



DISSERTATION

Methodenentwicklung in der eindimensionalen Simulation am Beispiel eines Nutzfahrzeugantriebs und eines direkteinblasenden Erdgasantriebs unter besonderer Berücksichtigung phänomenologischer Verbrennungsmodelle

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Doktors der
technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer
E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien
Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Dipl.-Ing. Friedrich Forsthuber

9525960

1100 Wien, Schwarzgrubergasse 5

Wien, im Oktober 2016

Erstgutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Bernhard Geringer
Zweitgutachter: Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien.

Herrn Prof. Bernhard Geringer danke ich für die Betreuung und die Ermöglichung dieser Arbeit. Herrn Prof. Roland Kirchberger danke ich für die Bereitschaft, die Arbeit zu begutachten.

Dank gilt auch allen Kollegen am IFA für die Unterstützung und die kollegiale Zusammenarbeit, allen voran den Herren Dr. Thomas Hofherr, Dr. Robert Steffan und Dr. Marko Damböck, mit denen ich das Vergnügen hatte, im CULT-Projekt zusammenzuarbeiten, und den Herren Franz Marinitsch und Dr. Lukas Möltner für die Bereitstellung der Messergebnisse im New-Diesel-Projekt.

Kurzfassung

Da sowohl durch wirtschaftliche als auch durch gesetzliche Vorgaben die Fahrzeugeffizienz bei der Entwicklung in den Vordergrund rückt, ist es erforderlich, spezialisierte Methoden anzuwenden, die einerseits eine Optimierung des Gesamtsystems und andererseits die Untersuchung von innovativen Antriebskonzepten ermöglichen.

Zwei Beispiele sollen die Entwicklung solcher Methoden zeigen; einerseits ein Nutzfahrzeugprojekt, bei dem ein detailliertes Motormodell mit einem reaktionskinetischen Modell des Abgasnachbehandlungssystems gekoppelt wurde und andererseits ein Pkw-Projekt, bei dem ein Modell eines direkteinblasenden Erdgasmotors mit einem Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt wurde. Bei beiden Motormodellen stand der Einsatz von phänomenologischen Verbrennungsmodellen im Mittelpunkt.

Im angesprochenen Nfz-Projekt wurde ein direkteinspritzender doppelt aufgeladener 10,5l Dieselmotor für Euro VI inklusive Abgasanlage am Prüfstand vermessen und mit Hilfe der Software GT-Suite in einem Simulationsmodell abgebildet. Das Modell beinhaltet ein prädiktives Strahlaufbruchmodell nach Hiroyasu für die Verbrennung und ein Reaktionskinetikmodell zur Simulation des Abgasnachbehandlungssystems. Neben der Kalibrierung der einzelnen Teilmodelle wurden dieselben zu einem Gesamtmodell kombiniert, das an Hand von Messergebnissen in Stationärpunkten wie auch in transienten Zyklen validiert wurde.

Im Gegensatz zu herkömmlichen Methoden wurde in diesem Fall ein prädiktives, phänomenologisches Motormodell mit dem Abgasnachbehandlungsmodell gekoppelt, wodurch detaillierte Untersuchungen auf Systemebene möglich sind. Diese umfassen die Betrachtung verschiedener Aufbaukonfigurationen der Abgasanlage und der AGR-Kühlung sowie die numerische Systemoptimierung, bei der sowohl Motorbetriebsparameter als auch Kenngrößen des Abgasnachbehandlungssystems optimiert wurden. Im Zuge des Aufbaus dieses Modells konnte gezeigt werden, wie das prädiktive Verbrennungsmodell effizient kalibriert werden kann.

Mit dem so gewonnenen Modell wurden die Aufbaukonfiguration des Motors wie auch die Einstellung wesentlicher Parameter für den Betrieb zuerst mit dem detaillierten Modell und anschließend mit Hilfe eines Mittelwertmodells optimiert.

Im zweiten Teil wurde ein monovalenter, direkteinblasender Erdgasmotor untersucht, der im Rahmen eines Gesamtfahrzeugprojekts zur Entwicklung eines vollwertigen Ultraleichtfahrzeugs mit CO₂-Emissionen im NEFZ unter 50 g km⁻¹ zum Einsatz kam. Erdgas bietet neben dem günstigeren C/H-Verhältnis weitere Vorteile gegenüber herkömmlichem Ottokraftstoff, die durch eine Festlegung auf monovalenten Erdgasbetrieb voll ausgeschöpft werden konnten.

