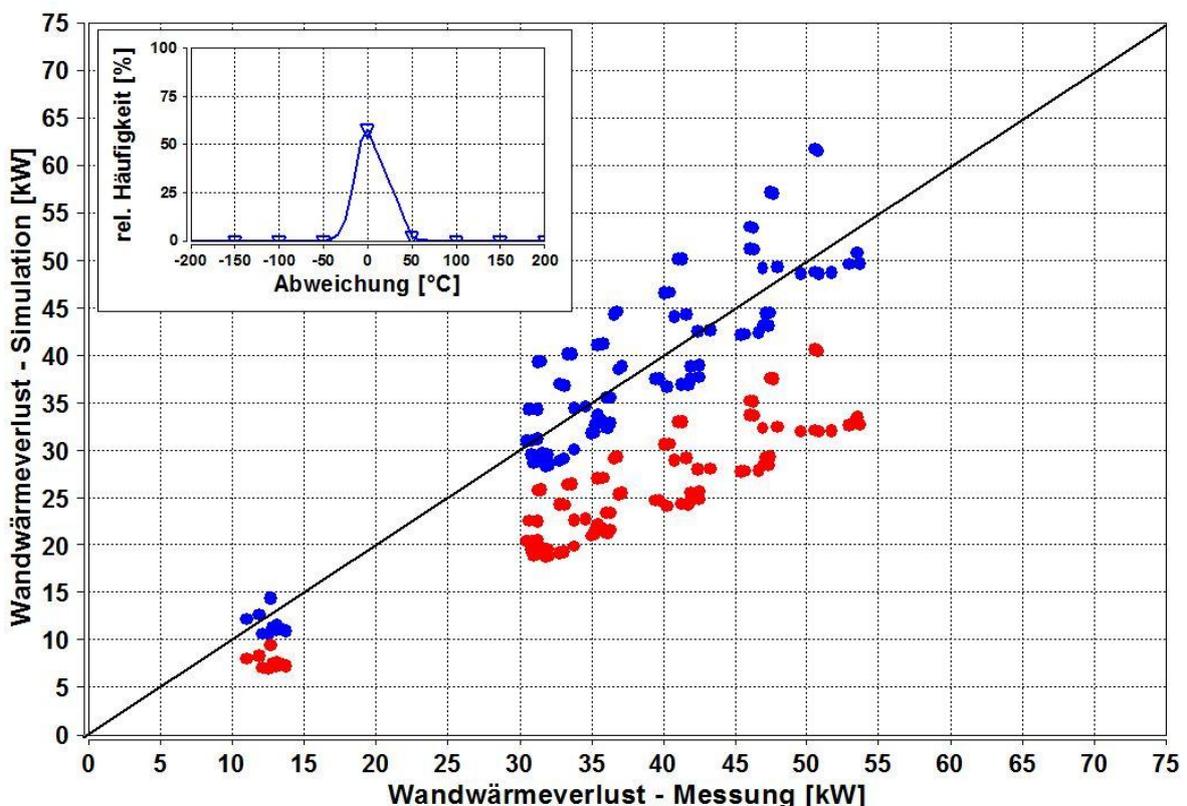


Abbildung 3-11: Anpassung des Wandwärmeverlustes

Durch die Veränderung des Wandwärmeeübergangs reduziert sich der indizierte Mitteldruck. Da der bisherige FMEP-Einstellparameter auf den effektiven Mitteldruck abgestimmt wurde, ist der Reibmitteldruck in weiterer Folge zu groß. Durch diese Änderung muss auch der Reibparameter erneut angepasst werden. In Tabelle 3-7 werden diese Parameter noch einmal

gegenübergestellt. Es ist hier ersichtlich, dass sich durch diese Erweiterung der FMEP-Einstellparameter verringert. Auf die Weiteren nimmt die Änderung der Parametrierung keinen Einfluss.

	Standard	Abgestimmt (ohne QWHT)	Abgestimmt
Poly-Einstellpar.	-0.00583331	0.03685	0.03685
SOC-Einstellpar.	0.14	1.83	1.83
MFB50-Einstellpar.	0.46	-1.53	-1.53
FMEP-Einstellpar.	0.1143	2.1	1.3
QWHT-Einstellpar.	1	1	1.52

Tabelle 3-7: Einstellparameter mit und ohne Anpassung des Wandwärmeübergangs

4 Ergebnisse der schnelllaufenden Motoren

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der parametrisierten Modelle mit dem entsprechenden Technologiepaket dargestellt. Es werden dabei die Probleme und Besonderheiten, die bei der Modellparametrierung und den Ergebnissen auftraten, besprochen.

4.1 Ergebnisse der Parametrierung ohne Anpassung der Wandwärmeverluste

Bei der Parametrierung und Auswertung der Ergebnisse zeigte sich, dass die Wandwärmeverluste von dem Modell zu gering berechnet werden. Die sich durch den falsch berechneten Wandwärmeverlust ergebenden Resultate werden anhand von 2 Modellauswertungen aufgezeigt. Für die Sicherstellung dieser Aussage wurden auch die weiteren Modelle zuvor ohne Anpassung des Wandwärmeparameters erstellt. Diese Ergebnisse werden nicht näher behandelt, sind aber im Anhang beigelegt.

4.1.1 Motor 1 ohne AGR, Miller-Verfahren u. Drall

Zu Beginn werden die Ergebnisse aus dem in Kapitel 3.5 parametrisierten Modell ohne die angepasste Wandwärme dargestellt. Abbildung 4-1 zeigt links das Ergebnis der Auslasstemperatur. Auf der y-Achse ist das Simulationsergebnis aufgetragen, welches dem Messergebnis auf der x-Achse gegenübergestellt wird. Es ist ersichtlich, dass das Verbrennungsmodell die Temperatur etwas zu hoch berechnet. Daher befinden sich nur 35% der Messpunkte im Toleranzbereich von $\pm 25^\circ\text{C}$. Im Gegensatz zur Messdatenauswertung, wird im Modell mit der Energiebilanz und dem Ergebnis aus dem Wandwärmemodell der Abgaswärmestrom ermittelt. Aus diesem folgt dann die Temperatur.

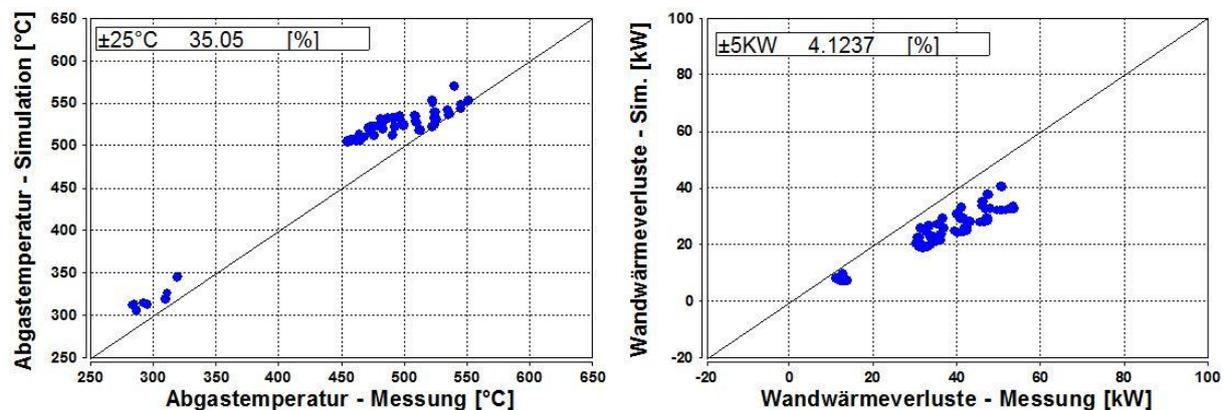


Abbildung 4-1: Abgas- und Wandwärmeverluste von Motor 1 mit Standardkonfiguration

Im Bild sind die Wandwärmeverluste dargestellt. Das Modell gibt hier geringere Verluste aus. Würde der günstigere Wandwärmeübergang bei kleinerem Verhältnis von Oberfläche zu Volumen nicht berücksichtigt, wäre hier ein gegenüber den Messungen höheres Simulationsergebnis zu erwarten. Die Berücksichtigung der Verlustverringerung durch die Größe des Zylindervolumens, ist in diesem Fall jedoch zu groß.

Die falsche Berechnung der Wandwärmeverluste hat weitere Fehler zur Folge. So ergibt sich dadurch ein zu hoher indizierter Mitteldruck, wie Abbildung 4-2 im linken Bild zeigt. Aufgrund der zu hohen indizierten Arbeit muss der Reibmitteldruck höher eingestellt werden um den effektiven Mitteldruck der Messung anzupassen. Dafür wird der FMPE-Einstellparameter verwendet. Der parametrisierte Reibmitteldruck wird im rechten Bild gezeigt.

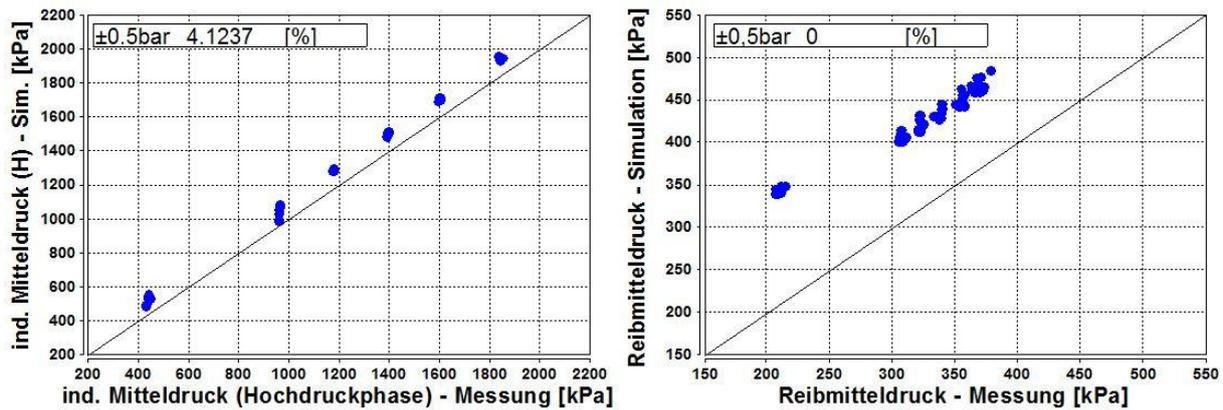


Abbildung 4-2: Indizierter Mitteldruck und Reibmitteldruck von Motor 1 mit Standardkonfiguration

In Abbildung 4-3 sind der Spitzendruck und der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Der zu hohe Spitzendruck der Simulation ergibt sich aus dessen Modell. Die Abweichung hält sich hier allerdings noch in Grenzen, da 60,8% der Simulationenpunkte sich in dem Toleranzbereich befinden. Der spezifische Kraftstoffverbrauch zeigt aufgrund der Vorgabe der Einspritzmenge und der Parametrierung der Reibung keine Abweichung auf. Die Streuung ergibt sich aus den einzelnen Ungenauigkeiten der Berechnungspunkte und kann nicht beeinflusst werden.

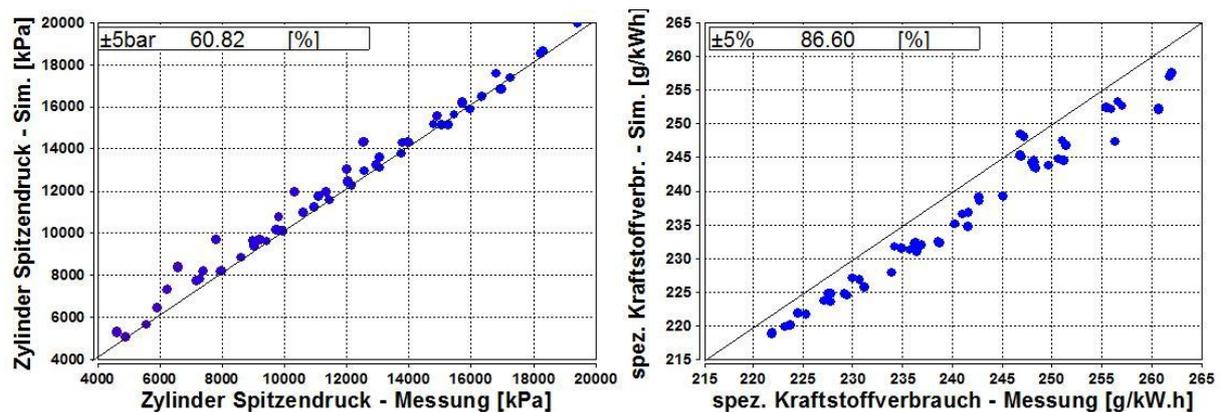


Abbildung 4-3: Spitzendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch von Motor 1 mit Standardkonfiguration

Abbildung 4-4 zeigt die NO_x-Emissionen. Die NO_x-Emissionen werden hier auf den Kraftstoff bezogen, da das der Berechnungswert des Modells ist. Grund dafür ist, dass bei Umrechnung mit anderen Simulationsergebnissen zusätzlich Fehler eingebracht werden. Trotz der Annahme eines hohen Restgasgehaltes von 3% werden die Emissionen zu hoch berechnet. Zusätzlich ist ersichtlich, dass das Streuband in eine Richtung wegbreicht. Deshalb ist dieses Ergebnis nicht zufriedenstellend.

Bei einer näheren Betrachtung des Ergebnisses wurde ein Farbverlauf eingeführt, der eine Größe darstellt, die die NO_x-Bildung am realen Motor beeinflusst. Hierfür wurden folgende Größen herangezogen:

- Drehzahl
- Drehmoment
- Temperatur bei Einspritzbeginn
- Luftverhältnis
- Start der Einspritzung

- 50% Umsetzungspunkt des Kraftstoffs

Ein eindeutiger Verlauf über die Streubreite kann hier nur bei der Drehzahl und der Last festgestellt werden. Bei den anderen Größen ist ein Verlauf in Richtung größerer NOx-Emissionen ersichtlich. Es scheint daher, dass diese Größen in dem Modell eingehen. Es besteht jedoch die Möglichkeit, dass sie falsch berücksichtigt werden. Weitere Emissionsergebnisse werden nicht betrachtet, da dieses Modell den Fokus auf NOx-Emissionen legt und für weitere keine eigens erstellten Modelle besitzt.

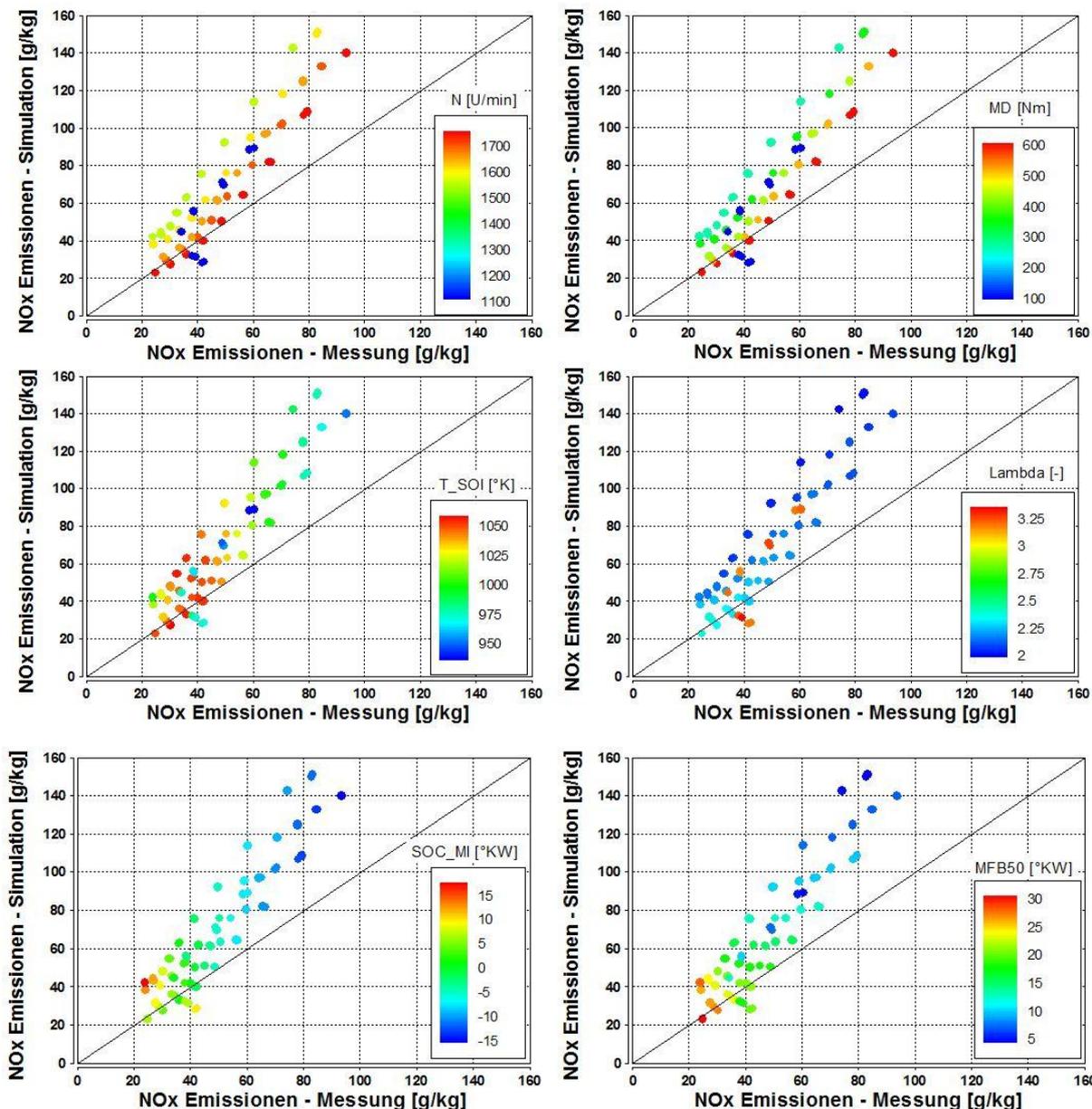


Abbildung 4-4: NOx-Emissionen von Motor 1 mit Standardkonfiguration in Abhängigkeit von unterschiedlichen Größen

4.1.2 Motor 2 mit AGR, ohne Miller und Drall

Im zweiten Verbrennungsmodell wurden Messdaten von Motor 2 verwendet. Der Motor wurde mit AGR betrieben, was das Modell in der Berechnung berücksichtigt. Die geometrischen Daten in Tabelle 4-1 zeigen, dass dieser gegenüber dem zuvor betrachteten Motor etwas kleiner ist. Hinsichtlich der Ventilüberschneidung weist auch dieser konventionelle Öffnungs- und Schließzeiten auf, sodass von geringem bis keinem Spülen ausgegangen werden kann.

Motor	2
Konfigurationsbezeichnung	Std
EGR	Ja
MILLER	Nein
Drall	Nein
Nmax [rpm]	1900
Nmin [rpm]	700
Verdichtungsverhältnis	16.2 : 1
Volumen/Zyl.[l]	4.88
Bohrung [mm]	170
Hub [mm]	215
Pleuellänge [mm]	392.5
Einspritzsystem	CR
Düsenlöcher [-]	7
Flowrate [ml/min]	3667
Einspritzverzug Öffnen [ms]	0.397
Einspritzverzug Schließen [ms]	1.112

Tabelle 4-1: Daten von Motor 1 mit Standardkonfiguration

Bei der Modellparametrierung wurde bei der Abstimmung des Verbrennungsschwerpunkts eine große Abweichung von bis zu 7° des 50% Umsatzpunktes festgestellt. Dies ist in Abbildung 4-5 im linken Bild dargestellt. Als Farbverlauf wird die Einspritzmenge pro Hub angezeigt. Das Problem tritt bei Einspritzmengen von 260-300 mg/Hub auf. Die Analyse der Druckindizierung zeigte, dass durch eine große Nacheinspritzung der Messpunkt des Umsatzpunktes auf spätere Kurbelwinkel verschoben wurde. Dadurch, dass in dieser Version des Modells eine Nacheinspritzung nicht berücksichtigt wird, wird die gesamte Einspritzmenge der Haupteinspritzung zugerechnet und ergibt somit den geringen Wert in diesen Punkten. Dies ist jedoch in der Version auf Simulinkbasis berücksichtigt und muss deshalb nicht näher behandelt werden. Für die weitere Betrachtung des Motors wurden in dieser, sowie in den weiteren Auswertungen mit anderen Konfigurationen, nur Messpunkte ohne Nacheinspritzung herangezogen. Nach dem Entfernen der Messpunkte ergab sich für den 50% Umsatzpunkt das Ergebnis, das im rechten Bild dargestellt wird.

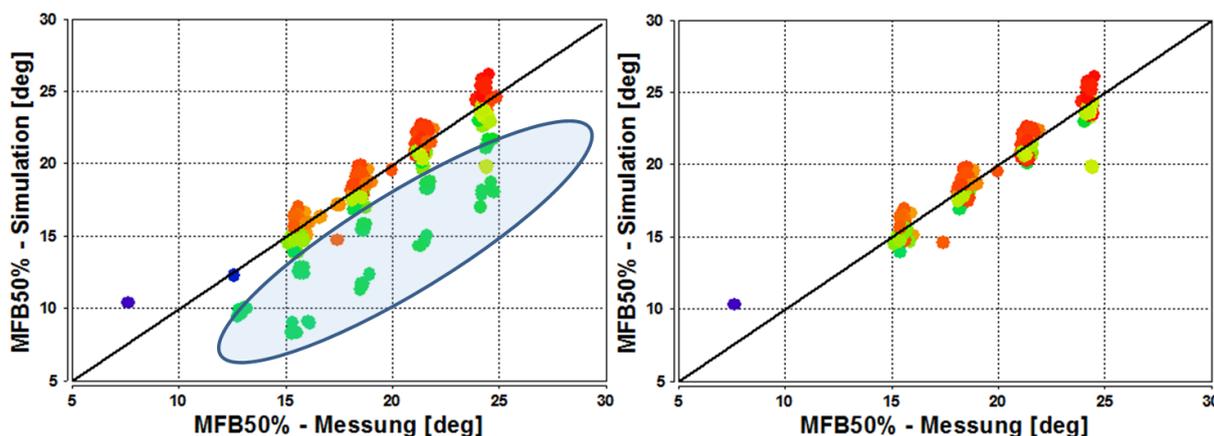


Abbildung 4-5: Abweichungen des 50% Umsatzpunkt

In der folgenden Abbildung 4-6 werden die Ergebnisse der Modellparametrierung veranschaulicht. Aufgrund dessen, dass nur zwei Drehzahlen in dem Messprogramm gefahren wurden, kann die zweigeteilte Charakteristik beim Druck zu Einspritzbeginn erklärt werden. Trotz der Drehzahlabhängigkeit sind die Punkte im Toleranzbereich. Auch die Schwerpunktlage und der Mitteldruck weisen eine geringe Streuung auf. Ebenso ist ersichtlich, dass die Standardparameter, welche in dem Diagramm rot dargestellt werden schon gute Ergebnisse liefern. Daher war nur eine leichte Korrektur der Parameter nötig. Starke Abweichungen, wie im Bild bei dem Start der Verbrennung ersichtlich, sind auf eine fehlerhafte Auswertung der Druckindizierungen zurückzuführen.