Auch hier wurde ein prädiktives Motormodell auf Basis des für ottomotorische Verbrennung weit verbreiteten *Entrainment*-Modells generiert. Da für dieses Modell zur

Anwendung an kleinen, schnelllaufenden Motoren nur Daten für herkömmlichen Otto-kraftstoff verfügbar sind, wurden verschiedene Ansätze zur Beschreibung der laminaren Flammenausbreitungsgeschwindigkeit von Methan analysiert. Der am besten geeignete Ansatz kam in einem detaillierten Motormodell zum Einsatz. Im Anschluss wurde gezeigt, wie dieser weiterentwickelte Ansatz in den Entwicklungsprozess integriert werden kann, indem eine Auswahl für einen optimierten Abgasturbolader getroffen werden konnte. Weiters konnte mit diesem Modell eine geeignete Nockenwelle für einen Atkinson-Zyklus ausgelegt werden.

Abschließend wurde dieses Modell mit einem Gesamtfahrzeugmodell gekoppelt, wodurch deutlich realistischere Ergebnisse hinsichtlich Fahrdynamik und Fahrzeugeffizienz als mit einem herkömmlichen kennfeldbasierten Ansatz erzielt werden konnten.

Abstract

Economic as well as legislative demands lead to an increased focus on vehicle efficiency. Therefore, specialized approaches are essential that on the one hand are able to optimize the overall system and on the other hand allow to evaluate innovative propulsion concepts.

This thesis shows the development of such approaches on the basis of two examples: the coupling of a detailed heavy duty engine model with a reaction kinetics model of an aftertreatment system and the combination of a direct injection natural gas engine with a model of a complete vehicle. Both engine models have been built up with phenomenologic combustion models.

The heavy duty project consisted of a 10,5l compression ignition engine with direct injection and twin turbochargers capable of Euro VI which has been built up on the engine dyno including the complete aftertreatment system and consequently simulated in a simulation model created with GT-Suite. For the combustion model the Hiroyasu spray model has been used and the aftertreatment system was simulated using chemical reaction kinetics. After calibration of the single submodels a complete model has been created which has been validated with results of steady-state and transient cycle measurements.

In contrast to conventional methods, in this case a predictive, phenomenological engine model has been coupled to the exhaust aftertreatment model. Therefore, detailed investigations on a system level are possible as different configurations of the exhaust system and the EGR cooling system as well as numerical system-level optimization where engine operation parameters and exhaust aftertreatment parameters have been optimized simultaneously. During the build-up of this model it could be shown how the predictive combustion model can be calibrated efficiently.

The resulting model has been used together with a mean value model to optimize the configuration and the operating strategies of the system.

The second project focused on the investigation of a natural gas-dedicated engine with direct injection which has been used for a full-fledged ultra-light vehicle capable of reducing CO₂-Emissions in the NEDC to below 50 g km⁻¹. Natural gas offers not only an advantageous C/H ratio but also other potentials compared to conventional gasoline fuel which could be gained due to the monovalent layout of the vehicle.

A predictive engine model has been created by the use of the widely-used entrainment model. Due to the fact that for this model data for small high-speed engines is only available for gasoline various approaches for the laminar flame speed of Methane available from literature have been evaluated. The most promising one has been applied in a detailed engine model and the layout of the turbocharger and the camshaft for an Atkinson cycle has been developed to show how this approach can be utilized in the

development process.

In the final step the engine model has been integrated into a complete vehicle model to evaluate the single measures regarding vehicle dynamics and efficiency. This approach of an integrated model with predictive combustion modeling leads to more realistic results compared to conventional map-based approaches.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	1
1.2	Zielsetzung	2
2	Integrierte Betrachtung eines Nutzfahrzeugantriebs	5
2.1	Versuchsträger und Prüfstand	5
2.2	Theoretische Grundlagen des Verbrennungsmodells	7
2.2.1	Strahlaufbruchmodell	8
2.2.2	Stickoxidmodell	11
2.3	Implementierung des Verbrennungsmodells	11
2.4	Abgasnachbehandlungsmodell	16
2.4.1	Aufbau und theoretische Grundlagen	16
2.4.2	Implementierung des Abgasnachbehandlungsmodells	19
2.5	Gesamtmodell	28
2.5.1	Detailliertes Motormodell – Stationäre Betriebspunkte	28
2.5.2	Kombination von Motor- und Abgasnachbehandlungsmodell	36
2.5.3	Transienter Zyklus	36
2.6	Optimierung mittels Aufbauvarianten	42
2.6.1	Varianten Abgasanlage	42
2.6.2	AGR-Kühlung	43
2.7	Numerische Systemoptimierung	44
2.7.1	Erstellung eines Mittelwertmodells	45
2.7.2	Optimierung mithilfe des Mittelwertmodells	49
2.7.3	Validierung der Optimierungsergebnisse	50
3	Simulation eines Erdgasantriebs mit Direkteinblasung	53
3.1	Projektbeschreibung	53
3.2	Verbrennungsmodell	55
3.2.1	Theoretische Grundlagen	55
3.2.2	Untersuchungen zur laminaren Flammengeschwindigkeit	58
3.2.3	Auswahl des Modells für die laminare Flammengeschwindigkeit und Kalibrierung des Verbrennungsmodells	69
3.3	Auslegung des Motorkonzepts	75
3.3.1	Detailliertes Motormodell	75
3.3.2	Turbolader	82
3.3.3	Nockenwelle – Atkinson-Zyklus	87

3.4	Gesamtfahrzeugmodell	92
3.4.1	Integration des prädiktiven Motormodells in das Fahrzeugmodell	92
3.4.2	Beschleunigung	96
3.4.3	Transienter Fahrzyklus	98
4	Zusammenfassung und Ausblick	103
4.1	Zusammenfassung	103
4.2	Ausblick	105
	Literaturverzeichnis	107
	Lebenslauf	114

Abkürzungsverzeichnis

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
CFD	<i>computational fluid dynamics</i> , numerische Strömungsmechanik
CNG	<i>compressed natural gas</i> , komprimiertes Erdgas
CRT-PM	<i>continuously regenerating trap – particulate matter</i> , kontinuierlich regenerierender Dieselpartikelfilter
CULT	<i>Cars' Ultralight Technology</i>
DOC	<i>diesel oxidation catalyst</i> , Diesel-Oxidationskatalysator
DoE	<i>design of experiments</i> , statistische Versuchsplanung
DOHC	<i>double overhead camshaft</i> , zwei obenliegende Nockenwellen
DPF	Diesel-Partikelfilter
ESC	<i>european stationary cycle</i>
HWL	Harnstoff-Wasser-Lösung
KW	Kurbelwinkel
LNG	<i>liquified natural gas</i> , verflüssigtes Erdgas
NEDC	<i>new european driving cycle</i> , neuer europäischer Fahrzyklus
NEFZ	neuer europäischer Fahrzyklus
Nfz	Nutzfahrzeug
SCR	<i>selective catalytic reduction</i> , selektive katalytische Reduktion
SOI	<i>start of injection</i> , Einspritzbeginn
VDA	Verband der Automobilindustrie e. V.
WHSC	<i>worldwide harmonized stationary cycle</i>
WHTC	<i>worldwide harmonized transient cycle</i>

Formelzeichen

α	isobarer Temperaturexponent	—
β	Ordnung der Abhängigkeit von der Sauerstoffkonzentration	—
β	isothermer Druckexponent	—
β_ρ	Dichteexponent	—
$\Delta\eta_{LW}$	Wirkungsgradverlust durch realen Ladungswechsel	—
$\Delta\eta_{rV}$	Wirkungsgradverlust durch realen Verbrennungsablauf	—
$\Delta\eta_{uV}$	Wirkungsgradverlust durch unvollständige Verbrennung	—
$\Delta\eta_{Ww}$	Wirkungsgradverlust durch Wandwärmeübergang	—
\dot{m}^*	bezogener Massenstrom	kg s^{-1}
\dot{m}_t^*	reduzierter Massenstrom	$\text{kg s}^{-1} \text{K}^{0,5} \text{kPa}^{-1}$
\dot{m}_e	eingebrachter Ladungsmassenstrom	kg s^{-1}