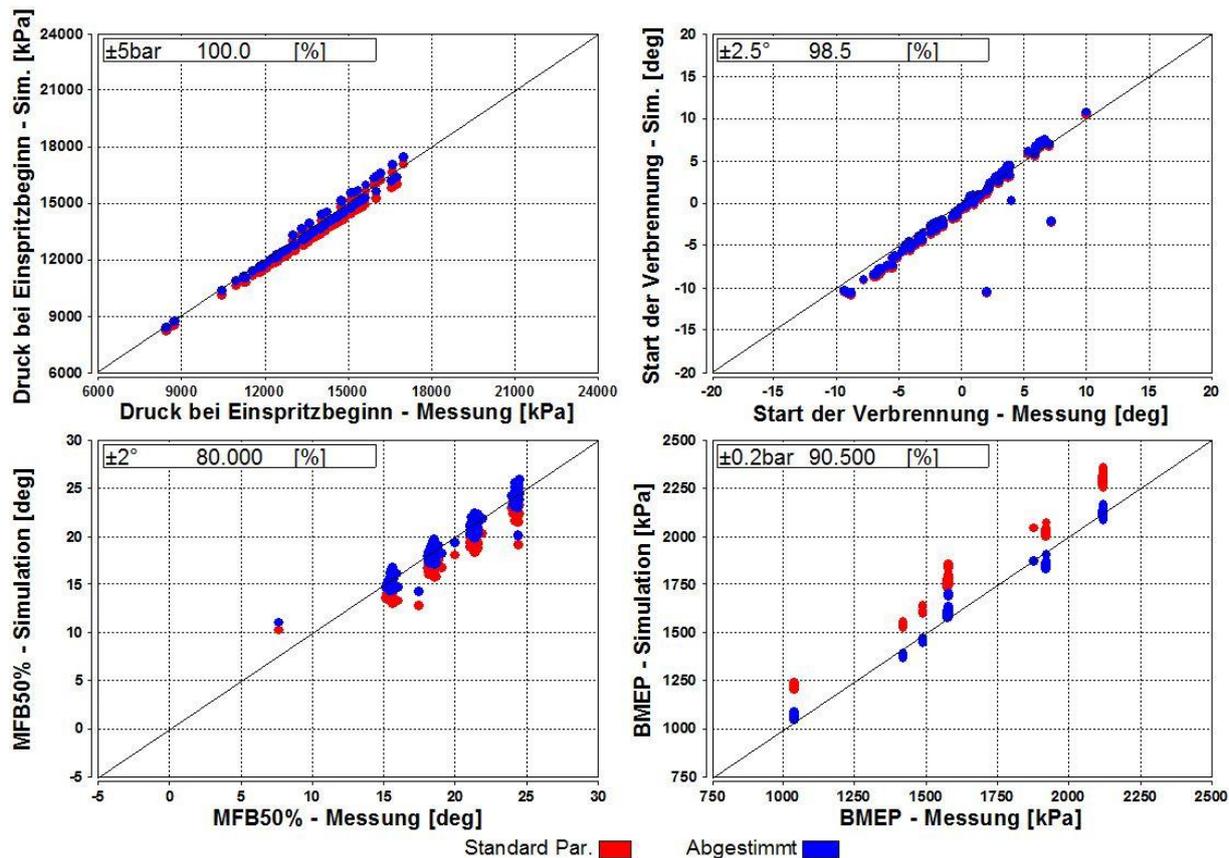


Abbildung 4-6: Ergebnisse der Modellparametrierung Motor 2 mit AGR

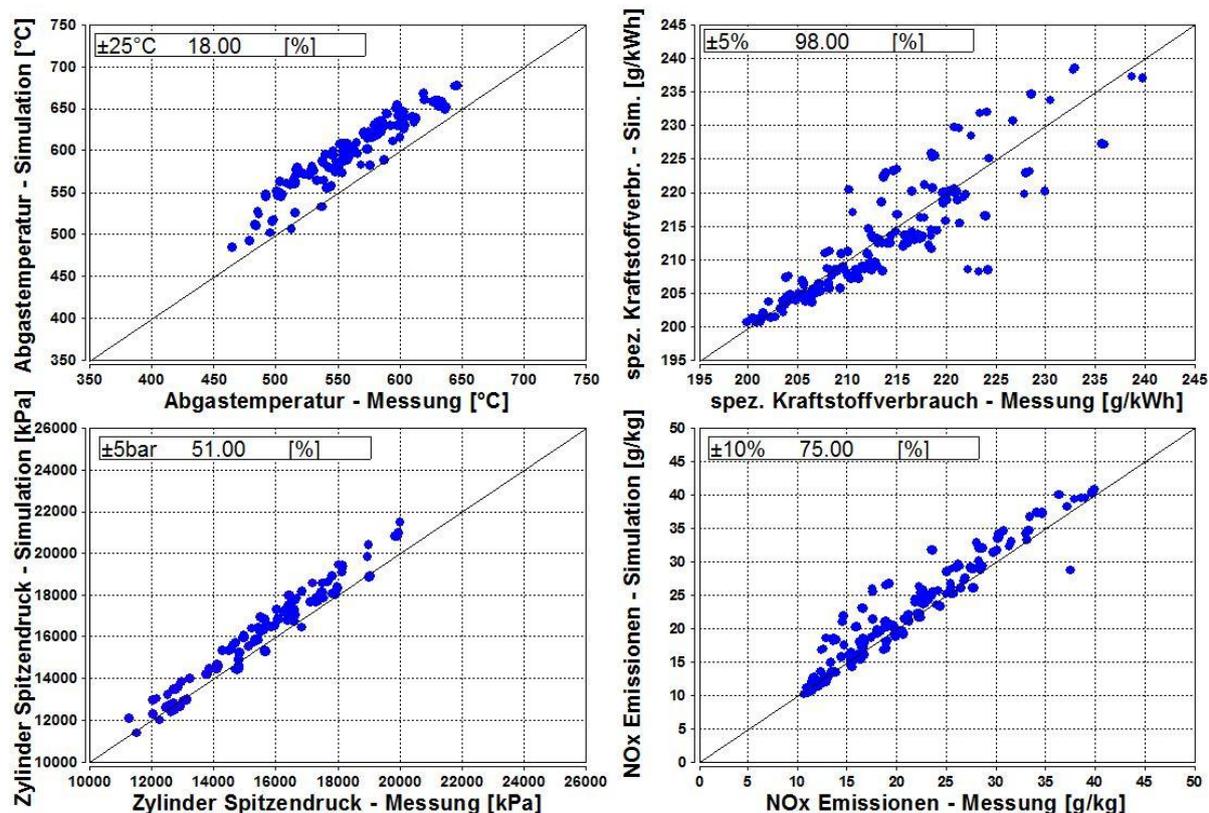


Abbildung 4-7: Abgastemperatur, spez. Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck u. NOx Emissionen von Motor 2 mit AGR

In Abbildung 4-7 werden die ersten Ergebnisse dieses Verbrennungsmodells angezeigt. Auch hier sind eine höhere Abgastemperatur und ein höherer Spitzendruck festzustellen. Das Ergebnis

des Kraftstoffverbrauchs ist zufriedenstellend, wobei die Streuung in den niedrigeren Lastpunkten größer wird. Die NO_x-Emissionen zeigen im Vergleich zu dem zuvor ausgewerteten Modell eine bessere Übereinstimmung mit den Messdaten. Hierfür wurde das Restgas, das als Eingabeparameter existiert, auf 1,4% verringert. Dieser Wert ist für Großmotoren plausibel. Bei der näheren Betrachtung der NO_x-Emissionen wurde, im Gegensatz zu dem Verbrennungsmodell von Motor 1, nur eine Abhängigkeit bezüglich der Last festgestellt. So ergeben sich die zu hoch berechneten NO_x-Emissionen im Bereich von 12-24g/kg bei mittleren Lasten.

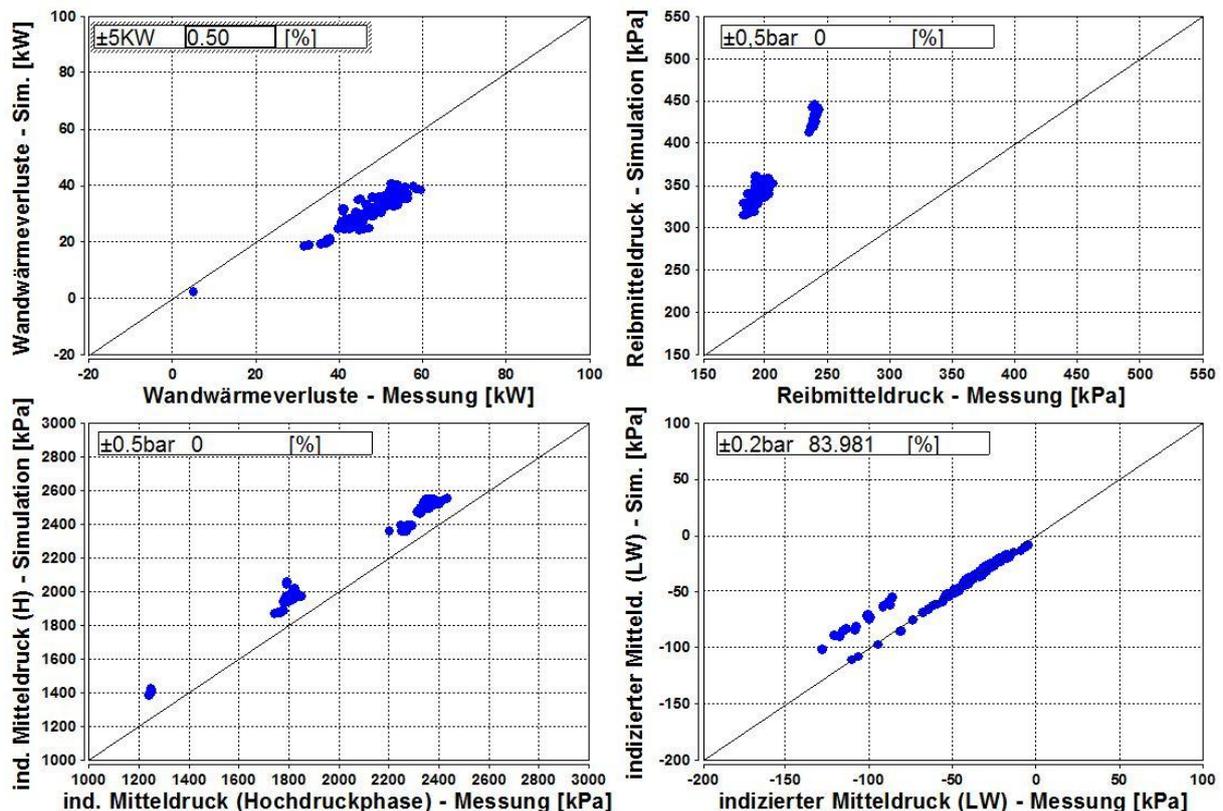


Abbildung 4-8: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 2 mit AGR

In Abbildung 4-8 wird die zu hohe Abgastemperatur aufgrund der zu geringen Wärmeverluste bestätigt. Dadurch ist auch der höher indizierte Mitteldruck zu erklären. Dieser um 1,5-2bar höhere indizierte Mitteldruck muss mit einem höheren Reibmitteldruck ausgeglichen werden. Da die Reibung so angepasst wird, dass der effektive Mitteldruck mit der Messung übereinstimmt. Der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselphase zeigt, wie schon anfangs erwähnt, eine Drehzahlabhängigkeit. Hier weichen die Messpunkte mit einer Drehzahl von 1900U/min von der Messung ab.

4.2 Ergebnisse der Modelle mit Anpassung der Wandwärmeverluste

Bei den bisher ausgewerteten Verbrennungsmodellen ist bei allen eine zu hohe Abgastemperatur festzustellen. Jene resultiert aus den ebenfalls abweichenden Wandwärmeverlusten. Des Weiteren ist auch der indizierte Mitteldruck in der Hochdruckphase zu groß, was verursacht, dass bei der Parametrierung des effektiven Mitteldrucks die Reibung größer ist. Bei der Entwicklung des Modells wurde ein Parameter zur Anpassung des Wandwärmeverlusts integriert. Bei Kundenprojekten, wo sich das Zylindervolumen zwischen 0,4 und 2,5 dm³ bewegt, war es bisher nicht nötig die Wandwärmeverluste anzupassen. Nach der Analyse der bisherigen Ergebnisse hat sich allerdings bestätigt, dass die Wandwärmeverluste bei größeren Zylindervolumen abweichen. Gründe für die Abweichung können eine falsche Berücksichtigung des Oberflächen zu

Volumenverhältnisses sein was, erst bei Extrapolation ersichtlich wird. Durch die langsameren Drehzahlen der Großmotoren, ist während eines Verbrennungszyklus mehr Zeit zur Wärmeabgabe vorhanden, was ein weiterer Punkt für die falschen Wandwärmeverluste sein kann. Auch der Druck und die Temperatur bei der Verbrennung sowie die Schwerpunktlage beeinflussen diesen Verlust. Um die Veränderungen bei Parametrierung des Wandwärmeübergangs zu betrachten, wurden die zuvor ausgewerteten Motoren herangezogen. Sie wurden, wie bereits in Kapitel 3.5.2 erklärt, parametrierung.

4.2.1 Ergebnisse von Motor 1 mit angepassten Wandwärmeverlusten

Durch die Veränderung des Wandwärmeübergangs wird das Gleichgewicht der Energiebilanz verschoben. In Abbildung 4-9 werden die Änderungen den bisher parametrierten Ergebnissen gegenübergestellt. Die Abstimmung ohne Wandwärmeparameter ist hier blau dargestellt, die Parametrierung mit den angepassten Wandwärmeverlusten grün.

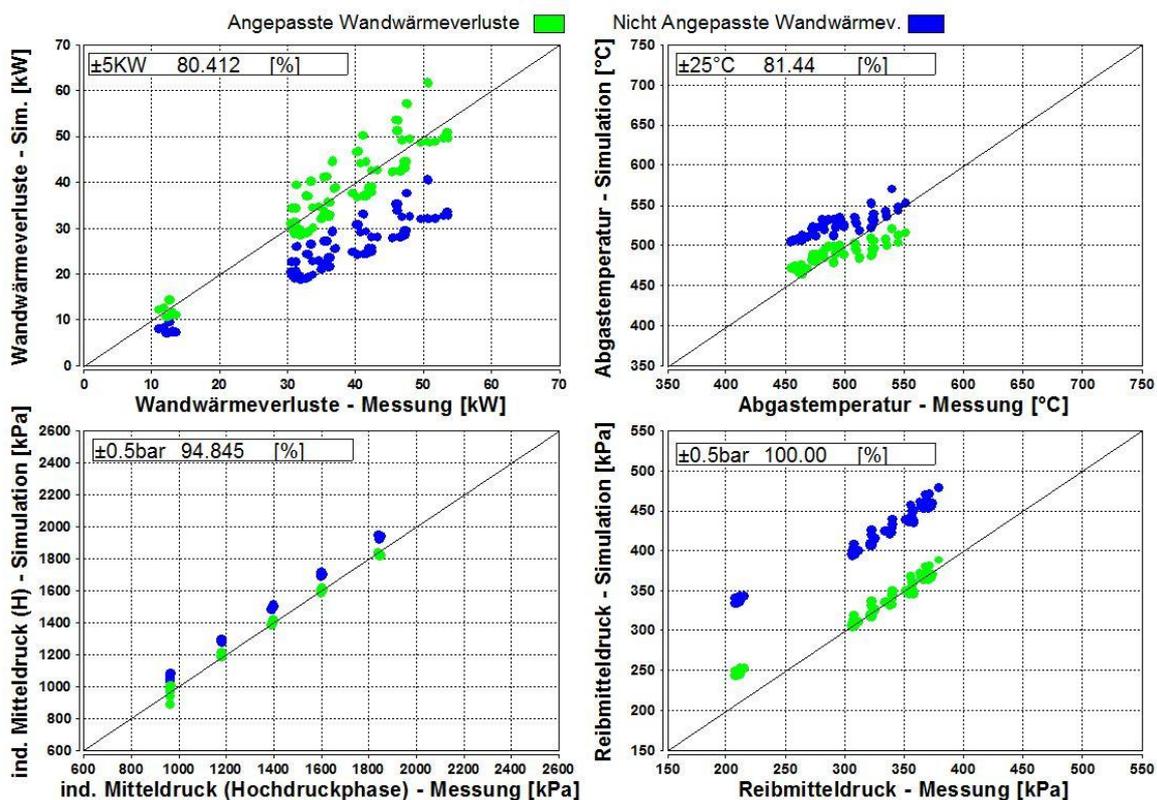


Abbildung 4-9: Änderungen durch Anpassen der Wandwärmeverluste bei Motor 1

Durch die größeren Wandwärmeverluste ergibt sich ein geringerer Abgaswärmestrom welcher in einer geringeren Abgastemperatur resultiert. Dadurch verbessert sich das Berechnungsergebnis der Abgastemperatur. Wie aus der Abbildung ersichtlich, werden bei der Berechnung des indizierten Mitteldrucks auch die Wandwärmeverluste berücksichtigt, da sich diese ebenfalls verändert haben. Durch den geringeren indizierten Mitteldruck muss der zuvor parametrierte Reibparameter neu abgestimmt werden. Es ergibt sich ein Reibmitteldruck der mit der Messung sehr gut übereinstimmt. Die Verwendung des QWHT-Einstellparameters hat keinen Einfluss auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Aufgrund der Vorgabe der Einspritzmenge und der Anpassung des effektiven Mitteldrucks war das nicht zu erwarten. Kleine Änderungen können entstehen, wenn bei der erneuten Anpassung des Reibparameters der effektive Mitteldruck nicht genau wie zuvor getroffen wurde. Des Weiteren nimmt die Anpassung der Wandwärmeverluste keinen Einfluss auf den Spitzendruck und die NO_x-Bildung. Bei Betrachtung von Abbildung 2-12 ist dieses Ergebnis auch nicht anders zu erwarten.

4.2.2 Ergebnisse von Motor 2 mit angepassten Wandwärmeverlusten

Auch bei Motor 2 konnte eine deutliche Verbesserung der Ergebnisse erzielt werden. Die immer noch vorhandene Abweichung des Reibmitteldrucks kann hier aufgrund des Einzylinderprüfstands zurückgeführt werden. In Kapitel 3.1.2 wurde bereits erklärt, dass die Reibung des Einzylinderprüfstands nicht repräsentativ zum Vollmotor ist. Die Abgastemperatur zeigt hier eine erhebliche Verbesserung. Weil bei diesem Modell auch der Trend der Ergebnisse den Messungen folgt, stellt sich hier eine Abweichung schlechter dar als bei Motor 1. Dort ist der Trend etwas verdreht zur Messung, was bewirkt, dass meistens Punkte sich im Toleranzbereich befinden, aber eine wirklich gute Übereinstimmung nicht erreicht werden kann. Werden die Ergebnisse der Abgastemperatur von Motor 1 und Motor 2 ohne Anpassung der Wandwärme verglichen (Abbildung 4-1 und Abbildung 4-7) wird dieses Argument noch einmal verdeutlicht.

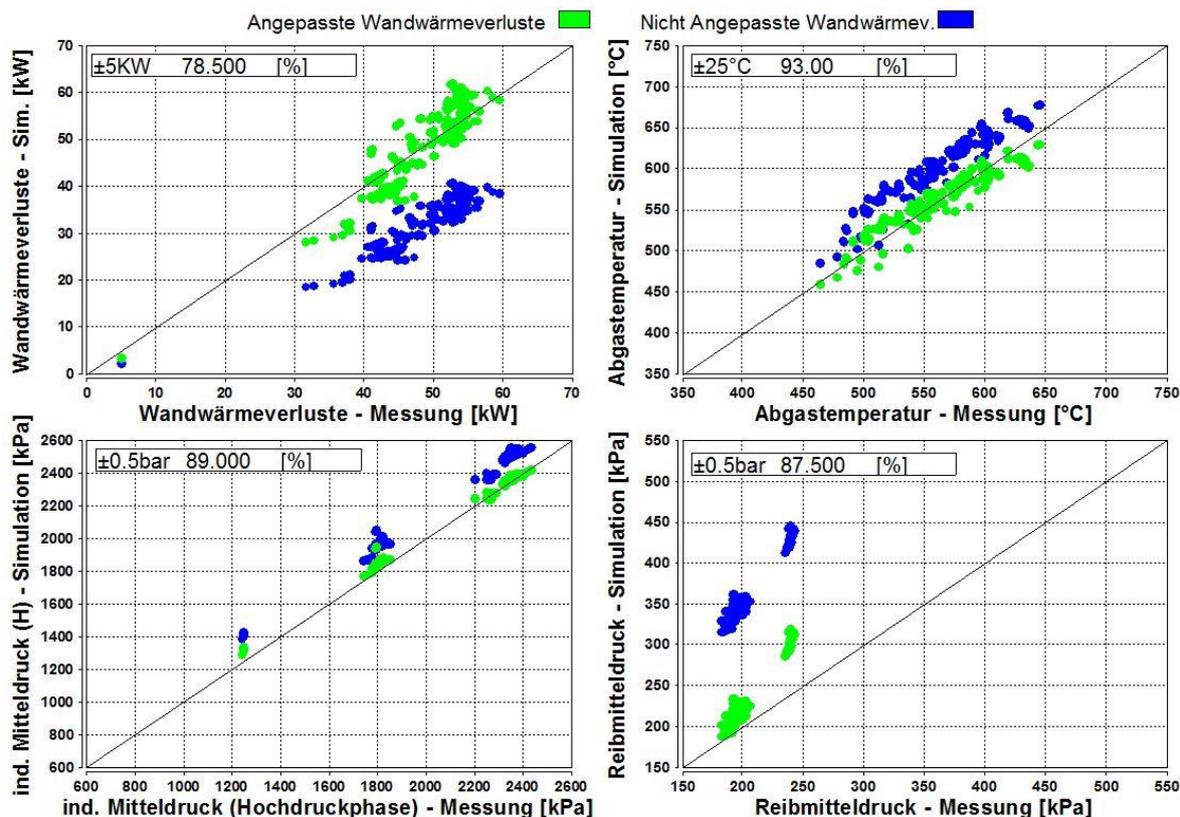


Abbildung 4-10: Motor 2 mit angepassten Wandwärmeverlusten

4.2.3 Analyse des Wandwärmeparameters

Durch die Anpassung der Wandwärmeverluste wurde ein weiterer Parameter für die Abstimmung eingeführt. Das Modell berücksichtigt das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen bei der Wandwärmeberechnung. Bei Großmotoren zeigt sich, dass die Extrapolation nicht richtig ist. Mit dem Einstellparameter kann dieser Fehler vorläufig korrigiert werden. Somit ist dieser Parameter ein Maß für die Abweichung des Wandwärmeverlustes. In Tabelle 4-2 sind von den bisher ausgewerteten Motoren die Werte dieser Parameter angeführt. Die QWHT-Einstellparameter sind identisch für diese Motorkonfigurationen. Da die geometrischen Abmessungen der beiden Motoren sehr ähnlich sind, kann noch keine Aussage über den Grund für die Abweichung festgestellt werden.

	Motor 1	Motor 2
QWHT Standardwert [-]	1	1
QWHT Einstellparameter [-]	1.52	1.52
Oberfläche [dm ²]	0.16906	0.16022
Volumen [dm ³]	5.3	4.88
Oberfläche zu Volumenverhältnis [-]	0.031898	0.032832
Maximale Drehzahl [U/min]	1800	1900
p _{max} [bar]	50-190	80-200

Tabelle 4-2: Gegenüberstellung der QWHT Einstellparameter von Motor 1 und 2

In dem Fall, dass sich in der weiteren Auswertung bei den zunehmenden Zylindervolumen eine größere Abweichung herausstellt, wäre es sinnvoll, eine Korrektur des Einstellparameters zu erstellen. Somit kann die Aussagekraft des Modells mit Standardparametern erhöht werden. Dafür muss jedoch der Grund für die Abweichung gefunden werden.

4.3 Vergleich der Verbrennungsmodelle von Motor 2 mit unterschiedlichen Injektoren

Da die Einstellparameter nur für die Hardware gültig sind auf der die zur Parametrierung herangezogenen Messungen durchgeführt wurden, müssen bei Tausch eines Injektors oder Kolbens diese neu ermittelt werden. Dieser Vorgang kann anhand von Motor 2 gezeigt werden. Gewählt wurden Injektoren mit einer unterschiedlichen Anzahl an Düsenlöchern und Spritzwinkel. Weiters wurde bei Variante 2 ein anderer Kolben als bei Variante 1 und 3 verwendet. In anderen Punkten, wie zum Beispiel Ventilsteuerzeiten oder Drall, unterscheiden sich diese Konfigurationen nicht voneinander. In Tabelle 4-3 sind die Daten der verwendeten Injektoren angeführt. Zu den Kolben gab es, bis auf die unterschiedliche Bezeichnung keine genaueren Angaben. Für jeden dieser Injektoren war es auch notwendig die Einspritzverzüge zu bestimmen, die ebenfalls in der Tabelle zu finden sind.

Injektor	1	2	3
Düsenlöcher [-]	7	8	9
Spritzwinkel [°]	143	153	148
Durchflussrate [ml/min]	3911	3911	3911
Einspritzverzug Öffnen [ms]	0.409	0.458	0.348
Einspritzverz. Schließen [ms]	1.12	1.041	1.137

Tabelle 4-3: Injektordaten von Motor 2

Mit diesen Eingaben und den entsprechenden Messdaten wurden 3 Verbrennungsmodelle parametrieren. Sie sind in den folgenden Abbildungen gegenübergestellt.