Abkürzungsverzeichnis

$\dot{m}_{L,a}$	Lufteinbringungsrate nach Entflammung	kg s^{-1}
$\dot{m}_{L,b}$	Lufteinbringungsrate vor Entflammung	kg s^{-1}
$\dot{m}_{L,w}$	Lufteinbringungsrate nach Auftreffen auf die Brennraumwand	kg s^{-1}
\dot{m}_L	Lufteinbringungsrate	kg s^{-1}
\dot{m}_v	Massenumsatzrate	kg s^{-1}
$dm_{B,P}$	Brennstoffmasse im Paket	kg
η_t	Turbinenwirkungsgrad	—
η_v	Verdichterwirkungsgrad	—
η_i	indizierter Wirkungsgrad	—
$\frac{dQ_B}{dt}, \dot{Q}_B$	Brennrate	kJ s^{-1}
γ	empirische Konstante	—
λ	Luftzahl	—
λ_P	Luftzahl im Paket	—
λ_T	Taylorlänge	m
Re_t	turbulente Reynoldszahl	—
ν	stöchiometrische Zahl	$\text{m}^3 \text{kmol}^{-1} \text{s}^{-1}$
$\bar{Q}_{B,diff}$	quadratischer Mittelwert der Differenz zweier Brennverläufe	kJ
ϕ	Äquivalenzverhältnis	—
Π_k	Verdichterdruckverhältnis	—
Π_t	Turbinendruckverhältnis	—
ψ	Konzentration	—
ψ^*	kritische Konzentration	—
ρ	Dichte	kg m^{-3}
ρ_{u0}	Dichte der unverbrannten Zone bei Referenzbedingungen	kg m^{-3}
ρ_u	Dichte der unverbrannten Zone	kg m^{-3}
τ	charakteristische Verbrennungszeit	s
τ_{ZV}	Zündverzugszeit	s
Θ	Belegung der aktiven Zentren	—
φ	Kurbelwinkel	$^\circ\text{KW}$
φ_{SOI}	Einspritzbeginn	$^\circ\text{KW}$
ξ	Massenanteil	—
A_e	Fläche der Flammenfront	cm^2
b_e	spezifischer Verbrauch	$\text{g kW}^{-1} \text{h}^{-1}$
C	Konzentration	—
C_λ	Konstante für charakteristische Länge	—
C_a	Faktor für die Lufteinbringungsrate nach Entflammung des Pakets	—
C_b	Faktor für die Lufteinbringungsrate vor Entflammung des Pakets	—
C_k	Konstante für turbulente Flammengeschwindigkeit in der ersten Phase der Flammenausbreitung	—
C_s	Konstante für turbulente Flammengeschwindigkeit	—
C_V	Kalibrierfaktor für die Massenumsatzrate	—
C_w	Faktor für die Lufteinbringungsrate nach Auftreffen auf die Wand	—
C_{ZV}	Kalibrierfaktor für die Zündverzugszeit	—

C_λ	Konstante für Taylorlänge	—
E	Aktivierungsenergie	kJ kmol^{-1}
E_{NO_x}	spezifische Stickoxidemissionen	$\text{g kW}^{-1} \text{h}^{-1}$
$f(r_v)$	Korrekturfunktion für Ladungsverdünnung	—
H_u	unterer Heizwert	kJ kg^{-1}
h_v	Ventilhub	mm
k	Reaktionsgeschwindigkeitskonstante	$\text{mol m}^{-3} \text{s}^{-1}$
l	Länge	m
L_{st}	stöchiometrisches Luftverhältnis	—
l_t	charakteristische Länge	m
M	Molmasse	kg mol^{-1}
m	Masse	kg
$m_{\text{B,d}}$	dampfförmige Brennstoffmasse	kg
m_{B}	Brennstoffmasse	kg
$m_{\text{L,P}}$	Luftmasse im Paket	kg
m_{L}	Luftmasse	kg
m_v	verbrannte Masse	kg
M_d	Drehmoment	N m
n	Drehzahl	min^{-1}
n	Stoffmenge	mol
N_{b}	Anzahl brennender Pakete	—
p	Zylinderdruck	bar
p_0	Zylinderdruck bei Referenzbedingungen	bar
p_e	effektiver Mitteldruck	bar
$p_{i,HD}$	Mitteldruck der Hochdruckschleife	bar
$p_{i,LW}$	Ladungswechselmitteldruck	bar
p_i	Indizierter Mitteldruck	bar
p_r	Reibmitteldruck	bar
r	Reaktionsgeschwindigkeitskoeffizient	$\text{m}^3 \text{kmol}^{-1} \text{s}^{-1}$
r_f	Radius der Flammenfront	m
R_m	universelle Gaskonstante	$\text{kJ mol}^{-1} \text{K}^{-1}$
S	Strahlausbreitung	m
T	Temperatur	$^{\circ}\text{C}$
t	Zeit	s
T_{b}	adiabate Flammentemperatur	K
T_{P}	Pakettemperatur	K
T_{u0}	Temperatur der unverbrannten Zone bei Referenzbedingungen	K
T_{u}	Temperatur der unverbrannten Zone	K
T_{A}	Abgastemperatur	$^{\circ}\text{C}$
T_{B}	Substrattemperatur	$^{\circ}\text{C}$
V	Volumen	m^3
v	Geschwindigkeit	cm s^{-1}
v'	Turbulenzintensität	cm s^{-1}
v_0	Anfangsgeschwindigkeit	cm s^{-1}