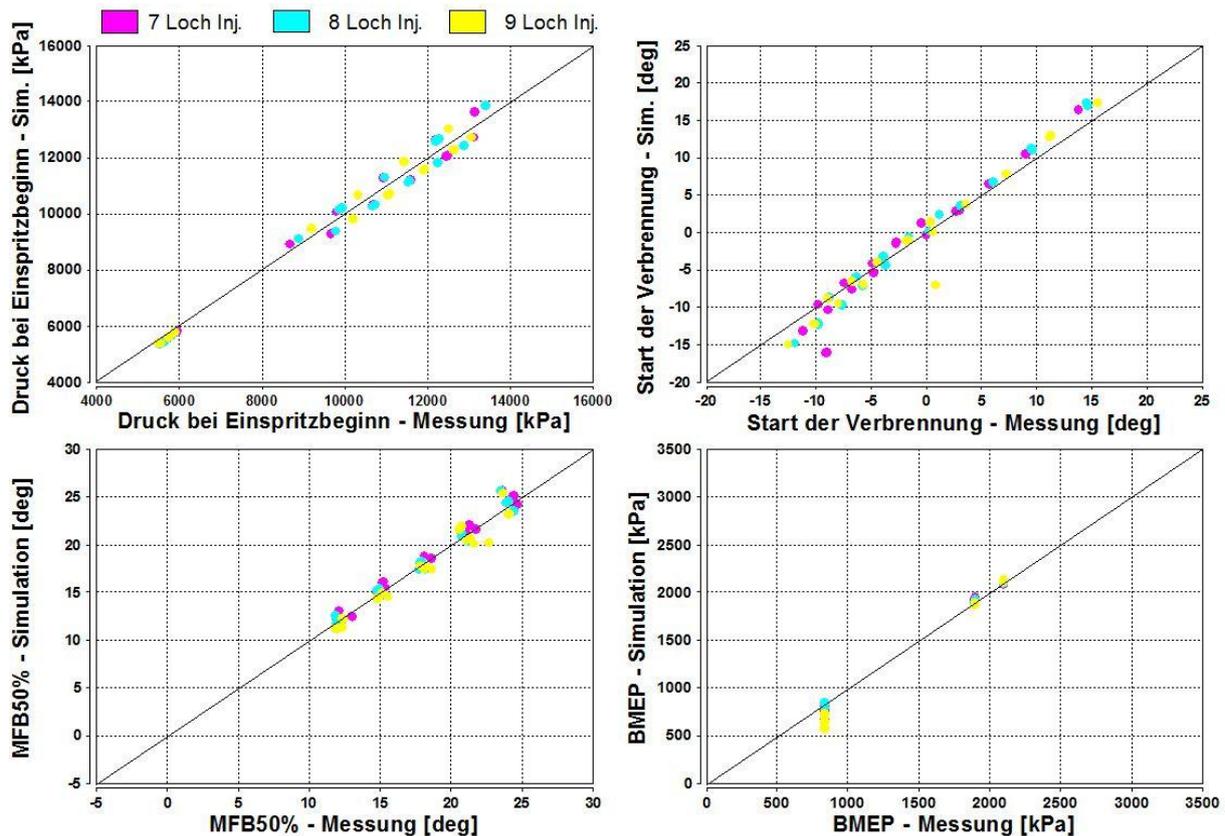


Abbildung 4-11: Ergebnisse der Modellparametrierung von Motor 2 mit unterschiedlichen Injektoren

Abbildung 4-11 zeigt die Ergebnisse der 3 Modelle nach Abstimmung der Parameter. Die Charakteristik der Ergebnisse stellt sich bei den 3 Modellen als ähnlich dar. Betrachtet man jedoch die Einstellparameter in Tabelle 4-4, ist ersichtlich, dass durch die Hardwareänderungen die Verbrennung im Zylinder beeinflusst wird. Diese Änderungen wurden mit den Parametern für Beginn und Schwerpunkt der Verbrennung berücksichtigt. Der Unterschied des Reibparameters war nicht zu erwarten.

Injektor	1	2	3
Poly-Einstellparameter	-0.022	-0.022	-0.022
SOC-Einstellparameter	0.95	0.91	0.65
MFB50-Einstellparameter	-1.82	-1	-0.35
FMEP-Einstellparameter	2.05	1.1	2.9
QWHT-Einstellparameter	1.1	1.25	1.075

Tabelle 4-4: Vergleich der Einstellparameter der unterschiedlichen Konfigurationen von Motor 2

Die Ergebnisse in Abbildung 4-12 weisen hingegen einige Abweichungen auf. Da für diese Konfigurationen nur wenige Messpunkte zur Verfügung standen, erschwert das erheblich die Problemsuche. Durch wenige Simulationspunkte sind Trends schwer zu erkennen. Die Auslasstemperatur ist bei dem 7- und 9-Loch-Injektor etwas zu gering berechnet. Hier liefert der Injektor mit der 8-Loch-Düse das bessere Ergebnis. Der spezifische Kraftstoffverbrauch wird für Injektor 2 am besten berechnet, während 1 und 3 teilweise in den niedrigen Lastpunkten größer abweichen. Bei Messpunkten im Leerlauf oder mit niedriger Last sind die Betriebspunkte oft nicht so stabil, sodass Messfehler auftreten können. Den Spitzendruck geben alle drei Modelle zu hoch aus. Dies entspricht auch dem Verhalten des zuvor parametrisierten Modells des gleichen Motors. Hinsichtlich der NO_x-Emissionen liefern alle Modelle sehr starke Abweichungen zu den Messungen. Das NO_x-Modell weist, wie auch schon bei Motor 1 ohne einer Abgasrückführung, erhebliche Schwächen auf.

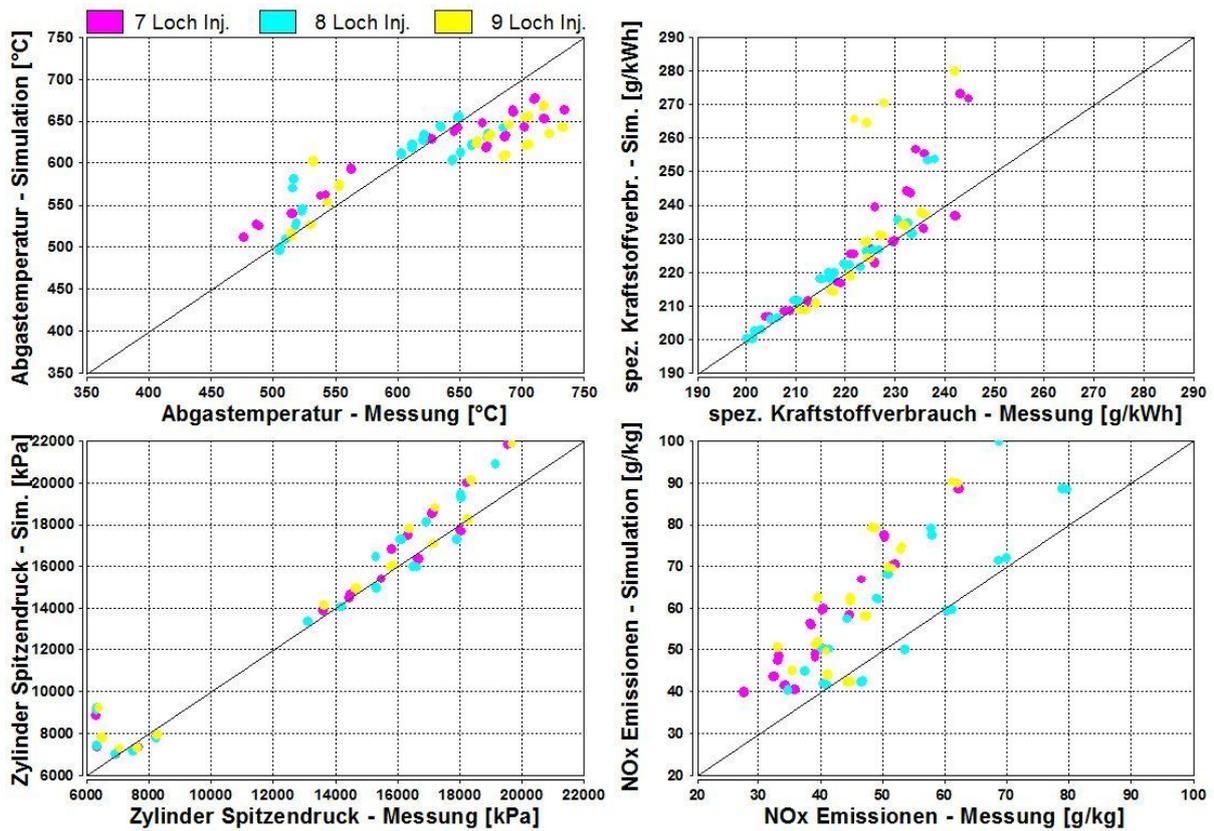


Abbildung 4-12: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen der Injektorvariation von Motor 2

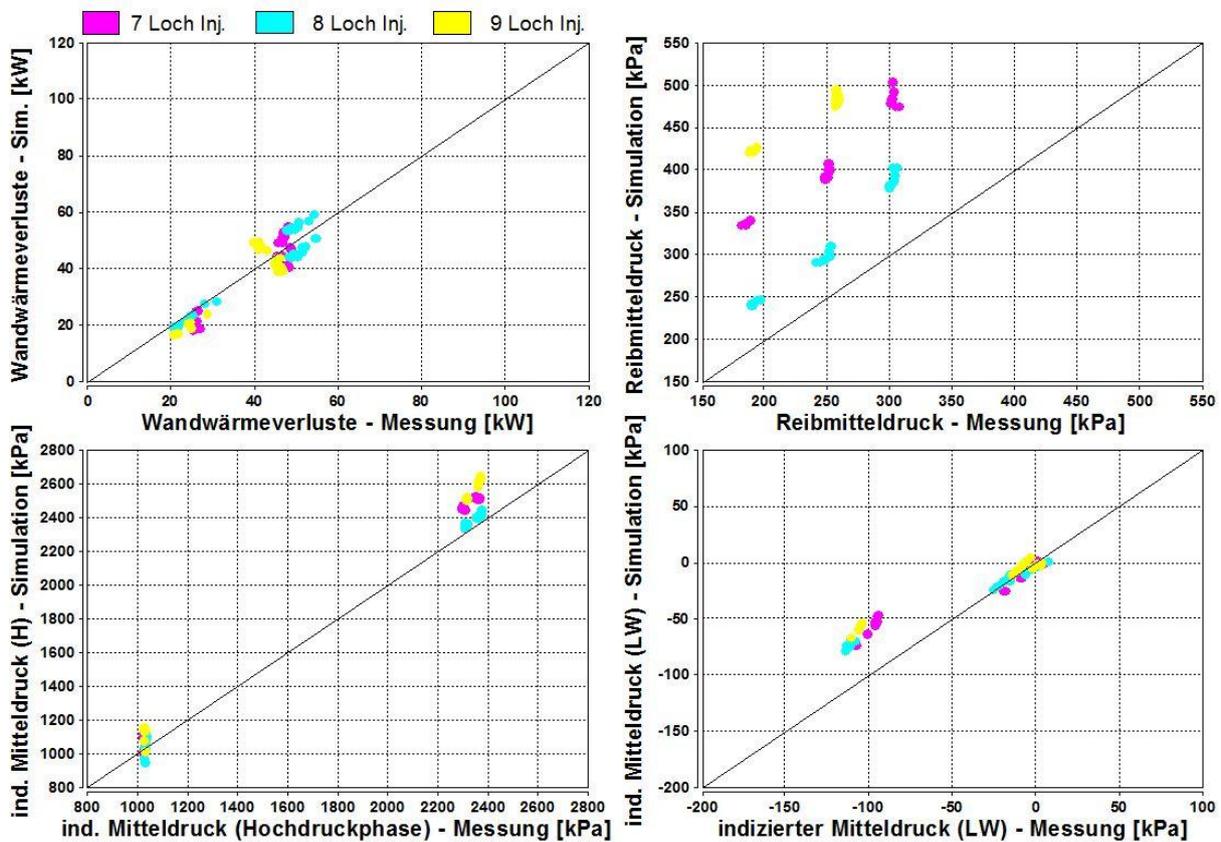


Abbildung 4-13: Wandwärmeübergang, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- und Ladungswechselphase der Motor 2 Injektorvariationsmodelle

Wie schon das Ergebnis der Abgastemperatur darauf schließen lässt, ist trotz Anpassung der Wandwärmeverluste eine Abweichung des indizierten Mitteldrucks der Hochdruckphase und dadurch des Reibmitteldrucks vorhanden. Betrachtet man die QWHT-Einstellparameter dieser Modelle, so ist ersichtlich, dass diese im Vergleich zu der vorangegangenen Modellauswertung desselben Motors viel geringer sind.

7 Loch (143°)				8 Loch (153°)				9 Loch (148°)			
MFUELSTR	MD	BOCurr	MFB50	MFUELSTR	MD	BOCurr	MFB50	MFUELSTR	MD	BOCurr	MFB50
mg/str	Nm	°KW	°KW	mg/str	Nm	°KW	°KW	mg/str	Nm	°KW	°KW
582.5	815.2	-15.8	12.0	573.0	815.2	-15.4	11.9	600.6	815.7	-14.4	12.1
580.2	815.1	-15.8	12.0	570.1	815.4	-15.4	11.9	603.7	815.4	-14.4	12.2
594.5	815.1	-13	15.1	574.4	815.4	-12.8	14.8	609.5	815.3	-12	14.9
591.0	815.2	-13	15.0	577.7	815.0	-12.6	15.0	609.5	815.5	-12.2	14.9
604.9	815.4	-10.6	17.9	583.5	815.4	-10.2	17.9	620.0	815.5	-9.6	17.8
603.3	815.2	-10.2	17.9	587.6	815.3	-10	18.0	617.9	815.4	-9.4	18.0
621.5	815.2	-8	21.1	599.3	815.3	-7.6	20.9	628.6	815.5	-6.8	21.2
623.6	815.4	-8.2	20.9	596.9	815.4	-7.6	20.9	629.4	815.5	-7	21.0
643.2	815.4	-5.8	24.1	617.5	815.4	-5	24.0	640.7	815.6	-4.6	23.9
642.6	815.2	-5.8	24.1	617.5	815.4	-5	24.1	639.1	815.6	-4.6	23.9

Tabelle 4-5: Gegenüberstellung der Kraftstoffmenge und des erzielten Drehmoments der drei Varianten

In Tabelle 4-5 ist ein Auszug aus den Messdaten der 3 Varianten mit demselben Drehmoment gegenübergestellt. Bei einem Drehmoment von 815Nm benötigt die Variante mit Injektor 2 die geringste Kraftstoffmenge um dieses zu leisten. Das Modell stimmt bei dieser Variante am ehesten mit der Messung überein. Die 7- und 9-Loch-Varianten mit einem anderen Kolben weisen hier größere Abweichungen auf. Injektor 1 und 3 unterscheiden sich hinsichtlich des Spritzwinkels und der Lochanzahl, sodass sich Injektor 3 noch ungünstiger verhält. Ein möglicher Grund für dieses Verhalten ist, dass mit diesen Varianten Einspritzungen in die Kolbenmulde passieren, welche nicht ideal oder der Norm entsprechen und damit die Verbrennung beeinflussen. Diese Beeinflussung der Verbrennung kann demnach nicht mit dem SOC- und MFB50-Parameter berücksichtigt werden. Somit kann das Modell mit diesen dreidimensionalen Effekten auch an seine Grenzen gebracht werden. Hiermit erklärt sich auch der falsche Reibmitteldruck und abweichende Reibparameter aufgrund der falsch berechneten, indizierten Arbeit.

4.4 Ergebnisse aus der Parametrierung von Daten mit Miller-Verfahren

4.4.1 Auswertung des Modells von Motor 1 mit einer Millersteuerzeit

In weiterer Folge wurde das Verhalten des Modells beim Vorliegen einer Millersteuerzeit untersucht. Hierfür wird die zweite vorhandene Konfiguration von Motor 1 herangezogen. Diese Variante wurde ohne AGR und Drall betrieben. Bei der Messung der zur Abstimmung verwendeten Daten wurde der Motor jedoch mit einem anderen Injektor betrieben. Dies erklärt die unterschiedliche Durchflussrate und Einspritzverzüge im Vergleich zum vorangegangenen Modell. Die Eigenschaften der genauen Konfiguration des Motors sind in Tabelle 4-6 zusammengefasst. Es sind hier auch bereits die Werte der Einstellparameter angeführt.

Motor	1
Konfigurationsbezeichnung	Miller515
AGR	Nein
MILLER	515
Drall	Nein
Nmax [rpm]	1800
Nmin [rpm]	800
Verdichtungsverhältnis	16.2 : 1
Volumen/Zyl.[l]	5.3
Bohrung [mm]	175
Hub [mm]	220
Pleuellänge [mm]	420
Einspritzsystem	CR
Düsenlöcher [-]	7
Durchflussrate [ml/min]	4190
Einspritzverzug Öffnen [ms]	0.563
Einspritzverzug Schließen [ms]	1.415
Poly-Einstellparameter	-0.03
SOC-Einstellparameter	2
MFB50-Einstellparameter	-1.55
FMEP-Einstellparameter	1.7
QWHT-Einstellparameter	1.3

Tabelle 4-6: Daten von Motor 2 mit Miller 515

Wie aus den Daten ersichtlich und zuvor schon erwähnt, wurde bei der Messung der Motor mit einer Einlassnockenwelle betrieben, die eine Miller-Steuerzeit besitzt. Das heißt, das Einlassventil wird nicht, wie bei konventionellen Steuerzeiten, in einem Bereich von 580 °KW sondern davor geschlossen. In diesem Fall bei 515°KW. In Abbildung 4-14 werden die Ventilsteuerzeiten der zuvor parametrisierten Konfiguration mit der Miller-Variante verglichen. Es ist ersichtlich, dass das Einlassventil bei 515°KW noch nicht geschlossen ist. Ventilhebungskurven haben beim Öffnen und Schließen oft sehr unterschiedliche Verläufe. Des Weiteren beeinflussen auch Ventilspiele die Hebungskurve. Aufgrund dessen werden Steuerzeiten meistens auf eine bestimmte Ventilhebung bezogen. Dadurch können die Steuerzeiten untereinander verglichen werden. In diesem Fall sind die Winkel auf einen Ventilhub von 2 mm bezogen. Die Charakteristiken beider Auslassnockenwellen sind nahezu identisch und die Überschneidungen von Ein- und Auslassnockenwelle befinden sich in einem Bereich von 10-15 °KW. Mit dieser Überschneidung tritt kein Spülen während des Ladungswechsels auf.

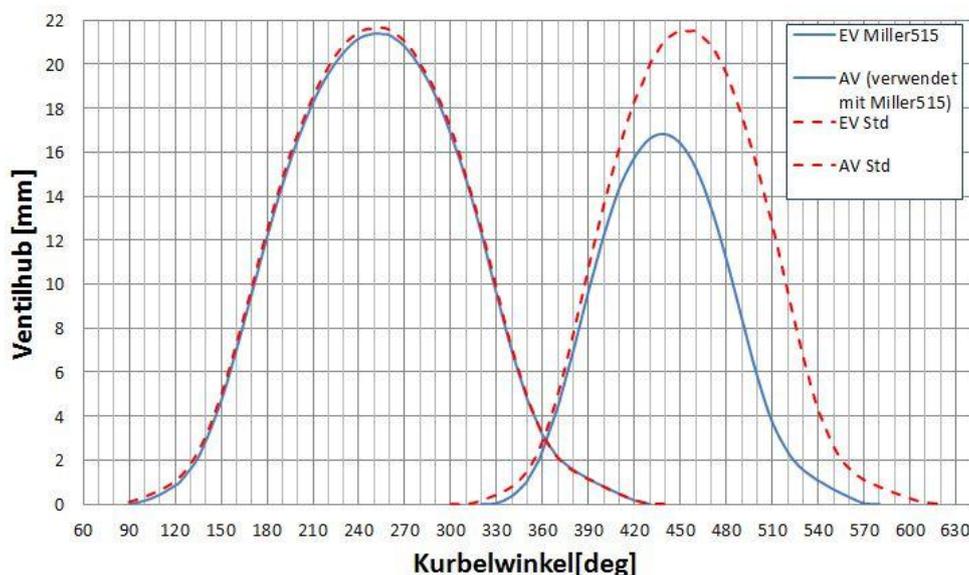


Abbildung 4-14: Ventilhebungskurve von Motor 1 mit und ohne Miller-Verfahren

Werden die in Abbildung 4-15 dargestellten Vergleiche von Simulation und Messung betrachtet, ist ersichtlich, dass der Druck bei Beginn der Einspritzung von dem Modell als zu hoch berechnet wird. Die Erklärung dafür liefert Tabelle 4-7. In dieser sind der Ladedruck und der Druck bei Einspritzbeginn der Varianten mit und ohne Miller-Verfahren von den Messdaten gegenübergestellt. Daraus geht hervor, dass bei selbem Druck zu Einspritzbeginn ein höherer Ladedruck bei der Variante mit Millersteuerzeit vorliegt. Bezugnehmend auf die theoretischen Grundlagen in denen das Millerverfahren erklärt wird, wird mit diesem Verfahren ein Teil der Verdichtung auf den Kompressor ausgelagert. Damit erhält man den Vorteil, die vorverdichtete Ladung vor dem Eintritt in den Brennraum noch einmal kühlen zu können. Die Verdichtung im Zylinder startet somit bei einem höheren Druckniveau und gleicher Temperatur. Mit dem früheren Einlassschluss wird nicht das volle Potential des Verdichtungsverhältnisses ausgeschöpft, um denselben Verdichtungsdruck zu bekommen, mit dem Vorteil einer geringeren Temperatur. Dies ist teilweise auch aus der Tabelle ersichtlich. Es sind zusätzlich die Temperaturen bei Einspritzbeginn angeführt, welche den Temperaturunterschied aufgrund des Miller-Verfahrens verdeutlichen. Dadurch wird eine niedrigere Verbrennungstemperatur erreicht, welche geringere NO_x-Emissionen verursachen und auch die thermische Belastung der Bauteile verringert.

ohne Miller			mit Miller 515		
P_SOI[bar]	P_IM[bar]	T_SOI[°K]	P_SOI[bar]	P_IM[bar]	T_SOI[°K]
45,1	1,0	941	45,0	1,5	948,4
51,8	1,3	1006	51,5	1,5	962,4
62,7	1,4	1030	62,3	1,6	988,3
70,8	1,5	996,3	70,8	2,0	983,3
90,3	1,9	1024,8	90,3	4,2	926,0
159,7	3,2	1062,8	160,0	4,8	1018,9

Tabelle 4-7: Druckvergleiche der beiden Varianten von Motor 2 mit und ohne Millersteuerzeit

Durch den früheren Einlassschluss wird das Verdichtungsverhältnis des Motors verringert. Die entstehende Abweichung der Ergebnisse mit Standardparametern, kann damit erklärt werden. Das geringere Verdichtungsverhältnis kann zwar mit dem Poly-Einstellparameter korrigiert werden, zeigt aber, dass das Modell für Voraussagen in der Standardparametrierung mit früherem Einlassschluss immer größere Abweichungen berechnet. Daher kann es mit Standardparametern zum jetzigen Zeitpunkt nicht für Voraussagen von Motoren mit Millersteuerzeiten herangezogen werden. Ein weiterer Einfluss des frühen Schließens der Einlassventile ist bei dem berechneten Liefergrad ersichtlich. Durch das frühere Schließen befindet sich bei gleichem Ladedruck eine geringere Ladungsmasse im Zylinder. Mit der geringeren Ladungsmasse ergibt sich dadurch ein geringerer Luftaufwand. Dadurch verringert sich auch der Liefergrad mit früherem Einlassschluss. In Kapitel 4.4.2 wird auf das Verhalten der Liefergradänderung bei der Gegenüberstellung von mehreren Miller-Steuerzeiten noch näher eingegangen.

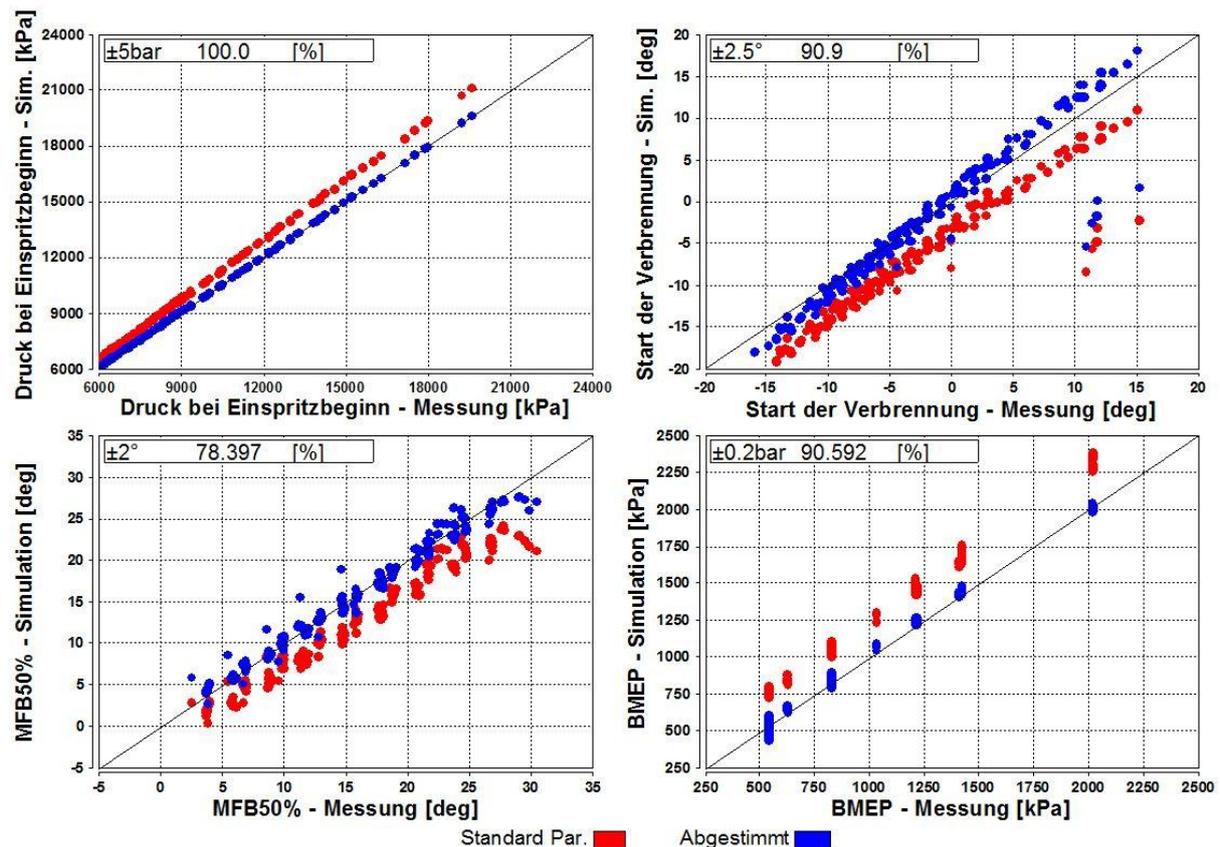


Abbildung 4-15: Ergebnisse der Modellparametrierung von Motor 1 mit Miller 515

Nachdem das Verhalten des Modells mit einer Millersteuerzeit betrachtet wurde und mit den richtigen Anfangsbedingungen startet, können nun die Ergebnisse der Parametrierung betrachtet werden. Bis auf den Druck bei Einspritzbeginn weisen hier alle Werte etwas größere Streubänder auf. Der 50% Umsatzpunkt erfüllt als einzige Vergleichsgröße bei der Parametrierung nicht die geforderte Anzahl an Simulationspunkten im Toleranzbereich. Er erfüllt die Anforderung ausreichend, um von einem gut parametrierten Modell ausgehen zu können. Die Abweichungen bei Beginn der Verbrennung sind ebenfalls auf falsch ausgewertete Druckindizierungen zurückzuführen.

Die Ergebnisse in Abbildung 4-16 zeigen größere Abweichungen verglichen mit dem Verbrennungsmodell desselben Motors ohne einer Millersteuerzeit. Die Abgastemperatur zeigt eine abgesetzte Punktwolke im Bereich von 550-600°C. Bei der näheren Betrachtung zeigte sich, dass in diesen Punkten die Einspritzmenge 600-700mg/hub beträgt. Bei den übrigen Berechnungsergebnissen beträgt die Einspritzmenge weniger als 500mg/hub. Diese separaten Punktwolken sind somit vorhanden, weil keine Betriebspunkte mit Einspritzmengen zwischen 500 und 600mg/hub eingegeben wurden. Bei Betrachtung der gesamten Punkte ist somit dieselbe Lage wie bei dem parametrierten Modell ohne Miller-Verfahren erkennbar.

Der Spitzendruck scheint ebenfalls im Bereich von 200-240bar abzuweichen, was auf dieselben Punkte, wie zuvor zurückzuführen ist. Auch hier kann ein identischer Verlauf zum Motor 1 ohne Miller-Steuerzeit (Abbildung 4-3) festgestellt werden. Die Berechnungspunkte der Variante ohne Miller enden dort in einem Bereich von 190bar. Bei Extrapolation dieser Berechnungspunkte unterschreiten auch bei der Variante ohne Miller-Steuerzeit vermutlich die Messung.

Der spezifische Kraftstoffverbrauch befindet sich knapp nicht im Toleranzbereich, entspricht jedoch exakt der Genauigkeit der Variante ohne Miller-Verfahren. Auch bei diesem Verbrennungsmodell zeigen sich die NO_x-Berechnungen als fehlerhaft. Eine Abhängigkeit der Abweichungen von Drehzahl und Last ist hier ebenfalls ersichtlich.

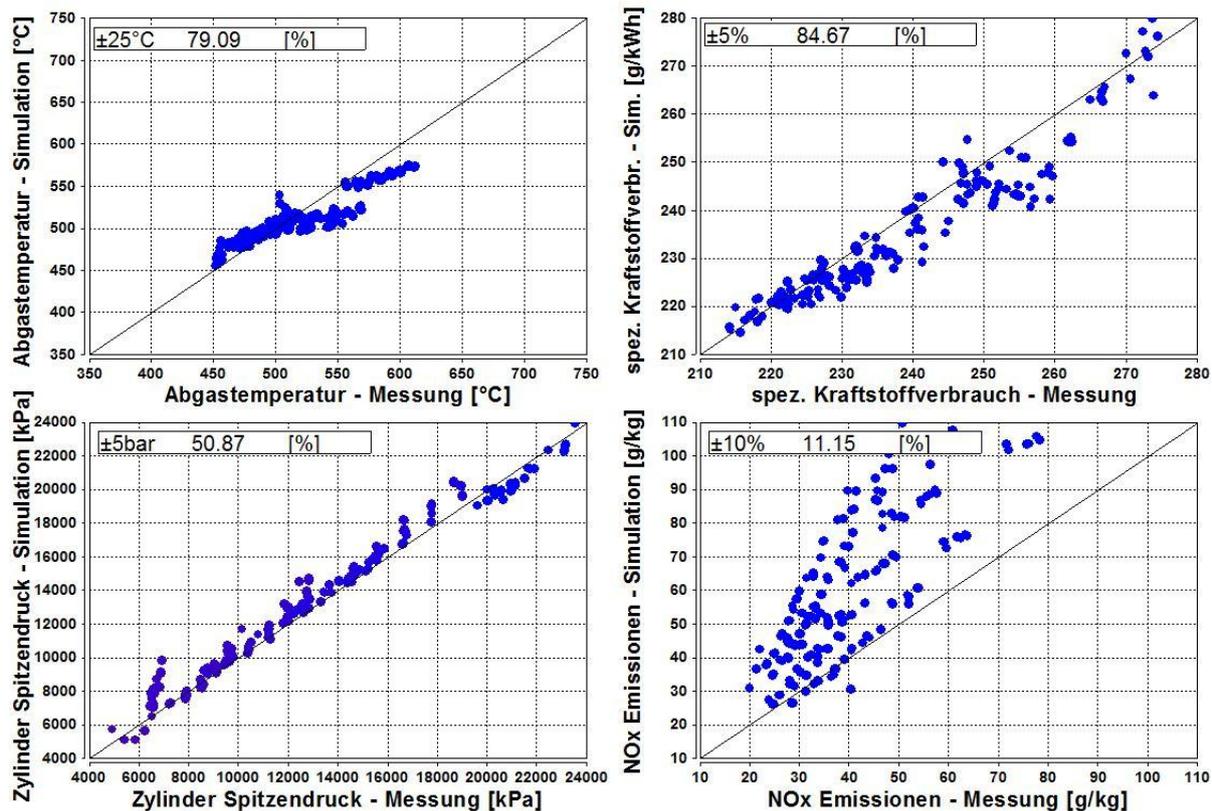


Abbildung 4-16: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 1 mit Miller 515

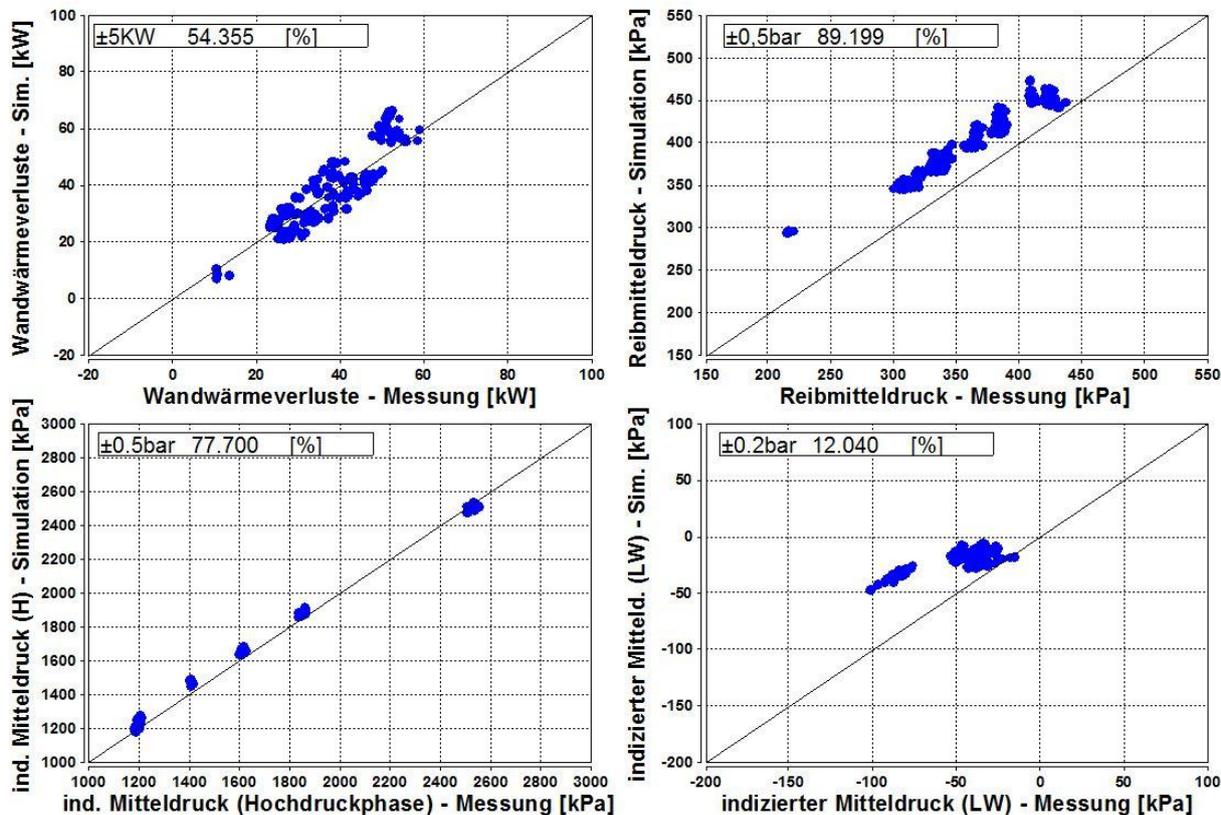


Abbildung 4-17: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- u. Ladungswechselphase von Motor 1 mit Miller 515

Eine weitere Beobachtung ist in Abbildung 4-17 zu machen. Der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselschleife weicht von der Messung ab. Die separate Punktewolke bei -1 bar entspricht denselben zuvor erwähnten Punkten, die eine größere Einspritzmenge besitzen. Die Punkte wurden auch mit einem größeren Ladedruck betrieben. Dadurch wurde ein ähnliches Luftverhältnis, wie bei den anderen Punkten erreicht. Die Eingabewerte des Modells weisen beim Ladedruck einen Bereich von circa 4-5 bar auf indem sich keine Berechnungspunkte befinden. Dadurch kann die nicht durchgehende Punktewolke beim indizierten Mitteldruck der Ladungswechselschleife erklärt werden. Gesamt gesehen, ist die Ladungswechselschleife vom Modell zu gut. Dieses Modell arbeitet nicht Kurbelwinkel aufgelöst, dadurch gehen Ventilsteuerzeiten nicht in die Berechnung ein. Aufgrund des früheren Einlassschlusses liegt nicht in der gesamten Ansaugbewegung der Ladedruck an dem Kolben an, sondern verringern sich nach dem Schließen der Ventile durch die Expansion. Aus dieser Annahme ist daraus zu schließen, dass mit einem früheren Einlassschluss der indizierte Mitteldruck der Ladungswechselschleife zunehmend von der Messung abweichen muss. Dies kann in der folgenden Auswertung, die unterschiedliche Millersteuerzeiten gegenübergestellt, bestätigt werden.

4.4.2 Gegenüberstellung unterschiedlicher Millersteuerzeiten von Motor 2

Mit Motor 1 konnte gezeigt werden, dass es dem parametrisierten Modell möglich ist Motoren mit Millersteuerzeiten richtig nachzurechnen. Mit Motor 2 wird dies bestätigt und durch die Gegenüberstellung von unterschiedlich frühen Schließzeiten speziell das Verhalten des Modells betrachtet. Durch die große Auswahl an Messdaten können hier mehrere Miller-Verfahren verglichen und Rückschlüsse auf die Änderung des Poly-Einstellparameters gemacht werden. In Tabelle 4-8 sind die Daten der einzelnen Konfigurationen aufgelistet. Sie sind bis auf die unterschiedliche Ventilschließzeit und der Einspritzverzüge identisch.

	Std	Miller 534	Miller 518	Miller 503
EGR	Ja	←	←	←
MILLER	548	534	518	503
Drall	Nein	←	←	←
Nmax [U/min]	1900	←	←	←
Nmin [U/min]	700	←	←	←
Verdichtungsverhältnis	16.2 : 1	←	←	←
Volumen/Zyl.[l]	4.88	←	←	←
Bohrung[mm]	170	←	←	←
Hub[mm]	215	←	←	←
Pleuellänge [mm]	392.5	←	←	←
Einspritzsystem	CR	←	←	←
Düsenlöcher[-]	7	←	←	←
Durchflussrate[ml/min]	3667	←	←	←
Einspritzverzug Öffnen[ms]	0.397	0.409	←	←
Einspritzverzug Sschließen[ms]	1.112	0.977	←	←

Tabelle 4-8: Konfigurationen von Motor 2 für verschiedene Miller-Steuerzeiten

Es werden hier 3 verschiedene Miller-Steuerzeiten einer konventionellen Schließzeit gegenübergestellt. Die Messdaten mit konventioneller Schließzeit entsprechen dem Motor 2 mit AGR, welcher bereits zuvor ausgewertet wurde. Die erwähnte Ungültigkeit des Modells mit Standardparametern bei Motoren mit Millersteuerzeiten wird in Abbildung 4-18 noch einmal deutlich. Mit früherem Einlassschluss wird der Druck bei Einspritzbeginn immer

höher berechnet, da das Modell den vollen Verdichtungshub mit dem Standardparameter verwendet. Betrachtet man den Poly-Einstellparameter bei den bereits parametrisierten Modellen ist dieser Trend ebenfalls ersichtlich.

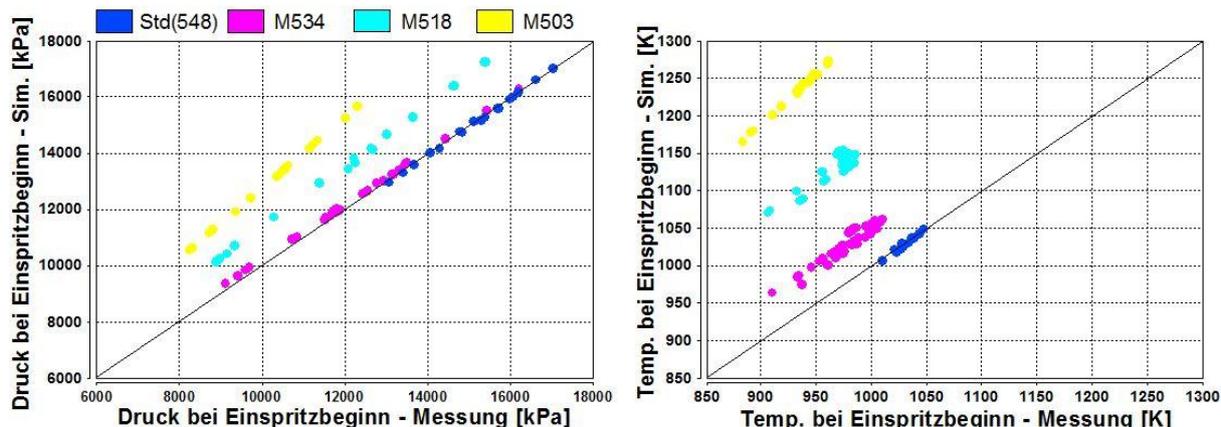


Abbildung 4-18: Druck und Temperatur bei Einspritzbeginn mit Standardparametern

	Std (548)	Miller 534	Miller 518	Miller 503
Poly-Fit-Parameter [-]	0.0015	-0.004	-0.039	-0.082
Kurbelwinkel [°Kw]	548	534	518	503
Delta [-]	0	-0.0055	-0.0405	-0.0835

Tabelle 4-9: Poly-Einstellparameter der Modelle mit Miller- und konventioneller Steuerzeit

In Tabelle 4-9 sind die parametrisierten Poly-Einstellparameter dargestellt. Durch die Differenzbildung der Einstellparameter mit der konventionellen Steuerzeit als Basis kann eine Funktion ermittelt werden. Mit dieser Funktion wird die Änderung des Standardparameters für eine bestimmte Ventilschließzeit ermittelt. Damit sollen Voraussagen mit Standardparametern für Motoren mit Miller-Steuerzeit genauer werden.

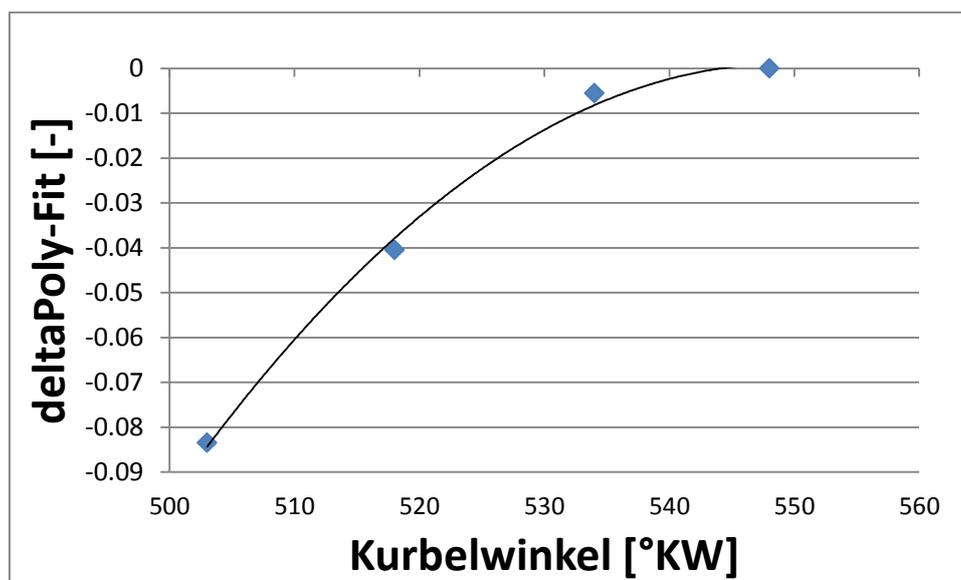


Abbildung 4-19: Abhängigkeit des Poly-Einstellparameters von der Schließzeit

Durch den frühen Einlassschluss kommt es zu weniger Ladungsmasse im Brennraum, wenn man von dem gleichen Ladedruck ausgeht. Dadurch wird dem Motor effektiv Hub weggenommen. Das Verdichtungsverhältnis wird mit dem ersten Einstellparameter eingestellt. Durch die Ermittlung der Ladungsmasse aus dem Luftaufwand, ist auch diese zu

Beginn der Verdichtung richtig berechnet. Da der Luftaufwand ein Maß für die Strömungsverluste im Ansaugsystem und im Einlassbereich ist, drückt sich ein früheres Schließen der Einlassventile darin aus. Diese Verringerung bestätigen auch zum Teil die Messdaten in Tabelle 4-10. Der Liefergrad der Standardvariante der Messdaten wurde etwas höher erwartet als sie tatsächlich ist. Trotz der schon höheren Abgasrückführung müsste der Liefergrad mit der Berechnung, wie in der Auswertung der Messdaten gezeigt, die anderen Werte überschreiten. Mit Einbeziehen des Luftaufwands in die Betrachtung, ist auch hier ersichtlich, dass der Wert kleiner als bei der Variante mit Einlassschluss bei 534 °KW ist. Bei den gegebenen Ventilhubkurven kann dieser Unterschied im Luftaufwand auf eine Änderung der Ansaugverluste zurückgeführt werden. Grund für dieses Problem ist ein Umbau auf einen anderen Zylinderkopf.

		Drehzahl U/min	Ladedruck bar	AGR-Rate %	Liefergrad -	λ_a -
Motor 2	Std (548)	1900.1	3.8	23	0.88	0.675
		1900.0	3.84	23	0.882	0.680
	M534	1900.0	3.86	18.2	0.889	0.726
		1900.1	3.86	18.3	0.889	0.727
	M518	1900.0	3.70	17.9	0.833	0.676
		1900.1	3.70	18.0	0.834	0.675
	M503	1899.9	3.83	18.5	0.727	0.585
		1900.0	3.83	18.6	0.726	0.583

Tabelle 4-10: Abhängigkeit des Luftaufwands von der Miller-Steuerzeit

Weil Daten einer AVLBoost® Ladungswechselsimulation von Millersteuerzeiten eines unbekanntenen Motors zur Verfügung standen, wurde diese Möglichkeit genutzt, um mit diesen Daten die vorhandenen Ergebnisse zu bestätigen. Die vorliegenden Daten wurden soweit aufbereitet, um den benötigten Einstellparameter zu erhalten. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4-11 angeführt.

Variantenbezeichnung	Standard	M540	M520	M500
Einlassschluss [°KW]	560	540	520	500
Poly-Einstellparameter [-]	-0.00583331	-0.023	-0.0635	-0.13
Delta [-]	0	-0.01716669	-0.05766669	-0.12416669

Tabelle 4-11: Fit-Parameter von Simulationsdaten einer AVLBoost® Ladungswechselsimulation

In Abbildung 4-20 sind die Einstellparameter der Großmotoren mit den aus der Ladungswechselsimulation ermittelten in einem Diagramm dargestellt. Es ist ersichtlich, dass der Verlauf der beiden Ergebnisse gut übereinstimmt. Die Verschiebung in x-Richtung ist darauf zurückzuführen, dass die Steuerzeiten auf verschiedene Ventilhuben bezogen sind. Im Fall von Motor 2 sind die Steuerzeiten auf 2 mm Ventilhub bezogen und damit noch nicht geschlossen.