Abkürzungsverzeichnis

v_e	Einbringgeschwindigkeit	cm s^{-1}
v_{10}	laminare Flammengeschwindigkeit bei Referenzbedingungen	cm s^{-1}
v_1	laminare Flammengeschwindigkeit	cm s^{-1}
v_t	turbulente Flammengeschwindigkeit	cm s^{-1}
x_{RG}	Restgasgehalt	—

1 Einleitung

1.1 Motivation

In den letzten Jahren bringt die internationale Gesetzgebung die Fahrzeugeffizienz durch die Fokussierung auf die treibhausrelevanten Kohlendioxidemissionen noch mehr in den Mittelpunkt des Interesses, als sie dies aus ökonomischen Gesichtspunkten ohnehin schon ist. Neben einigen anderen Technologien bietet Erdgas beste Voraussetzungen, sowohl die CO₂-Emissionen zu reduzieren als auch die Kosten für Mobilität zu senken. Einerseits reduziert allein der Ersatz von herkömmlichem Ottokraftstoff durch Erdgas ohne sonstige Maßnahmen die CO₂-Emissionen durch das günstigere C/H-Verhältnis von Methan um bis zu ein Viertel. Andererseits ist Erdgas bezogen auf seinen Energiegehalt um 30 % günstiger als Dieselmotorkraftstoff und 50 % günstiger als Ottokraftstoff (Deutschland, 2014). Unter diesen Voraussetzungen amortisieren sich die Mehrkosten für den Kunden je nach Fahrzeugklasse schon weit unter der entsprechenden durchschnittlichen Jahresfahrleistung. [1] Dass der Anteil an Erdgasfahrzeugen in der EU trotzdem unter 2 % liegt [2], legt den Schluss nahe, dass im Bereich der Pkw auch andere als ökonomische Aspekte eine wichtige Rolle spielen. [3] Abbildung 1.1 zeigt die gesetzliche Zielsetzung für die Flottenemissionen von CO₂ von Pkw in der EU 2015 und 2020 und vergleicht mit dem tatsächlichen Verlauf.