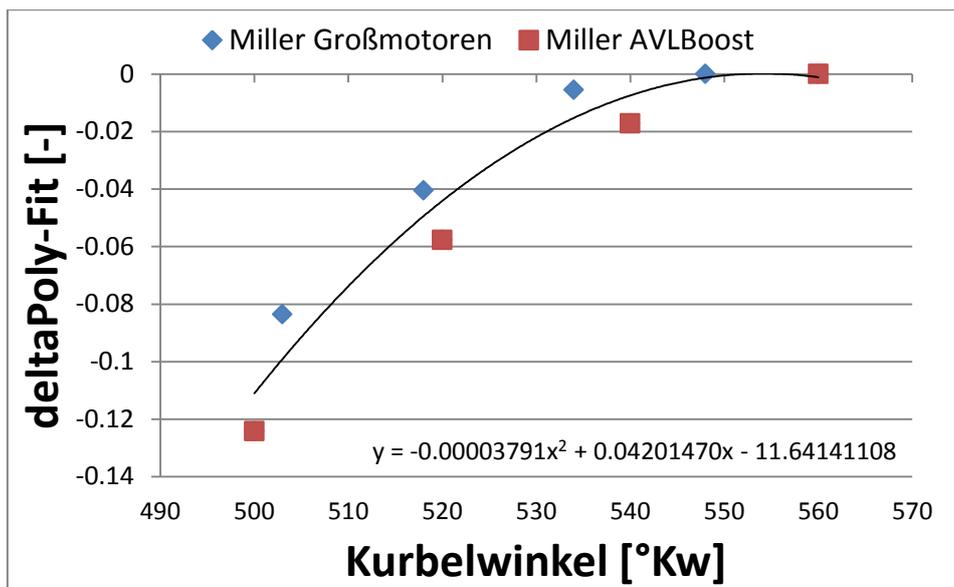


Abbildung 4-20: Gegenüberstellung der deltaFit von Motor 2 und den Simulationsdaten der Ladungswechselsimulation

In den folgenden Abbildungen werden die Ergebnisse der parametrisierten Modelle gegenübergestellt. Bei den Ergebnissen des 50% Umsatzpunktes in Abbildung 4-21 sind die Streubänder mit einer Abweichung von $\pm 2^\circ$ ähnlich der Standardvariante. Die übrigen Ergebnisse weisen auch keine Abweichung von dem Verbrennungsmodell mit einer konventionellen Ventilschließzeit auf.

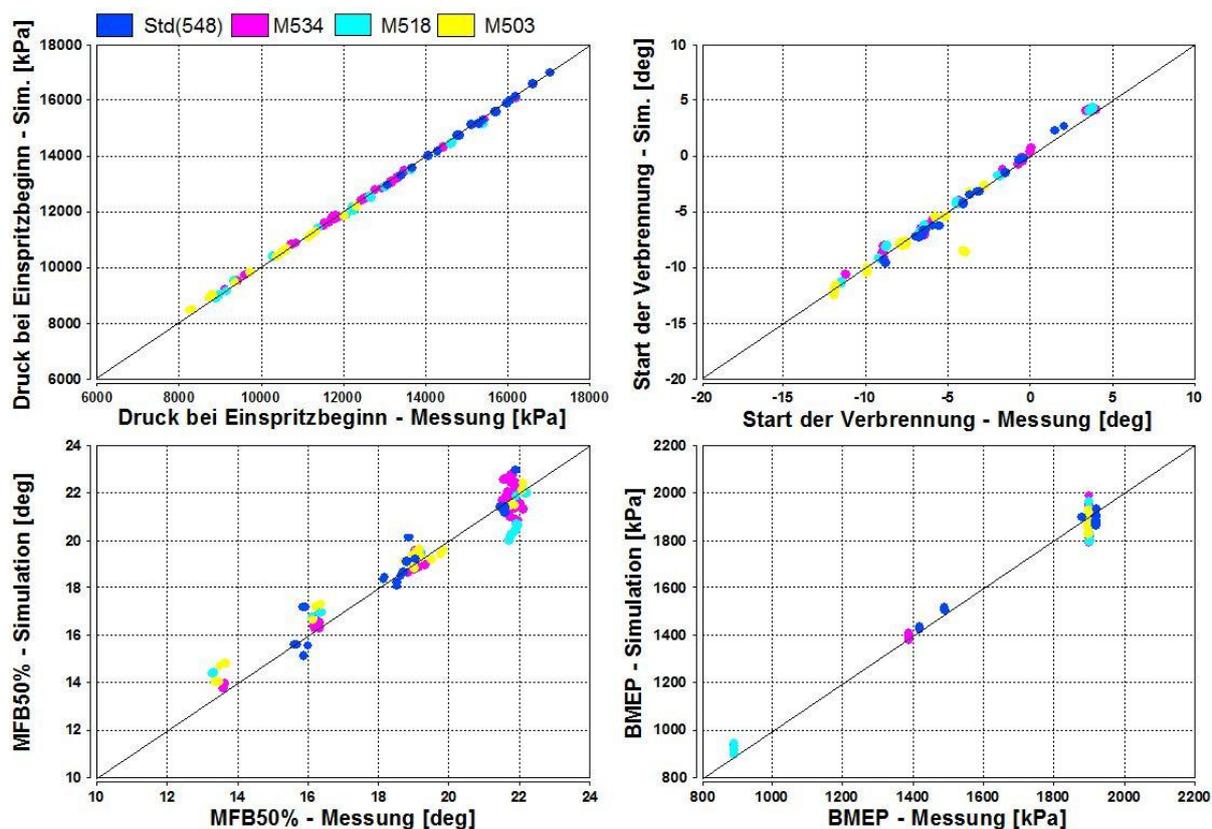


Abbildung 4-21: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 2 mit verschiedenen Miller-Steuerzeiten (Std, 534, 518, 503)

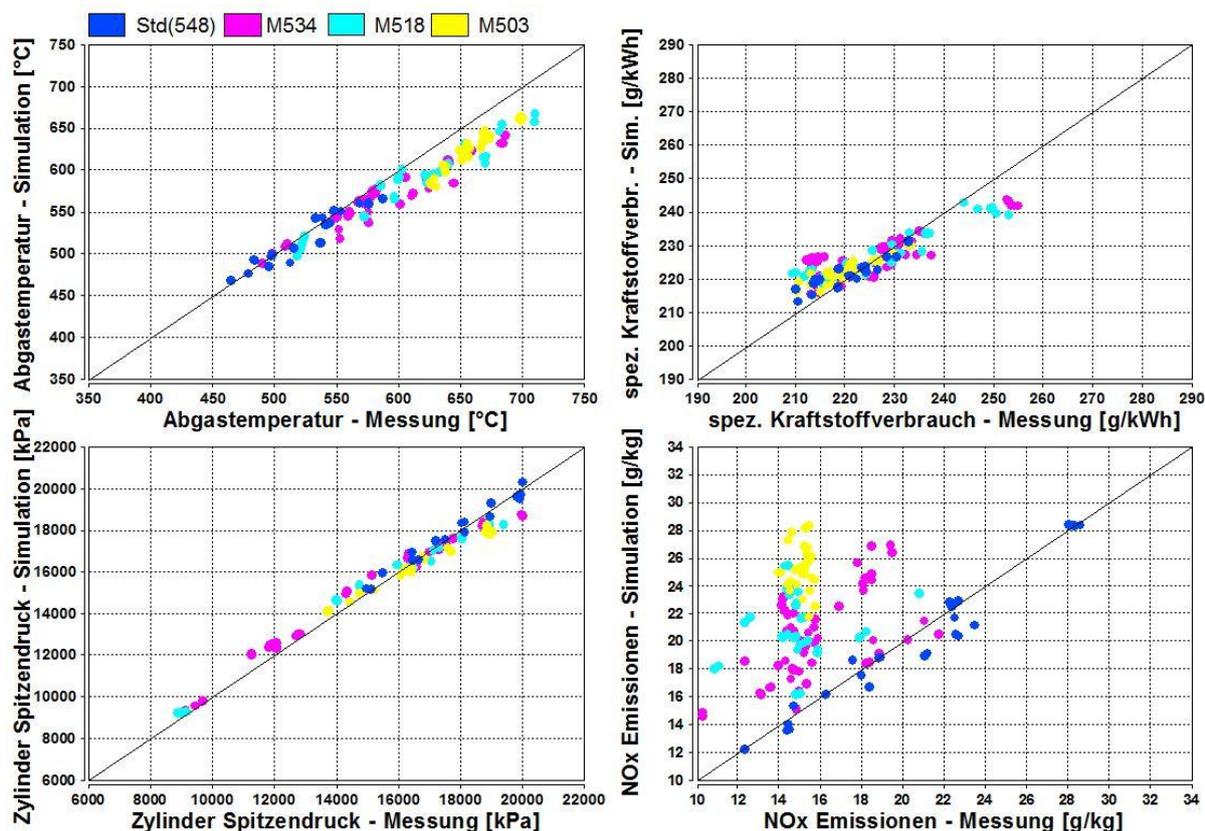


Abbildung 4-22: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NO_x-Emissionen von Motor 2 mit verschiedenen Miller-Steuerzeiten

Bei den weiteren Ergebnissen in Abbildung 4-22 ist ersichtlich, dass die Abgastemperatur mit steigender Temperatur und ausgeprägterem Miller-Verfahren etwas niedriger wird und auch teilweise die Toleranzgrenze von $\pm 25^\circ\text{C}$ überschreitet. Die Abweichungen im spezifischen Kraftstoffverbrauch verhalten sich wie in dem zuvor ausgewerteten Motor 2 mit konventionellen Ventilsteuerzeiten. Bei den Ergebnissen der NO_x-Emissionen wird gezeigt, dass bei Millersteuerzeiten mit früherem Einlassschluss das Modell immer größere NO_x-Emissionen berechnet als gemessen wurden.

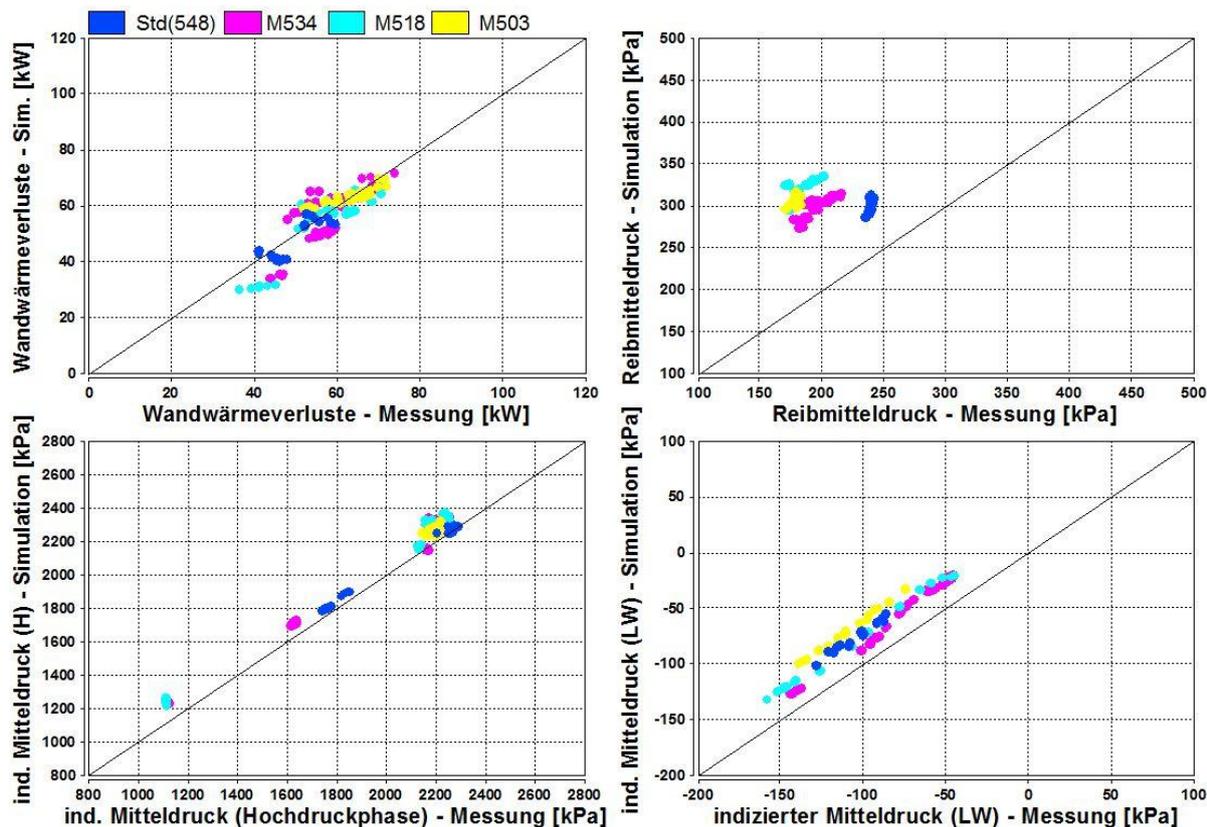


Abbildung 4-23: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck der Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 2 mit unterschiedlichen Miller-Verfahren

Die in Abbildung 4-23 gezeigten Daten weisen, wie schon zuvor bei Motor 2, einen etwas zu hohen indizierten Mitteldruck auf. Bezugnehmend auf die in Kapitel 4.4.1 getroffene Aussage über den indizierten Mitteldruck der Ladungswechselschleife, bestätigt sich die Vermutung der zu geringen Ladungswechselerbeit. Lässt man die Standardkonfiguration bei dieser Betrachtung außen vor, ist ersichtlich, dass mit früherem Einlassschluss die Simulationsergebnisse zunehmend von den Messungen abweichen. Aufgrund des höheren indizierten Mitteldrucks sind die Abweichungen eine zusätzliche Ursache für den falschen Reibmitteldruck.

5 Ergebnisse der mittelschnelllaufenden Motoren

Nachdem bisher nur schnelllaufende Großmotoren betrachtet wurden, werden nun Verbrennungsmodelle von mittelschnelllaufenden Motoren parametrisiert. Dies stellt einen weiteren Punkt in der Aufgabenstellung dar. Für diese Auswertung stehen 2 Motoren, einer mit 8,8 Liter und ein weiterer mit 15,7 Liter Zylindervolumen zur Verfügung. Bei Motoren in dieser Hubraumgröße ist es üblich durch große Ventilüberschneidungen den Motor zu Spülen um die Abgastemperatur zu beeinflussen. Im Zuge dessen werden auch die Zylinderinnenwandungen gekühlt. Es wird in diesem Kapitel gezeigt, dass das Modell in der bisherigen Form hier an seine Grenzen stößt.

5.1 Ergebnisse von Motor 3

Anhand von Motor 3 werden die Ergebnisse eines parametrisierten Zylindermodells gezeigt und die möglichen Gründe für die Abweichungen durch das Spülen diskutiert. In Abbildung 5-1 wird die Ventilhubkurve dieses Motors dargestellt. Einerseits ist für das Spülen die Dauer, wie lange Ein- und Auslassventil gleichzeitig offen sind, wichtig, andererseits spielt auch der Ventilhub bei dieser Überschneidung eine bedeutende Rolle. Die Spülung kommt aber nur zustande, wenn ein entsprechender Druckabfall zwischen Einlass- und Auslasskanal vorhanden ist. Bezogen auf 2 mm Ventilhub überschneiden sich die beiden Ventile von 353°KW bis 365°KW. Bei 359°KW beträgt der Hub bei beiden 3,9 mm. Hier kann also von einer Spülung ausgegangen werden.

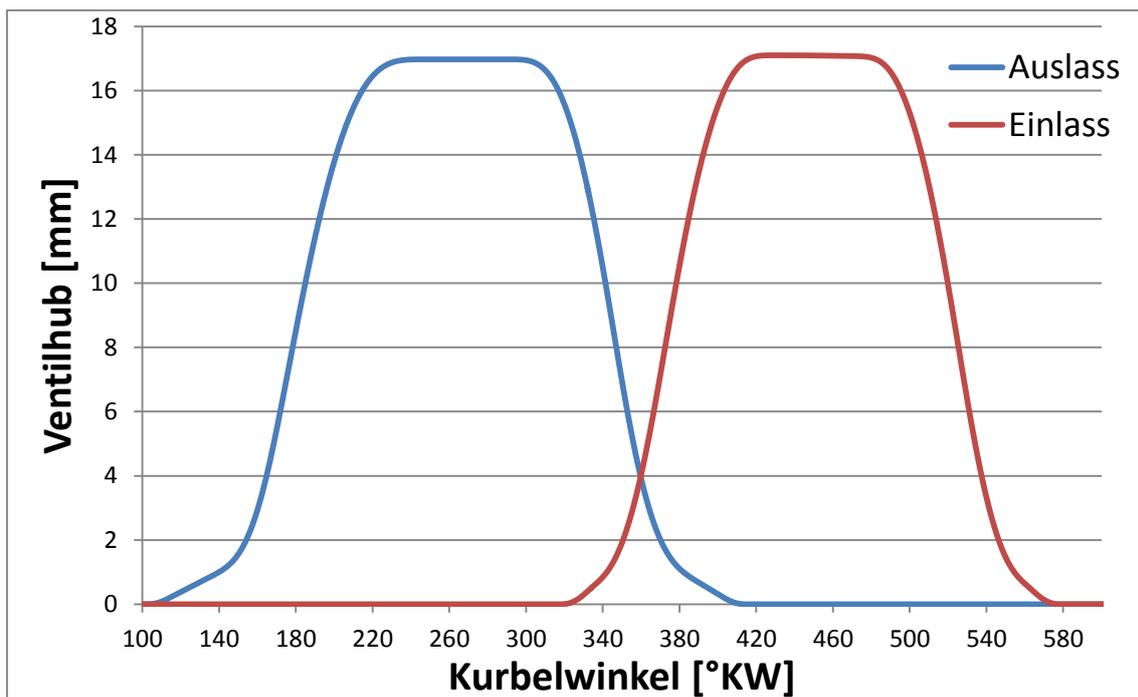


Abbildung 5-1: Ventilhubkurve von Motor 3

In Tabelle 5-1 sind die Ventilhubkurven dieser Konfiguration dargestellt. Bei der Aufbereitung der Eingabedaten für das Modell zeigte sich, dass der Liefergrad bei manchen Betriebspunkten größer 1 berechnet wurde, was bezogen auf den Einlasszustand nicht richtig ist. Laut Formel 3-4 wird der Liefergrad aus dem Luftaufwand und der AGR-Rate berechnet, was dem Massenaufwand entspricht. Prinzipiell ergibt sich ein Massenaufwand größer 1, wenn große Spülmassen vorliegen. In diesem Fall ergaben nähere Untersuchungen, dass bestimmte Betriebspunkte falsch gemessene AGR-Raten besitzen. Vergleicht man diese mit den NO_x-Emissionen, wie in Tabelle 5-2 ersichtlich, sind trotz höherer AGR-Raten die NO_x-Emissionen größer als bei Messpunkten mit niedrigerer AGR-Rate. Dies konnte zusätzlich durch den Prüfstandsbetreuer bestätigt werden. Durch eine schlechte Positionierung der CO₂-

Messung und nicht vollständig durchgemischter Frischluft mit dem Abgas, kann ein solcher Messfehler zustande kommen.

Konfigurationsbezeichnung	03_Motor_Std
AGR	Ja
MILLER	Nein
Drall	Nein
Nmax [rpm]	1000
Nmin [rpm]	350
Verdichtungsverhältnis	17.2 : 1
Volumen/Zyl.[l]	8.80
Bohrung [mm]	200
Hub [mm]	280
Pleuellänge [mm]	510
Einspritzsystem	CR
Düsenlöcher[-]	9
Durchflussrate [ml/min]	4950
Einspritzverzögerung Öffnen[ms]	0.399
Einspritzverzögerung Schließen[ms]	1.197

Tabelle 5-1: Daten von Motor 3

FS_NOXTP [g/kg]	RT_EGR[%]
3.9	17.7
3.9	17.8
14.1	36.0
14.1	37.9

Tabelle 5-2: Auszug aus den Messdaten von Motor 3

Nachdem die Messpunkte mit den falsch gemessenen AGR-Raten aus der Eingabe entfernt wurden, gab es keine Liefergrade mehr über 1. In diesem Fall war die falsch gemessene AGR-Rate für den zu großen Liefergrad verantwortlich. Durch die große Ventilüberschneidung und die dadurch auftretende Spülung, sind hier trotzdem einige Probleme zu erwarten. Die Vorgabe der Ladungsmasse erfolgt über den Liefergrad, welcher dem Massenaufwand gleich gesetzt ist. Diese werden aus dem Luftaufwand und dem zugeführten Abgas berechnet. Der Luftaufwand berücksichtigt die gesamte Ansaugluft und beinhaltet somit auch Spülverluste. Bei der Gleichsetzung des Liefergrades mit dem Luftaufwand wird dem Modell mehr Ladungsmasse vorgegeben als tatsächlich im Zylinder vorhanden ist. Dadurch sind die Anfangszustände, die dem Modell vorgegeben werden falsch. In Abbildung 5-2 sind die Ergebnisse der Parametrierung dargestellt. Da die Simulationsergebnisse mit den Einstellparametern der Messung angepasst werden, sind nur geringe Abweichungen zu erwarten. Ein Betriebspunkt beim Vergleich des Verbrennungsbeginns weicht hier durch eine fehlerhafte Druckindizierung ab.

Die weiteren Ergebnisse in Abbildung 5-3 zeigen die ersten Auswirkungen aufgrund der falschen Anfangsbedingungen. Während der spezifische Kraftstoffverbrauch aufgrund vorgegebener Kraftstoffmenge und angepasstem Mitteldruck mit den Messungen übereinstimmt, zeigt die Abgastemperatur größere Abweichungen. Dies obwohl die Wandwärmeverluste angepasst wurden. Das NO_x-Modell versagt in diesem Fall, da durch die falsche Ladungsmasse eine zu hohe Sauerstoffkonzentration im Zylinder angenommen wird. Die Sauerstoffkonzentration ist ein wichtiger Parameter für die NO_x-Bildung und wird in dem Modell berücksichtigt.

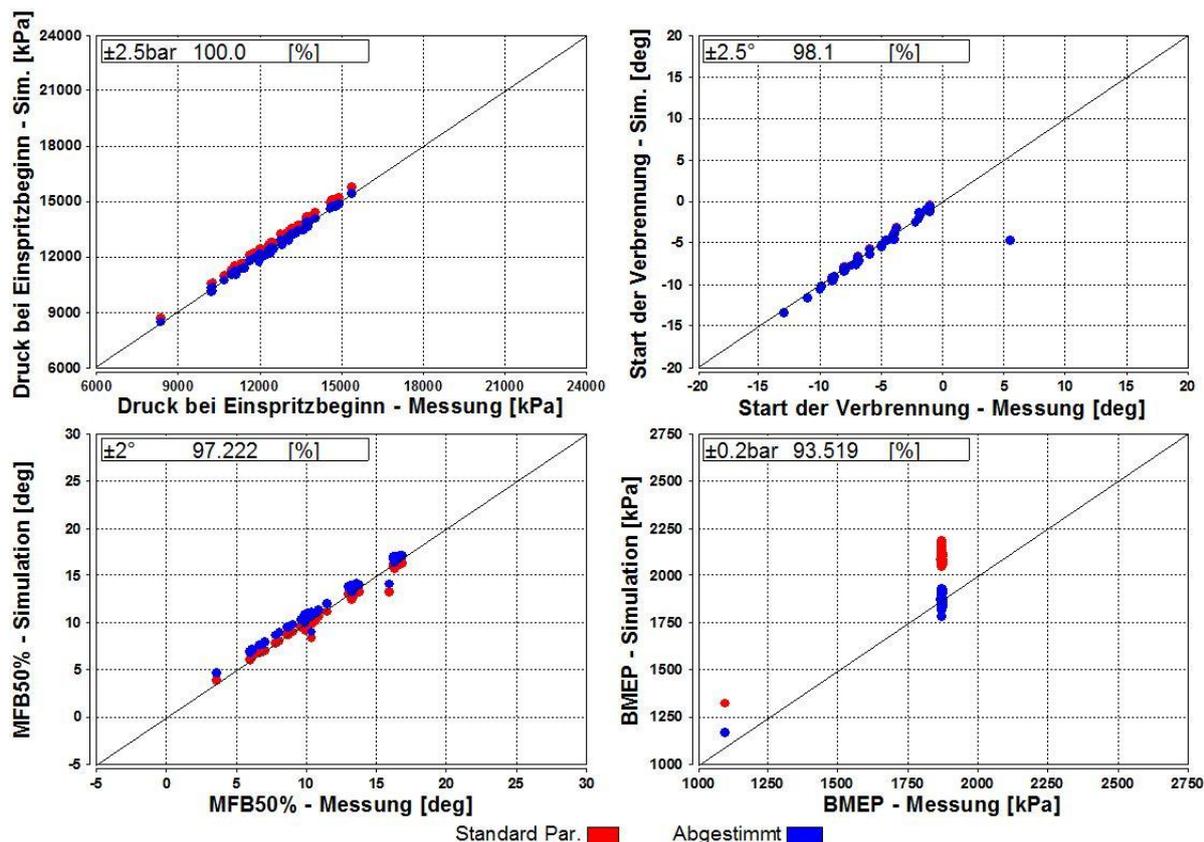


Abbildung 5-2: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 3

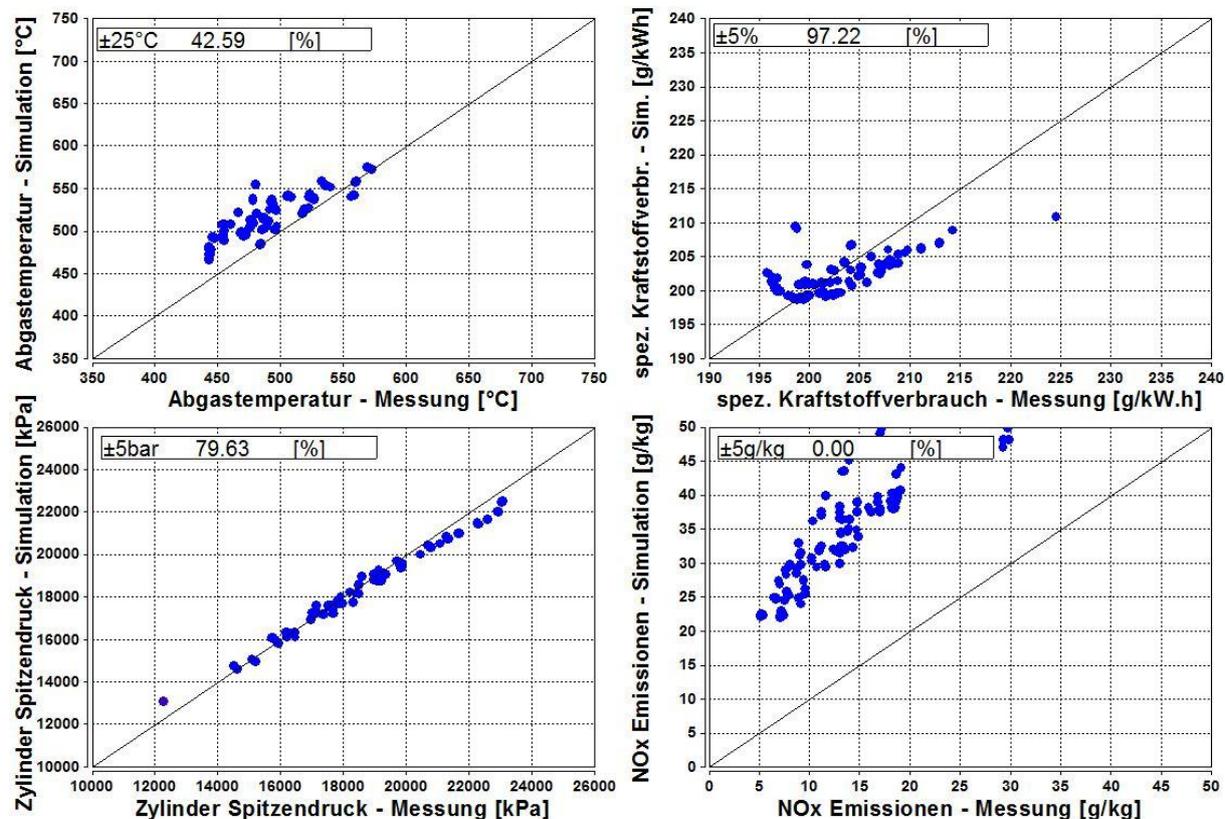


Abbildung 5-3: T 31, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 3

Ein weiterer Punkt ergibt sich bei der Betrachtung von Abbildung 5-4. Der indizierte Mitteldruck wird zu niedrig berechnet. Daraus ergibt sich ein geringerer Reibmitteldruck, um

den entsprechenden effektiven Mitteldruck wieder zu erreichen. Dies wird darauf zurückgeführt, dass bei einer zu großen Ladungsmasse und einer vorgegebenen Einspritzmenge das Modell mit einem höheren Luftverhältnis rechnet. In der Praxis war am realen Motor hingegen ein fetteres Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum vorhanden.

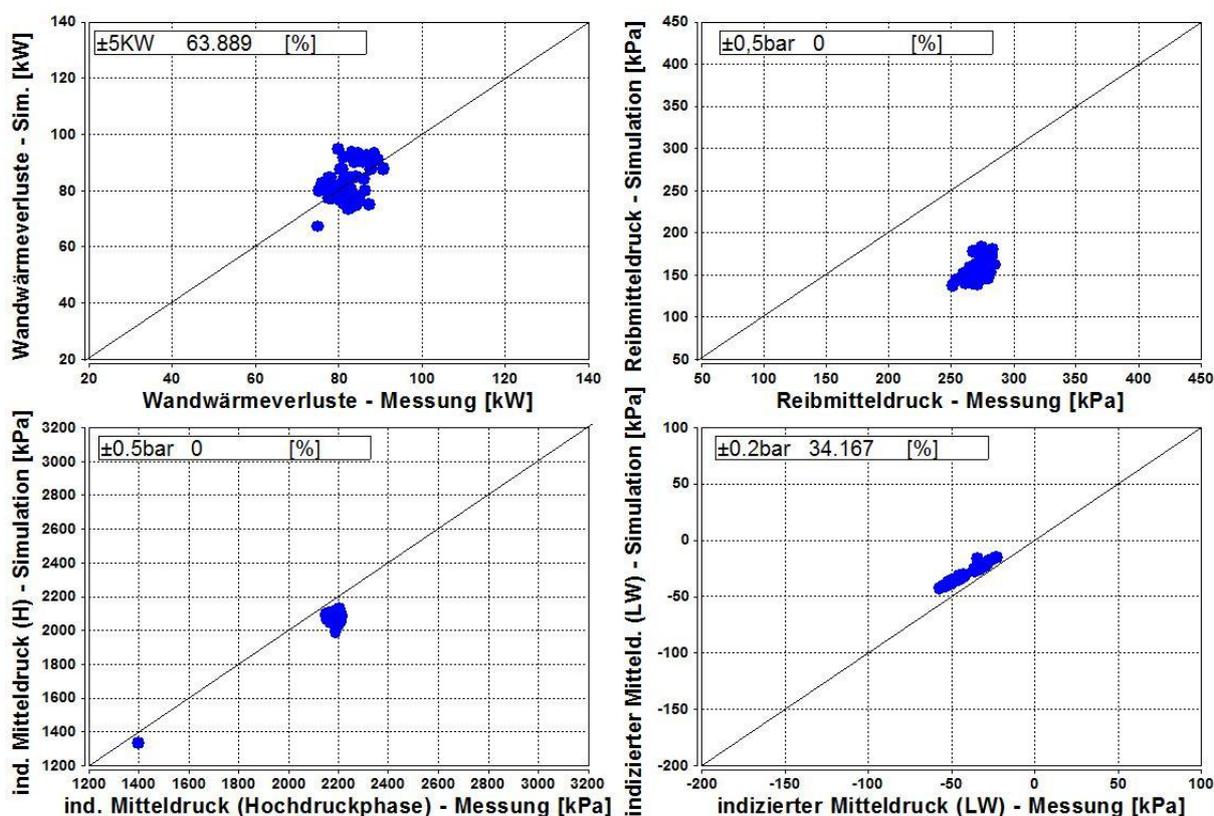


Abbildung 5-4: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck der Hochdruck- u. Ladungswechselphase von Motor 3

Da die Verbrennungstemperatur von dem Luftverhältnis abhängig ist, ist sie im Modell niedriger als beim realen Motor. Das verursacht einen geringeren Wandwärmeübergang, welcher durch die Spülung zusätzlich beeinflusst wird. Daher sind für die Berechnung des Wandwärmeübergangs die vorliegenden Bedingungen grundsätzlich falsch. Dieser Wandwärmeparameter kann nicht verwendet werden um mit den Parametern aus den schnelllaufenden Motoren Gründe für die falsch berechneten Wandwärmeverluste zu finden.

5.2 Motor 4

Das Large Engine Competence Center (LEC) stellte Daten ihres Forschungsmotors zur Verfügung. Dieser Motor wurde ebenso mit einer großen Ventilüberschneidung betrieben und weist ebenfalls Spülverluste auf. Die Ventilüberschneidung ist in Abbildung 5-5 ersichtlich.

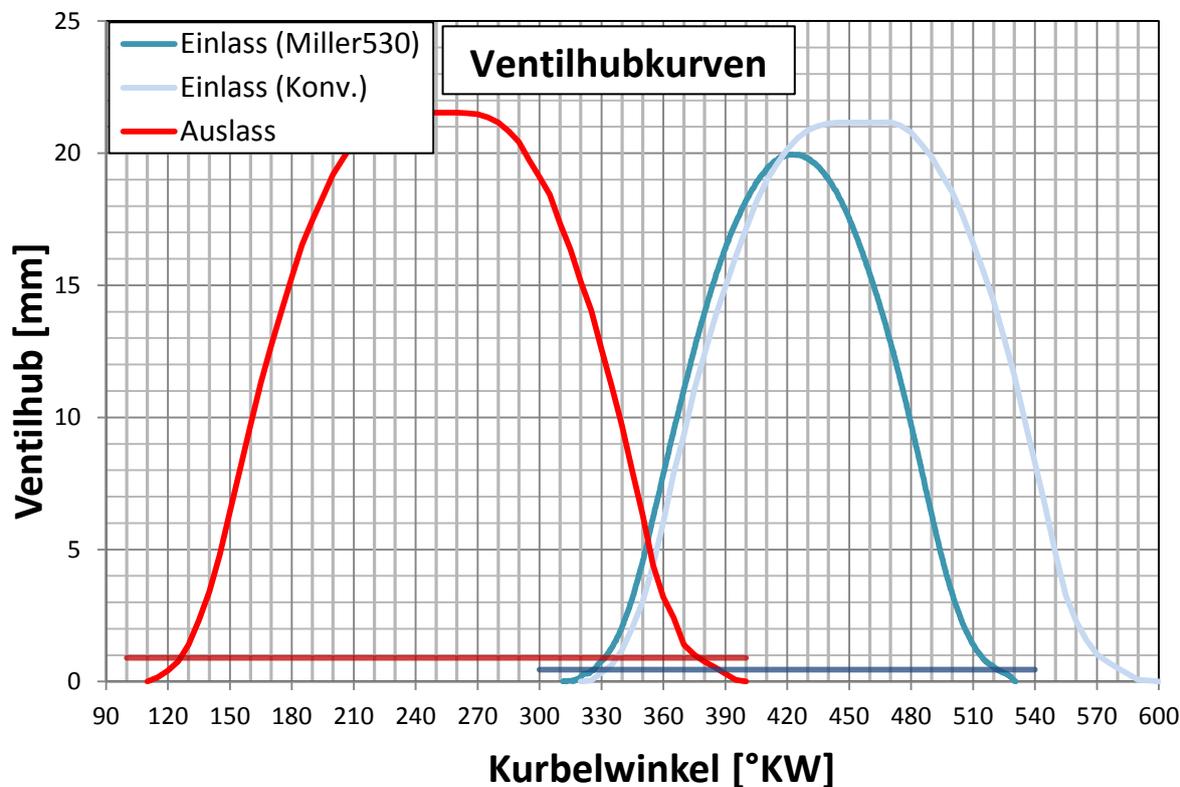


Abbildung 5-5: Ventilüberschneidung des Motor 4

$\lambda_{\text{Verbrennung}}$	λ_{Messung}
1.67	1.80
1.67	1.80
1.69	1.80
1.69	1.80
1.69	1.80
1.70	1.80
1.69	1.80
1.69	1.80
1.69	1.80
1.67	1.80
1.70	1.80

Tabelle 5-3: Gegenüberstellung der Luftverhältnisse von Simulation und Messung

Der berechnete Liefergrad bewegt sich hier im Bereich von 1,1. Wird davon ausgegangen, dass die AGR-Rate mit derselben Genauigkeit gemessen wurde wie die eingehende Frischluft und eine gute Durchmischung stattfindet, so muss dasselbe Frischluft-Abgas-Verhältnis im Zylinder gefangen werden. Daher wird dem Modell ein realistischer Liefergrad vorgegeben, um die Ergebnisse veranschaulichen zu können. Ein Liefergrad von 0,98 ist bei Großmotoren mit großer Spülung durchaus realistisch. Die übrigen Größen werden unverändert aus den Messungen herangezogen. Dadurch wird der gespülte Anteil im Modell vernachlässigt. Somit

kann von einer realistischeren Ladungsmasse im Brennraum ausgegangen werden. Da das ausgegebene Luftverhältnis des Modells dem Verbrennungsluftverhältnis entspricht, muss dieses nun von dem aus den Messungen abweichen. Das Luftverhältnis aus den Messwerten wird nämlich im Abgasstrang gemessen, wo auch der gespülte Anteil des Frischluft-Abgas-Gemischs berücksichtigt wird. Dieses Luftverhältnis entspricht aber nicht dem der Verbrennung. In Tabelle 5-3 ist das Luftverhältnis von Simulation und Messung gegenübergestellt.

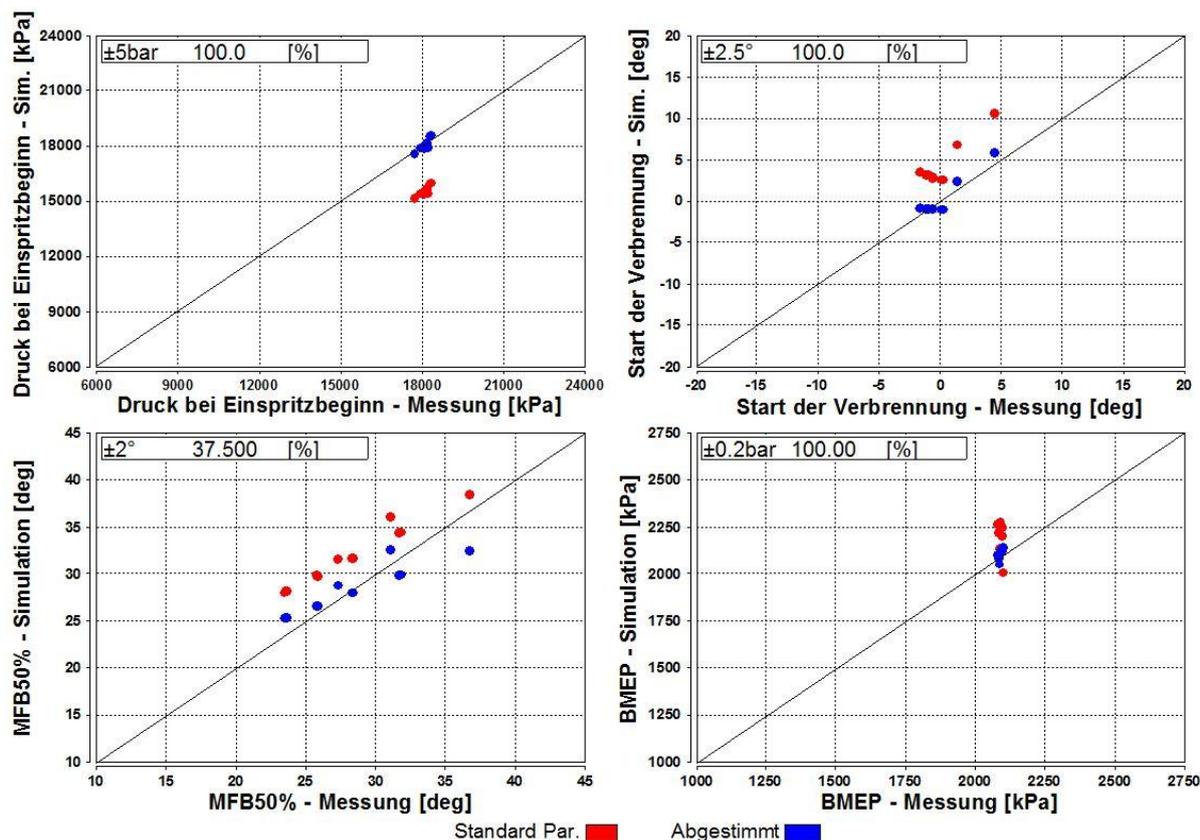


Abbildung 5-6: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad

Die Tabelle zeigt, dass das Luftverhältnis im Brennraum etwa 0.1 geringer ist als im Abgas gemessen. Durch die geringe Anzahl an Messpunkten konnten die Toleranzbereiche teilweise sehr gut getroffen werden. Die Ergebnisse in Abbildung 5-7 sehen auf den ersten Blick sehr vielversprechend aus. Die Abgastemperatur widerspricht jedoch der Erwartung. Durch die Spülverluste die bei der Messung die Abgastemperatur verringert, müsste bei dem Modell eine höhere ausgegeben werden. In Abbildung 5-8 sind einige weitere Abweichungen ersichtlich. So ergibt sich bei diesem Modell ein zu hoher Wärmeverlust mit den Standardparametern, was den bisher ausgewerteten Motoren widerspricht. Nach der Parametrierung und der angepassten Wandwärme ergibt sich ein zu hoher indizierter Mitteldruck. Dieser ist zwar mit der zu geringen Abgastemperatur konsistent, aber der Vergleich mit der Messung zeigt deutlich, dass die Aufteilung bei den Energien falsch ist.

Ebenso stimmt der indizierte Mitteldruck in der Ladungswechselphase nicht mit der Messung überein. Das verursacht mit dem bereits zu hohen indizierten Mitteldruck der Hochdruckphase eine sehr große Abweichung des Reibmitteldrucks von der Messung. Für eine genauere Betrachtung dieser Problemstellung sind nicht genügend Messdaten vorhanden. Es können daher keine fundierten Begründungen für die auftretenden Abweichungen vorgelegt werden.

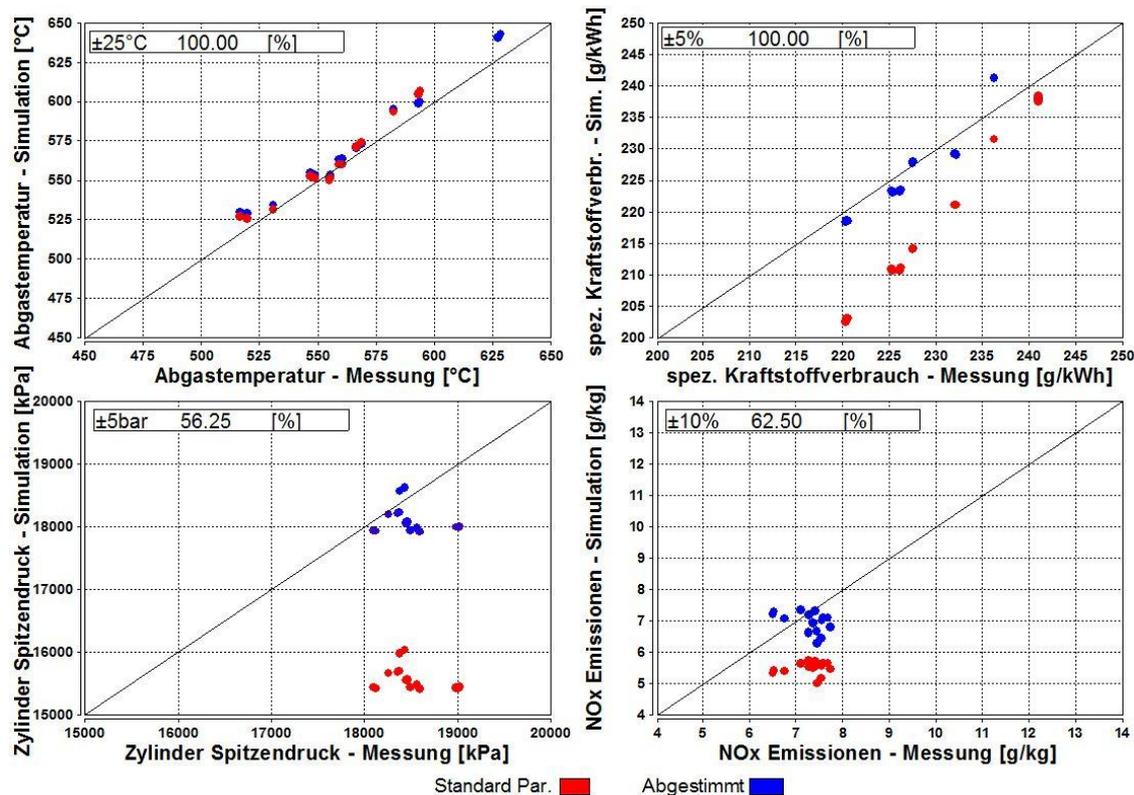


Abbildung 5-7: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad

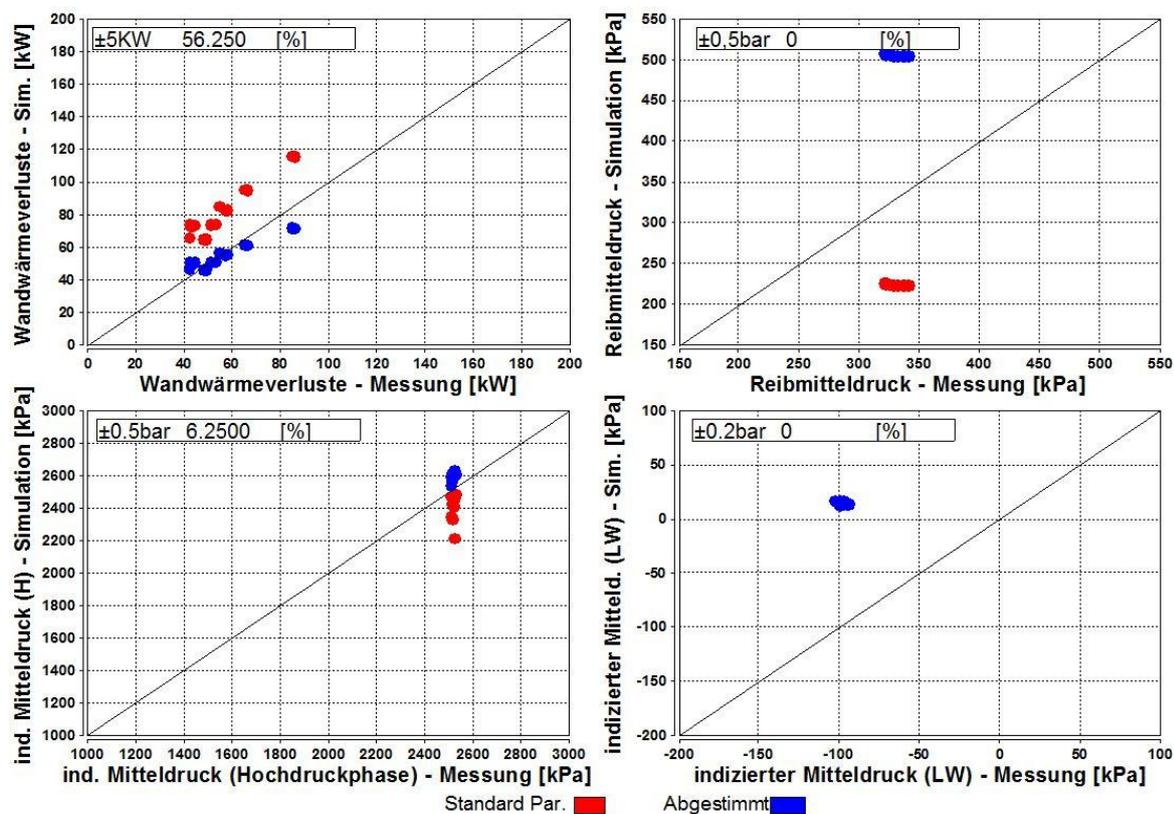


Abbildung 5-8: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, ind. Mitteldruck der Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

In diesem Kapitel werden zum Abschluss alle wichtigen Erkenntnisse, die bei der Auswertung der Modelle in Erfahrung gebracht wurden, zusammengefasst. Es wird noch einmal kurz auf die Probleme bei der Parametrierung eingegangen und Vorschläge für Verbesserungsmöglichkeiten angeführt.