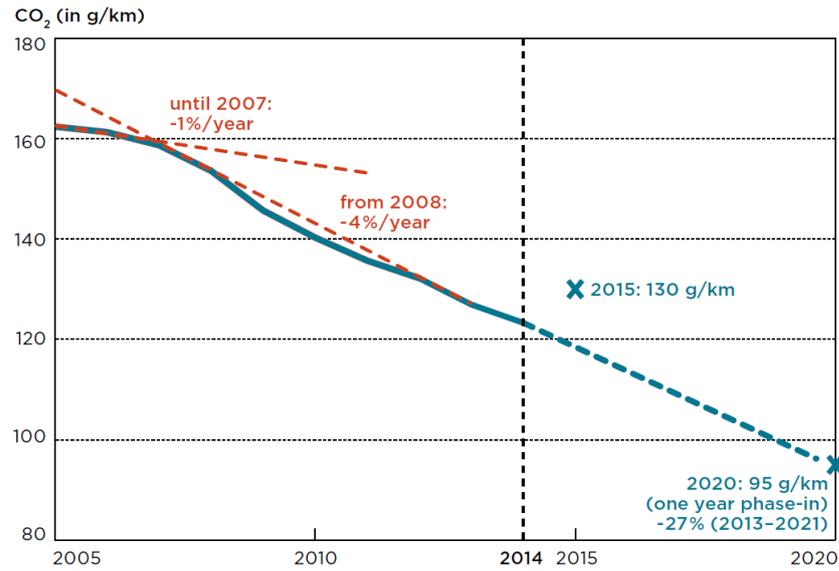
Auch wenn die Marktakzeptanz für Erdgasfahrzeuge noch nicht voll ausgeprägt ist, gibt dieser Ausblick auf die kommenden CO₂-Grenzwerte genügend Motivation für Fahrzeughersteller sowie für Forschungseinrichtungen, sich mit dem Thema Erdgas als Kraftstoff intensiv auseinanderzusetzen.

Bei schweren Nutzfahrzeugen verlangt der Markt schon aus ökonomischen Gründen nach effizienten Fahrzeugen, da der Kraftstoffverbrauch im Transportbereich einen wesentlichen Einfluss auf das wirtschaftliche Ergebnis hat.

Während Erdgas in Form von CNG für Pkw als geeignete Technologie erscheint, ist ohne Verflüssigung zu LNG auf Grund der Energiedichte kein sinnvoller Einsatz in Nfz im Fernverkehr zu erwarten. Abbildung 1.2 zeigt einen Vergleich verschiedener fahrzeuggebundener Tanksysteme. Deutlich erkennt man, dass Tanksysteme für herkömmliche flüssige Kraftstoffe die Transportkapazität von Nutzfahrzeugen am geringsten beeinträchtigen.

Umso mehr konzentrieren sich die Anstrengungen bei schweren Nfz im Fernverkehr darauf, die Effizienz herkömmlicher Dieselantriebe auch unter Einhaltung der immer strengeren Schadstoffemissionsgrenzwerte zu optimieren.

Schwere Nutzfahrzeuge werden für 70 % (USA) bis 75 % (EU) der Transportaufgaben eingesetzt. Im Transportsektor der USA sind sie für 20 % der Treibhausgasemissionen verantwortlich. Die weltweiten Treibhausgasemissionen von schweren Nutzfahrzeugen



Effects of phase-in, super-credits and eco-innovations not shown here.

Abbildung 1.1: Flottenverbrauch Pkw in der EU [2]

steigen rasch an und werden 2030 die Emissionen von Personenkraftwagen übertreffen. [5], [6]

Unter diesem Gesichtspunkt ist auch der Gesetzgeber bestrebt, die treibhausrelevanten Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen einzuschränken und bereitet ähnliche Regelungen vor, wie sie für Personenkraftwagen bereits gelten. [7], [1]

1.2 Zielsetzung

Die immer strenger werdenden Abgasvorschriften für Nutzfahrzeuge betreffend CO₂ und Schadstoffe verlangen also immer komplexere Abgasnachbehandlungssysteme sowie eine weitere Steigerung der Effizienz der Antriebe. Dabei ist es unumgänglich, neben der Betrachtung der Interaktion der Abgasnachbehandlungssysteme mit dem Verbrennungsmotor eine möglichst effiziente Betriebsstrategie für das Gesamtsystem zu entwickeln.

Auch bei Personenkraftwagen ist, ohne die Auswirkung der einzelnen Maßnahmen auf das Gesamtsystem zu betrachten, keine zufriedenstellende Optimierung des Antriebs möglich. [8]

Für die Bearbeitung dieser Aufgaben mit Hilfe der Motorprozessrechnung sind möglichst flexible Motormodelle erforderlich, die prädiktiv auf die Randbedingungen des Motormodells und die Eingangsgrößen an den Schnittstellen zum Gesamtmodell reagieren. Um diese Anforderungen zu erfüllen, sind phänomenologische Verbrennungsmodelle notwendig, die die physikalischen Gesetzmäßigkeiten bei der motorischen Verbrennung berücksichtigen.

Nachfolgend soll die Entwicklung einer solchen Methodik am Beispiel zweier For-