Das hier betrachtete semiphysikalische Modell basiert auf der Grundidee, die komplexen Vorgänge der Verbrennung durch empirische Modelle zu ersetzen. Dieser Empirie liegen eine Reihe an Motormessdaten unterschiedlicher Hubraumklassen zugrunde. Das Zylindervolumen dieser Basisdaten erstreckt sich von 0,5-2,5 Liter. Durch die empirischen Vereinfachungen wird die Berechnung beschleunigt und ermöglicht dadurch den Betrieb in Hardware in the Loop oder Model in the Loop Prüfständen. In dieser Umgebung ist es sogar möglich Kalibrieraufgaben durchzuführen. Dies erfordert jedoch eine sorgfältige Parametrierung um das Optimum dieser Modelle zu erreichen. Für das Vorhaben ist eine hohe Qualität der Messdaten ein entscheidender Faktor.

6.1 Messdaten

Während dieser Arbeit stellte sich heraus, dass die Messdaten der Großmotoren, die zur Parametrierung des Modells zur Verfügung standen, begrenzt waren. Es wurden sehr wenige Konfigurationen lange genug am Prüfstand betrieben, um eine ausreichend große Anzahl an Messpunkten zur Verfügung zu haben. Nur dadurch kann eine genaue Beurteilung über die Genauigkeit des abgestimmten Modells ermittelt werden. Genau so wichtig, wie eine große Anzahl an Messpunkten, ist die Genauigkeit der Messdaten. Sowohl stationäre, als auch kurbelwinkelaufgelöste Messdaten müssen diese Anforderung erfüllen. Die AGR-Rate stellt hier meist das größte Problem dar. Sie kann, wie am Prüfstand und auch bei der Auswertung von Motor 4 festgestellt wurde, teilweise nur auf 1-2% genau gemessen werden. Diese beeinflusst jedoch die zur Verfügung stehende Ladungsmasse im Modell und verfälscht die Anfangsbedingungen und somit die gesamte Berechnung. Ebenfalls sind die Druckindizierungen von großer Wichtigkeit. Sie werden benötigt, um die Simulationsergebnisse mit den daraus ermittelten Größen zu vergleichen und sind auch für die Parametrierung wichtig. Hier empfiehlt sich ein enger Kontakt mit den Verantwortlichen des Motorprüfstands, wodurch Probleme geklärt werden können.

Gundsätzlich ist die Parametrierung eines Verbrennungsmodells mit den am Prüfstand gemessenen Daten möglich. Die Genauigkeit war bei den schnellaufenden Großmotoren teilweise zufriedenstellend, die geforderten Toleranzbereiche wurden aber nie vollständig erfüllt. Auch mit den Standardparametern wurden erwartungsgemäße Genauigkeiten erreicht. Hier ist aber anzumerken, dass mit einer anderen Datenbasis im Bereich von größeren Zylindervolumen Verbesserungen erzielt werden können. Trotz dessen war ersichtlich, dass das Modell mit der bestehenden Datenbasis gut extrapolieren kann.

6.2 Parametrierung

Die Parametrierung, so wie sie bisher bei PKW und Nutzfahrzeugen durchgeführt wurde, zeigte sehr schnell, dass eine zusätzliche Stellgröße hinzugezogen werden muss. Mit der Einbeziehung des QWHT-Einstellparameters können die Wandwärmeverluste der Modellberechnung beeinflusst werden. Das Basismodell unterschätzte die Wandwärmeverluste der Großmotoren deutlich. Dadurch verschob sich das energetische Gleichgewicht und ergab eine größere indizierte Arbeit und eine höhere Abgastemperatur. Durch die größere indizierte Arbeit musste die Reibung erhöht werden, um den effektiven Mitteldruck der Messergebnisse zu erreichen. Deshalb stimmte auch die Reibung der Simulation mit der Messung nicht überein.

Das Modell berücksichtigt das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen in der Berechnung der

Wandwärmeverluste. Die falsche Vorhersage der Wandwärmeverluste lässt sich wahrscheinlich auf eine inkorrekte Extrapolation von diesem Verhältnis zurückführen. In der bisherigen Parametrierung musste diese Korrektur nicht durchgeführt werden. Anhand der schnelllaufenden Großmotoren konnte die Abweichung gezeigt werden, aus der Auswertung der mittelschnelllaufenden Motoren konnten keine zusätzlichen Informationen zu den Wandwärmeverlusten ermittelt werden. Damit war es nicht möglich eine Korrekturfunktion zu erstellen, welche auf dem Standardparameter angewendet werden kann.

6.3 Miller-Verfahren

Das Miller-Verfahren ist eine wichtige Maßnahme bei Großmotoren die Verbrennungstemperaturen zu verringern, um damit geringere NO_x-Emissionen zu erzielen. Diese Arbeit konnte zeigen, dass das Modell mit Messdaten, bei denen Millersteuerzeiten zum Einsatz kamen, parametrierbar ist. Wichtig waren hierfür die Zustände am Anfang der Verdichtung. Durch den Liefergrad wurde dem Modell die richtige Ladungsmasse vorgegeben. Temperatur und Druck entsprechen, wie gewohnt, dem Einlasszustand und das variable Verdichtungsverhältnis wird mit dem Poly-Einstellparameter berücksichtigt.

Je früher das Einlassventil geschlossen wird umso größer sind die Abweichungen mit den Standardparametern. Da die Einstellparameter dafür gedacht sind, motorspezifische Ungleichheiten zu korrigieren, müsste für den Fall einer Millersteuerzeit die Anpassung des Verdichtungsverhältnisses erfolgen. Damit würde das Modell mit Standardparametern eine bessere Genauigkeit erreichen. Da in dieser Arbeit das Modell nicht bearbeitet, sondern als Anwender benutzt wird, wurde für den Standardparameter eine Korrekturfunktion ermittelt. Mit dieser ist es möglich bei der Anwendung des Modells den Standardparameter dem entsprechenden Schließwinkel anzupassen und so eine bessere Genauigkeit zu erhalten.

Ein Problem, das bei der Verwendung von Messdaten mit Millersteuerzeiten auftrat, ist die Berechnung der Ladungswechselsarbeit. Die Berechnung wird nicht kurbelwinkelaufgelöst durchgeführt und dadurch liegen bei der Ladungswechselschleife die Drücke am Ein- und Auslass mit normalen Steuerzeiten vor. Daraus ergibt sich bei der simulierten Ladungswechselsarbeit ein geringerer Verlust als bei der Messung. Da der Ladedruck nicht bis zum unteren Totpunkt der Ladungswechselschleife anliegt, sondern ab Einlassventilschluss bis zum unteren Totpunkt abnimmt. Damit ergibt sich ein falscher indizierter Mitteldruck, welcher über den Reibparameter korrigiert wird. Dies beeinflusst die Berechnung der Hochdruckphase und dessen Ergebnisse nicht.

6.4 NO_x-Modell

Das NO_x-Modell bedarf einer Überarbeitung. Alle Ergebnisse ausgenommen Motor 2 mit AGR weisen erhebliche Abweichungen auf. Speziell Betriebspunkte ohne AGR zeigten eine sehr große Streuung. Bei einer genaueren Analyse der NO_x-Ergebnisse waren keine Abhängigkeiten von den folgenden Größen ersichtlich.

- Temperatur bei Einspritzbeginn
- Beginn der Verbrennung
- 50% Umsatzpunkt des Kraftstoffs
- Luftverhältnis

Es konnte jedoch eine Lastabhängigkeit festgestellt werden. Lastabhängigkeiten gehen mit der eingebrachten Kraftstoffmenge einher. Daher ist zu überprüfen, ob das Modell mit einer Berücksichtigung dieser Größen bessere Ergebnisse liefert.

6.5 Spülen

Das Spülen von Großmotoren, das sehr oft zum Einsatz kommt, ist ein Punkt in dem das Modell an seine Grenzen stößt. Die Ladungsmasse wird aus dem Liefergrad berechnet, der Liefergrad ist jedoch eine Rechengröße, welche nicht am Prüfstand gemessen werden kann. Daher wird er zur Eingabe mit dem Massenaufwand gleichgesetzt, was bei nicht spülenden Motoren eine ausreichend genaue Eingabe darstellt. Durch das Spülen wird jedoch ein Teil der eingebrachten Ladung in den Zylinder durch ein gleichzeitiges Offensein der Ein- und Auslassventile in den Auslass geleitet. Die Spülmasse nimmt nicht an der Verbrennung teil. Durch die Ermittlung des Liefergrades aus dem Luftaufwand würde bei nicht Korrigieren dieses Wertes das Modell auch die Spülmasse in die Verbrennung einbeziehen. Dadurch ergibt sich bei vorgegebener Einspritzmenge ein höheres Luftverhältnis, welches Verbrennungstemperatur und in weiterer Folge alle übrigen Ergebnisse beeinflusst. Es war daher eine Auswertung der Ergebnisse der mittelschnelllaufenden Motoren nicht möglich. Um dieses Problem näher betrachten zu können, standen nicht genügend Daten mit großer Ventilüberschneidung und konventionellen Schließzeiten des Einlasses zur Verfügung.

Das Problem der falschen Ladungsmasse könnte mit einem Fanggrad berichtigt werden. Dieser ist ebenfalls nicht aus den Messungen ermittelbar und erfordert eine Ladungswechselsimulation oder eine gute Schätzung. Ob das Problem mit den richtigen Anfangszuständen behoben ist oder ob noch zusätzliche Einflüsse durch das Spülen auftreten, ist ein Punkt der in Zukunft noch näher betrachtet werden sollte. Die Ergebnisse ließen hier vermuten, dass durch das Spülen der Wandwärmeübergang und auch der Ladungswechsel beeinflusst werden. Ohne eine detailliertere Betrachtung dieses Punktes ist der Einsatz des Modells bei spülenden Motoren nicht zu empfehlen.

6.6 Ausblick

Ein weiterer Punkt, dem ebenfalls Beachtung geschenkt werden sollte, ist das Verhalten für verschiedene Zylindervolumina. Durch die nicht mögliche Auswertung der mittelschnelllaufenden Motoren bestand in diese Richtung keine Möglichkeit Abhängigkeiten zu erkennen. Die beiden betrachteten schnelllaufenden Motoren besaßen zwar das doppelte Volumen als der größte Motor in den Basisdaten, aber mit einer größeren Variation von Hubvolumina und gleichen Konfigurationen können hier noch wichtige Informationen zur Parametrierung gesammelt werden.

Dieses semiphysikalische Modell beweist in den letzten Jahren bei Kundenprojekten deutlich, dass es die Entwicklung unterstützt, indem Kosten und auch Zeit eingespart werden können. Trotz der vielen Probleme, die bei der Parametrierung und bei den Ergebnissen zu Tage gekommen sind, ist nach Korrektur dieser und weiteren Evaluierungen ein Einsatz in der Großmotorenentwicklung wahrscheinlich. Vorallem für Konzeptstudien und Voruntersuchungen ist das Berechnungswerkzeug geeignet. Das Modell besitzt sehr kurze Rechenzeiten und ermöglicht dem Benutzer viele Freiheitsgrade. Es ist jedoch auch erforderlich ein gewisses Grundverständnis für Motoren und der ablaufenden Verbrennung zu besitzen, um das Modell richtig anwenden zu können. Mit der bisherigen Genauigkeit kann das Modell nicht zur Kalibration eingesetzt werden.

Literatur

- [1] Gühmann, C.; Wolter, T.: Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobilelektronik. Haus der Technik Fachbuch Band 45, Expert Verlag Renningen, ISBN 3816924913, 2005
- [2] Merker, G.; Schwarz, C.; Stiesch, G.; Otto, F.: Verbrennungsmotoren, Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. 3. Auflage, B. G. Teubner Verlag Wiesbaden, ISBN 9783835100800, 2006
- [3] Mollenhauer, K.; Tschöke, H.: Handbuch Dieselmotoren (VDI-Buch). 3. Auflage, Springer Verlag Berlin Heidelberg, ISBN 9783540721642, 2007
- [4] Pischinger, R.; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag Wien New York, ISBN 9783211992760, 2009
- [5] Wimmer, A.: Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2011
- [6] Schüssler, M.; Allmer, I.; Kordon, M.; Kozlik, C.: Modellbasierte Emissionsoptimierung auf Triebstrang-Ebene. 17. Achener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2008
- [7] Eichlseder, H.: Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung. Vorlesungsskriptum, Technische Universität Graz, 2010
- [8] Kordon, M.: Echtzeitfähige Dieserverbrennungsmodelle mit einem neuen Kombinationsansatz aus Physik und Empirie. Dissertation, Technische Universität Wien, 2013

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1: Einspritzstrahl[7]	13
Abbildung 2-2: Prinzipdarstellung der nicht-vorgemischten Verbrennung [7]	13
Abbildung 2-3: Schematischer Zusammenhang Einspritzung-Verbrennung [7]	14
Abbildung 2-4: Schadstoffbildung im dieselmotorischen Einspritzstrahl und über das Luftverhältnis aufgetragen [3][4]	15
Abbildung 2-5: Zonen für Ruß-, NO _x -Bildung sowie Betriebsbereiche des konventionellen Dieselmotors und alternativer Verbrennungsverfahren[3]	16
Abbildung 2-6: Ventilhubkurve eines Viertaktmotors[3]	17
Abbildung 2-7: Einfluss der Ventilüberschneidung auf die Restgasausspülung[3]	18
Abbildung 2-8: Massenaufteilung im Ladungswechsel[4]	18
Abbildung 2-9: Vergleich zweier pv-Diagramme mit und ohne Miller-Verfahren[4]	19
Abbildung 2-10: Die 3 Bereiche des Modells mit den Ein- u. Ausgangsgrößen[6]	22
Abbildung 2-11: Ein- u. Ausgangsgrößen des Zylindermodells[6]	23
Abbildung 2-12: Ablaufdiagramm der Berechnung des Zylindermodells [8]	24
Abbildung 3-1: Aufbau einer Prüfstandszelle	26
Abbildung 3-2: Prinzipaufbau des Einzylinderprüfstands	27
Abbildung 3-3: Sensoren am Einlasskanal	28
Abbildung 3-4: Abgasmessgeräte u. Abgasgegendruckklappen	29
Abbildung 3-5: Bestromungssignal und Einspritzverlauf von einem Betriebspunkt	33
Abbildung 3-6: Druck bei Einspritzbeginn	36
Abbildung 3-7: Temperatur bei Beginn der Einspritzung	37
Abbildung 3-8: Start der Verbrennung	38
Abbildung 3-9: Anpassung der Schwerpunktlage	39
Abbildung 3-10: Abstimmung des effektiven Mitteldrucks	39
Abbildung 3-11: Anpassung des Wandwärmeverlustes	40
Abbildung 4-1: Abgastemperatur und Wandwärmeverluste von Motor 1 mit Standardkonfiguration	42
Abbildung 4-2: Indizierter Mitteldruck und Reibmitteldruck von Motor 1 mit Standardkonfiguration	43
Abbildung 4-3: Spitzendruck und spezifischer Kraftstoffverbrauch von Motor 1 mit Standardkonfiguration	43
Abbildung 4-4: NO _x -Emissionen von Motor 1 mit Standardkonfiguration in Abhängigkeit von unterschiedlichen Größen	44
Abbildung 4-5: Abweichungen des 50% Umsatzpunkt	45
Abbildung 4-6: Ergebnisse der Modellparametrierung Motor 2 mit AGR	46
Abbildung 4-7: Abgastemperatur, spez. Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck u. NO _x Emissionen von Motor 2 mit AGR	46

Abbildung 4-8: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 2 mit AGR	47
Abbildung 4-9: Änderungen durch Anpassen der Wandwärmeverluste bei Motor 1	48
Abbildung 4-10: Motor 2 mit angepassten Wandwärmeverlusten.....	49
Abbildung 4-11: Ergebnisse der Modellparametrierung von Motor 2 mit unterschiedlichen Injektoren	51
Abbildung 4-12: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen der Injektorvariation von Motor 2	52
Abbildung 4-13: Wandwärmeübergang, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- und Ladungswechselphase der Motor 2 Injektorvariationsmodelle.....	52
Abbildung 4-14: Ventilhebungskurve von Motor 1 mit und ohne Miller-Verfahren	54
Abbildung 4-15: Ergebnisse der Modellparametrierung von Motor 1 mit Miller 515	56
Abbildung 4-16: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 1 mit Miller 515	57
Abbildung 4-17: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck für Hochdruck- u. Ladungswechselphase von Motor 1 mit Miller 515.....	57
Abbildung 4-18: Druck und Temperatur bei Einspritzbeginn mit Standardparametern	59
Abbildung 4-19: Abhängigkeit des Poly-Einstellparameters von der Schließzeit.....	59
Abbildung 4-20: Gegenüberstellung der deltaFit von Motor 2 und den Simulationsdaten der Ladungswechselsimulation	61
Abbildung 4-21: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 2 mit verschiedenen Miller-Steuerzeiten (Std, 534, 518, 503)	61
Abbildung 4-22: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 2 mit verschiedenen Miller-Steuerzeiten.....	62
Abbildung 4-23: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck der Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 2 mit unterschiedlichen Miller-Verfahren	63
Abbildung 5-1: Ventilhubkurve von Motor 3	64
Abbildung 5-2: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 3	66
Abbildung 5-3: T 31, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 3	66
Abbildung 5-4: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, indizierter Mitteldruck der Hochdruck- u. Ladungswechselphase von Motor 3	67
Abbildung 5-5: Ventilüberschneidung des Motor 4.....	68
Abbildung 5-6: Ergebnisse der Parametrierung von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad	69
Abbildung 5-7: Abgastemperatur, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Spitzendruck und NOx-Emissionen von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad	70
Abbildung 5-8: Wandwärmeverluste, Reibmitteldruck, ind. Mitteldruck der Hochdruck- und Ladungswechselphase von Motor 4 mit angepasstem Liefergrad	70

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2-1: Einteilung der Tauchkolbenmotoren nach ihrer Schnellläufigkeit	12
Tabelle 3-1: Schematisches Prüfprogramm eines Einzylindermotors	30
Tabelle 3-2: Motordaten.....	31
Tabelle 3-3: Daten von Motor 1 mit Standardkonfiguration.....	35
Tabelle 3-4: Standardparameter	35
Tabelle 3-5: Toleranzbereiche für die Modellparametrierung	37
Tabelle 3-6: Vergleich der Standardparameter mit den abgestimmten Werten	40
Tabelle 3-7: Einstellparameter mit und ohne Anpassung des Wandwärmeübergangs	41
Tabelle 4-1: Daten von Motor 1 mit Standardkonfiguration.....	45
Tabelle 4-2: Gegenüberstellung der QWHT Einstellparameter von Motor 1 und 2.....	50
Tabelle 4-3: Injektordaten von Motor 2	50
Tabelle 4-4: Vergleich der Einstellparameter der unterschiedlichen Konfigurationen von Motor 2	51
Tabelle 4-5: Gegenüberstellung der Kraftstoffmenge und des erzielten Drehmoments der drei Varianten	53
Tabelle 4-6: Daten von Motor 2 mit Miller 515.....	54
Tabelle 4-7: Druckvergleiche der beiden Varianten von Motor 2 mit und ohne Millersteuerzeit	55
Tabelle 4-8: Konfigurationen von Motor 2 für verschiedene Miller-Steuerzeiten	58
Tabelle 4-9: Poly-Einstellparameter der Modelle mit Miller- und konventioneller Steuerzeit	59
Tabelle 4-10: Abhängigkeit des Luftaufwands von der Miller-Steuerzeit.....	60
Tabelle 4-11: Fit-Parameter von Simulationsdaten einer AVLBoost® Ladungswechselsimulation	60
Tabelle 5-1: Daten von Motor 3	65
Tabelle 5-2: Auszug aus den Messdaten von Motor 3	65
Tabelle 5-3: Gegenüberstellung der Luftverhältnisse von Simulation und Messung	68

Anhang

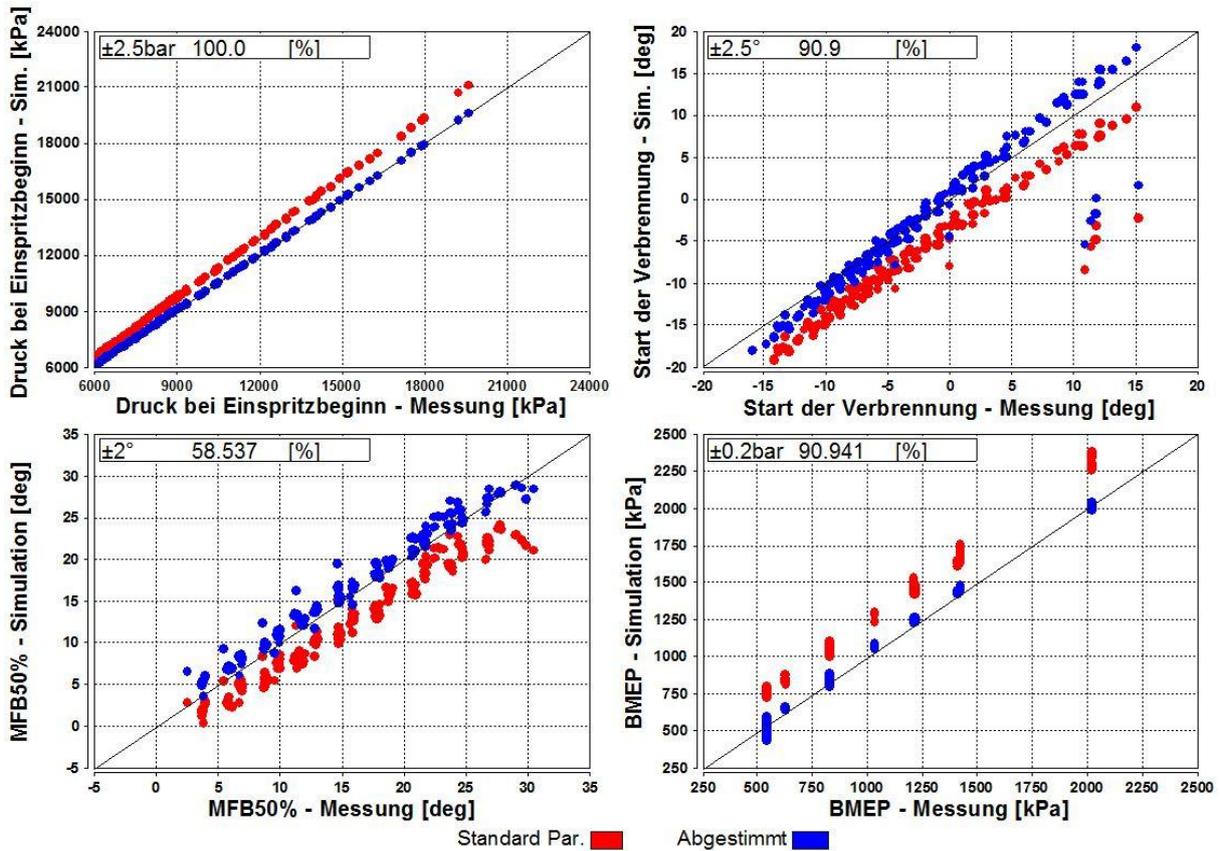
a) Tabelle der Ausgewerteten Konfigurationen

Motorbezeichnung	Motor 1			Motor 2						Motor 3		Motor 4	
	Std	Miller 515	Std	Miller 534	Miller 518	Miller 503	#05_Injektor7	#05_Injektor8	#05_Injektor9	04_Motor_Std	HighSwirl	NoMiller	
AGR	Nein	Nein	Ja	Ja	Ja	Ja	Nein	Nein	Nein	JA	Ja	Ja	
MILLER	Nein	515	Nein	534	518	503	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	
Drall	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	Nein	High	
Nmax [rpm]	1800	1800	1900	1900	1900	1900	1900	1900	1900	1000	1050	1050	
Nmin [rpm]	800	800	700	700	700	700	1133	1133	1133	350	1050	1050	
Verdichtungsverh. [-]	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	16.2 : 1	17.2 : 1	14.8 : 1	14.8 : 1	
Volumen/Zyl. [l]	5.3	5.3	4.88	4.88	4.88	4.88	4.88	4.88	4.88	8.80	15.71	15.71	
Bohrung [mm]	175	175	170	170	170	170	170	170	170	200	250	250	
Hub [mm]	220	220	215	215	215	215	215	215	215	280	320	320	
Pleuellänge [mm]	420	420	392.5	392.5	392.5	392.5	392.5	392.5	392.5	510	590	590	
Einspritzsystem	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	CR	
Injektorlöcher [-]	7	7	7	7	7	7	7	8	9	9	8	8	
Durchfluss. [l/min]	3990	4190	3667	3667	3667	3667	3911	3911	3911	4950	6376	6376	
Einspritzver.Öff. [ms]	0.644	0.563	0.397	0.409	0.409	0.409	0.409	0.458	0.348	0.399	0.432	0.432	
Einspritzver.Schl. [ms]	1.478	1.415	1.112	0.977	0.977	0.977	1.12	1.041	1.137	1.197	1.32	1.32	
Poly_Einstellpar.	0.03685	-0.03	0.0015	-0.01	-0.04705	-0.0875	-0.022	-0.022	0.022	-0.003	0.0435	0.0435	
SOC_Einstellpar.	1.88	2	0.6	0.48	0.52	1	0.95	0.91	0.65	-1	0.65	0.65	
MFB50_Einstellpar.	-1.53	-1.55	-1	-2.8	-2.8	-3.8	-1.82	-1	-0.35	-0.8	-1.1	-1.1	
FMEP_Einstellpar.	1.2	1.7	0.39	0.35	0.58	0.4	2.05	1.1	2.9	0.26	1.7	1.7	
QWHT_Einstellpar.	1.52	1.3	1.52	1.5	1.37	1.4	1.1	1.25	1.075	1.8	1.55	1.55	

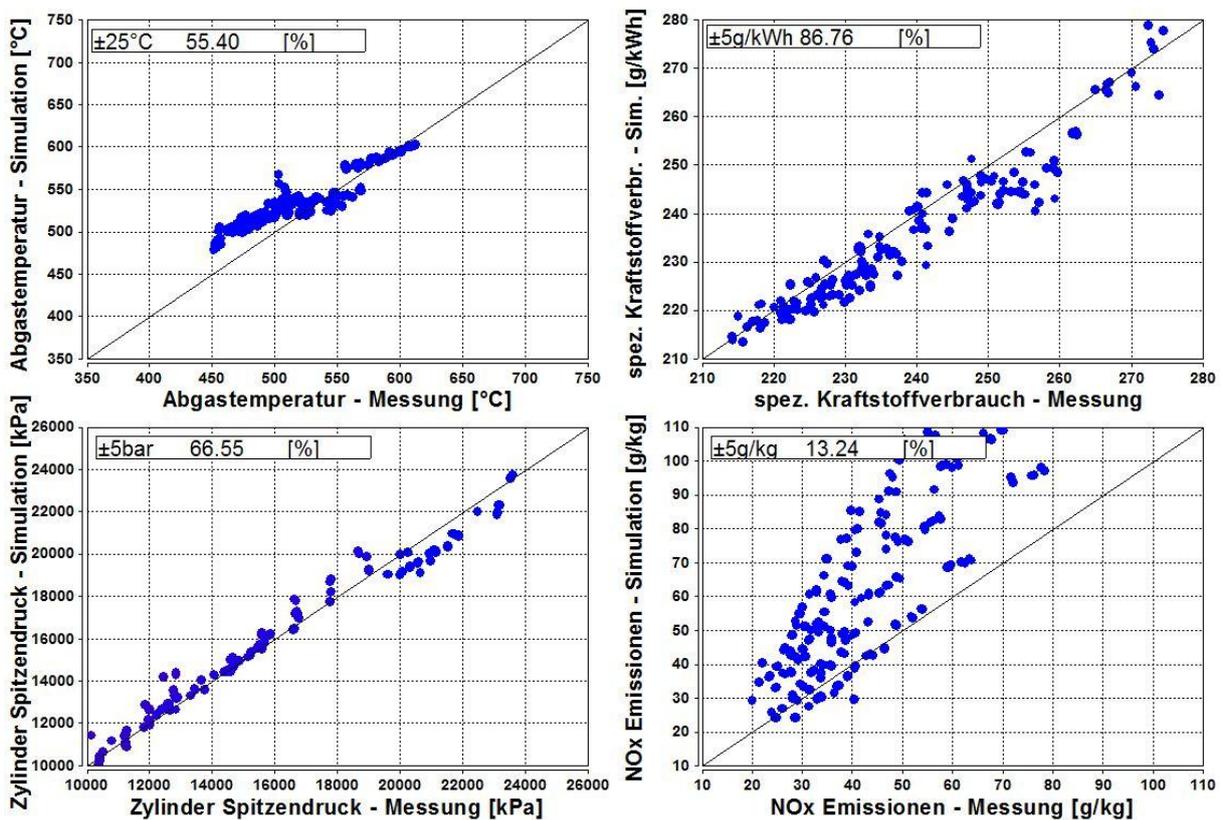
b) Ergebnisse ohne Wandwärmeeinwirkung

a. Motor 1 mit Miller 515

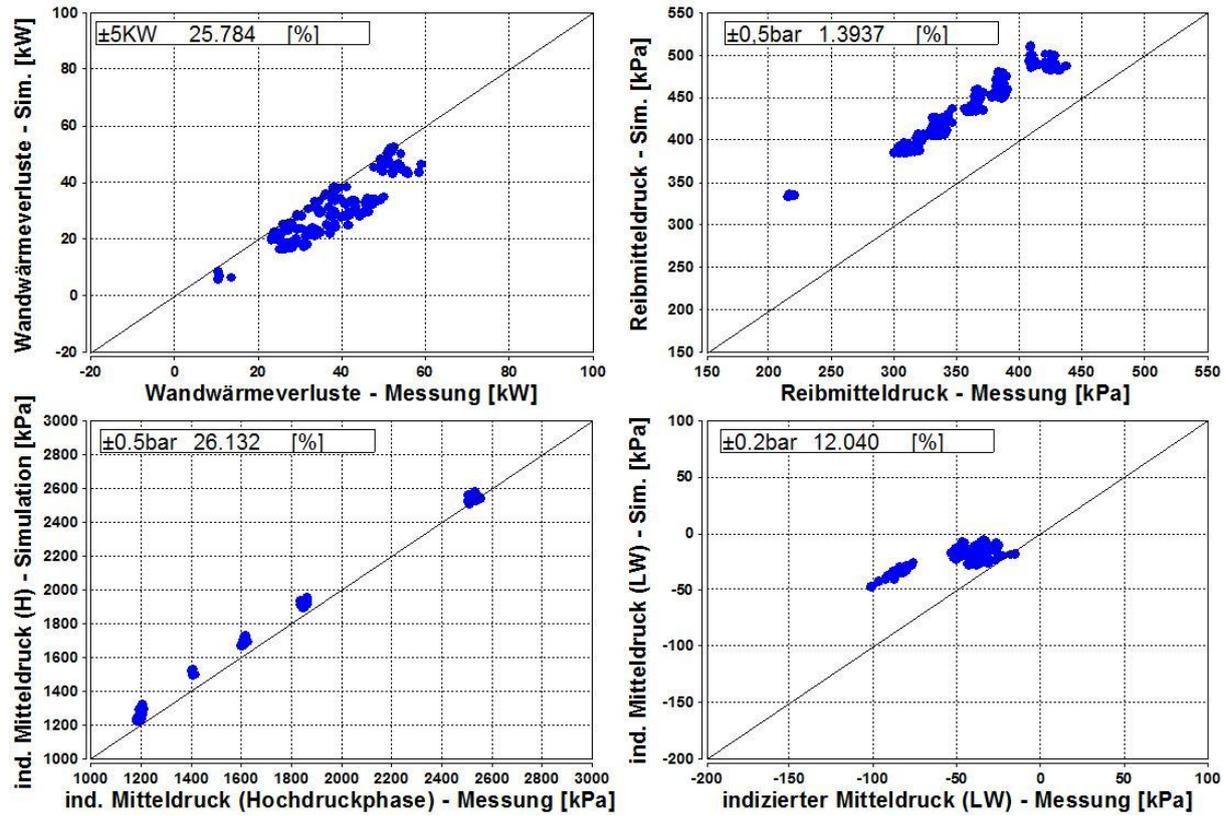
Abstimmung:



Ergebnisse 1:

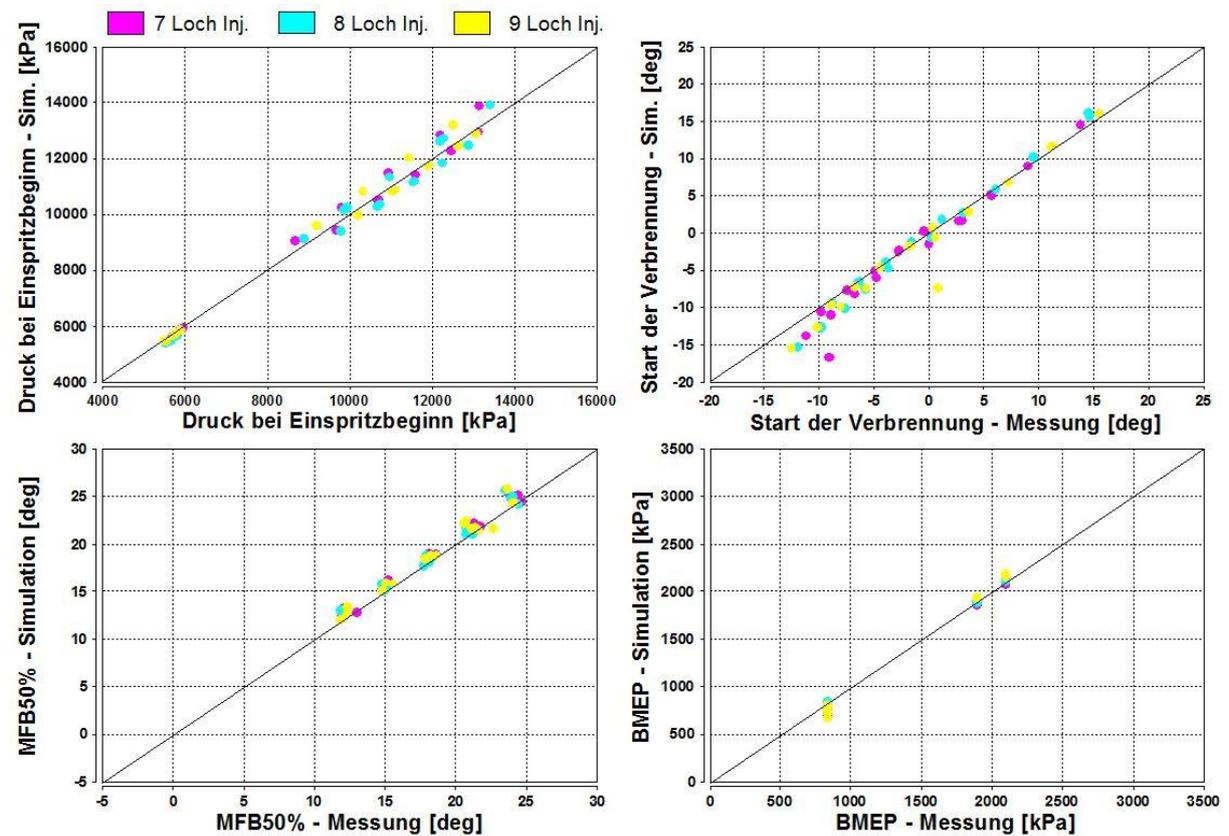


Ergebnisse 2:

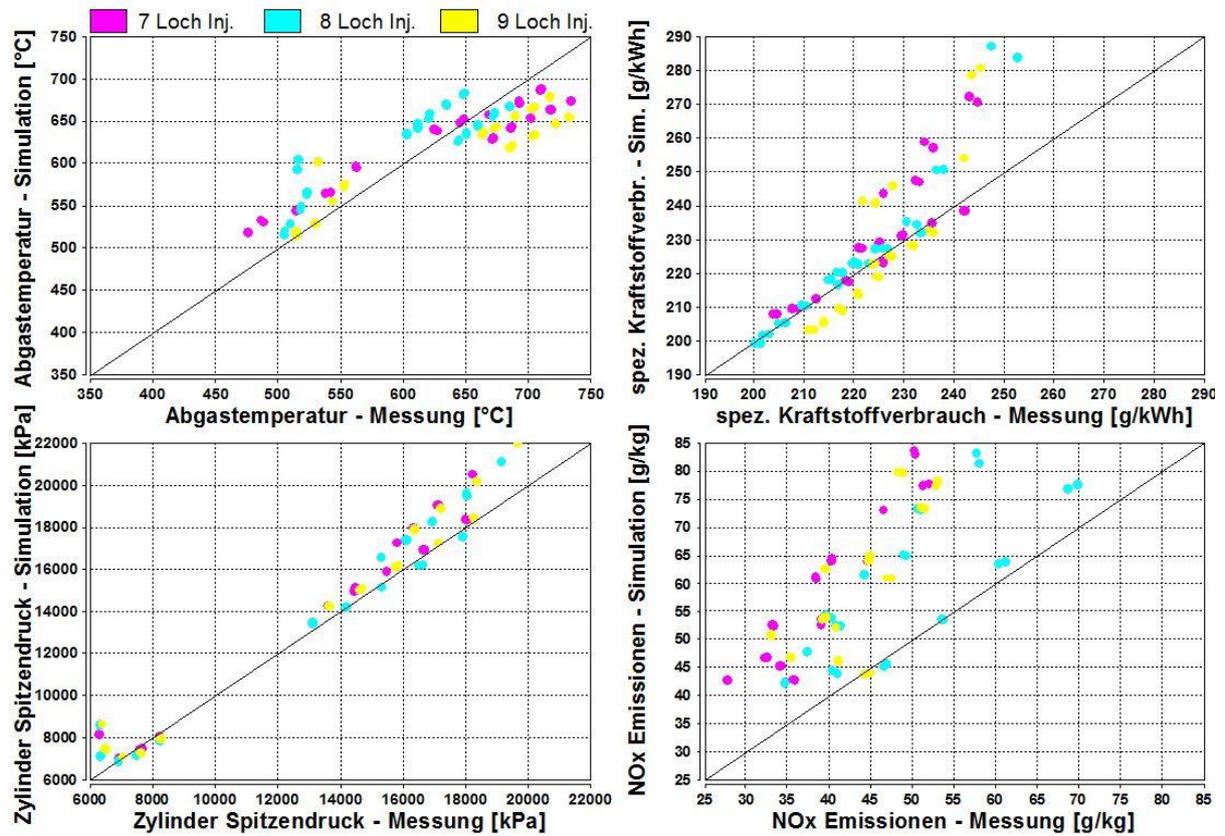


c) Motor 2 Injektorvariation (7-,8-,9-loch Düse)

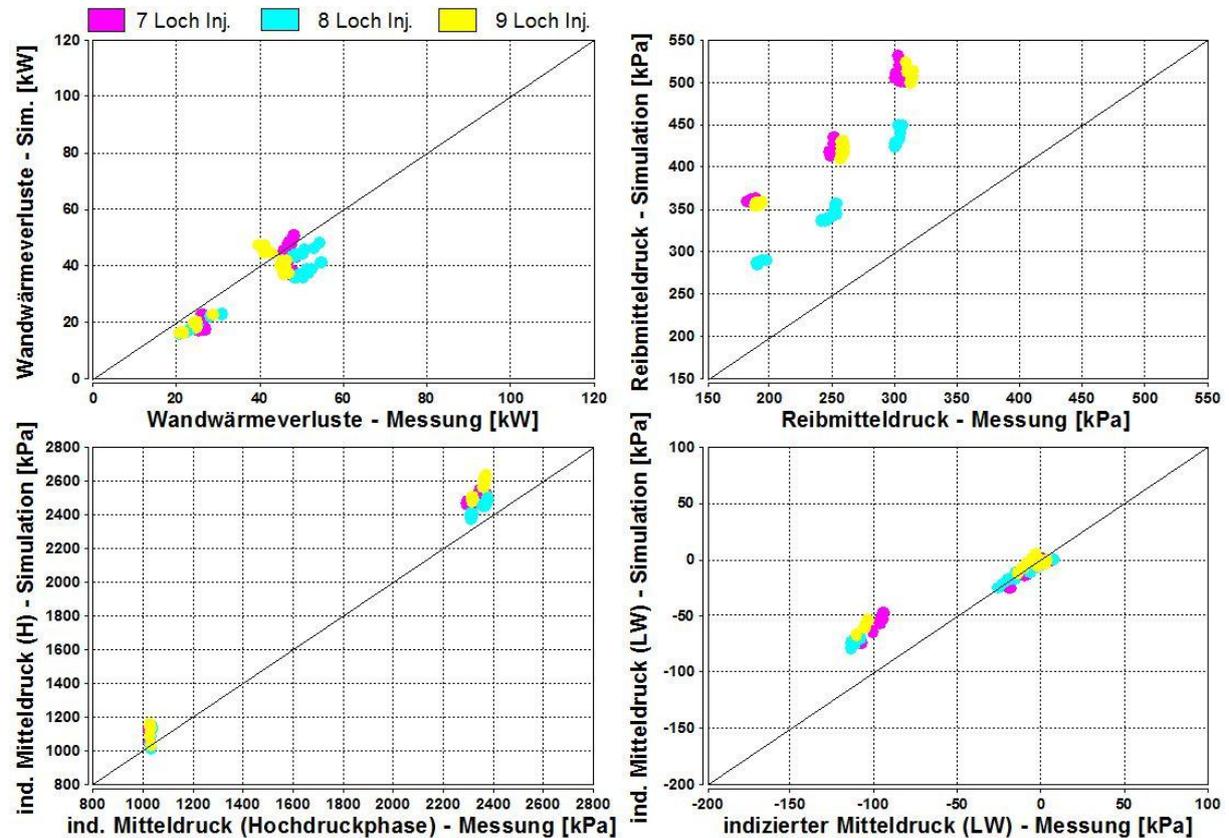
Abstimmung:



Ergebnisse 1:

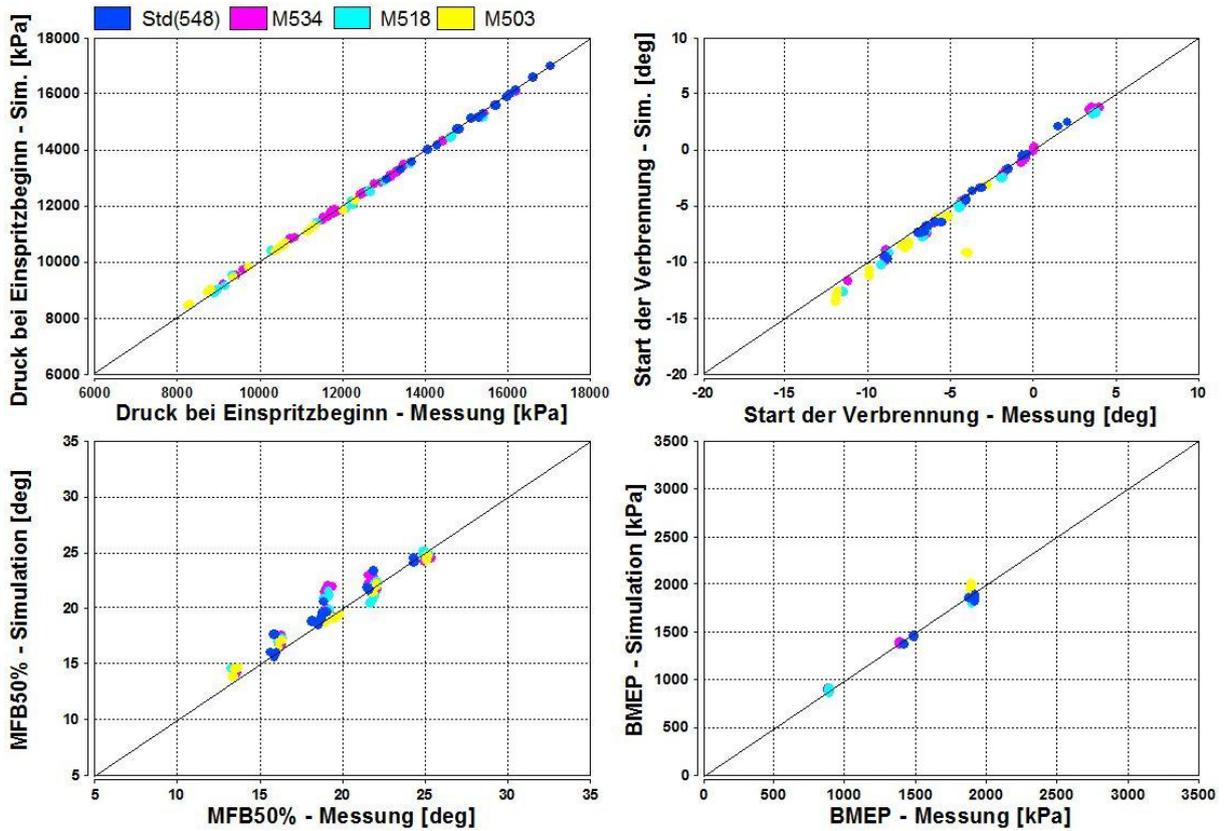


Ergebnisse 2:

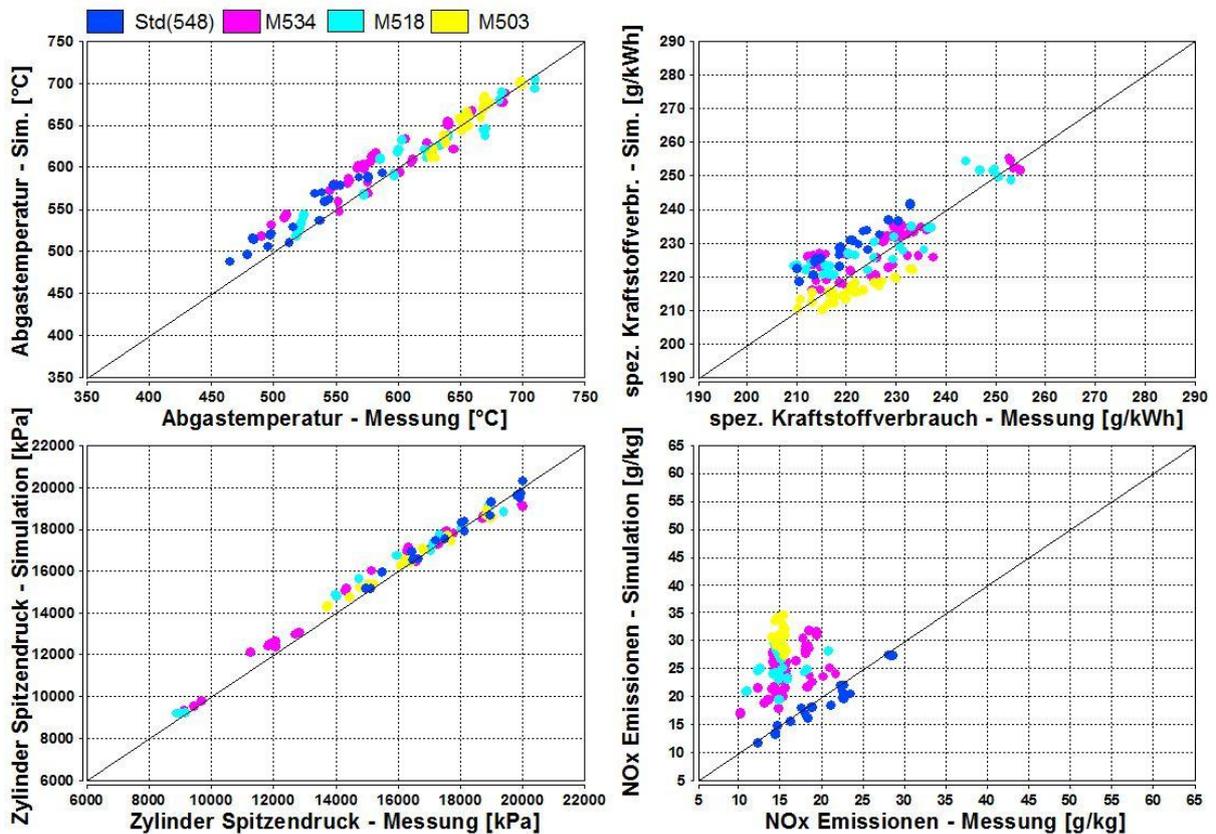


d) Motor 2 Miller-Variation (Std, 534, 518, 503)

Abstimmung:



Ergebnisse 1:



Ergebnisse 2:

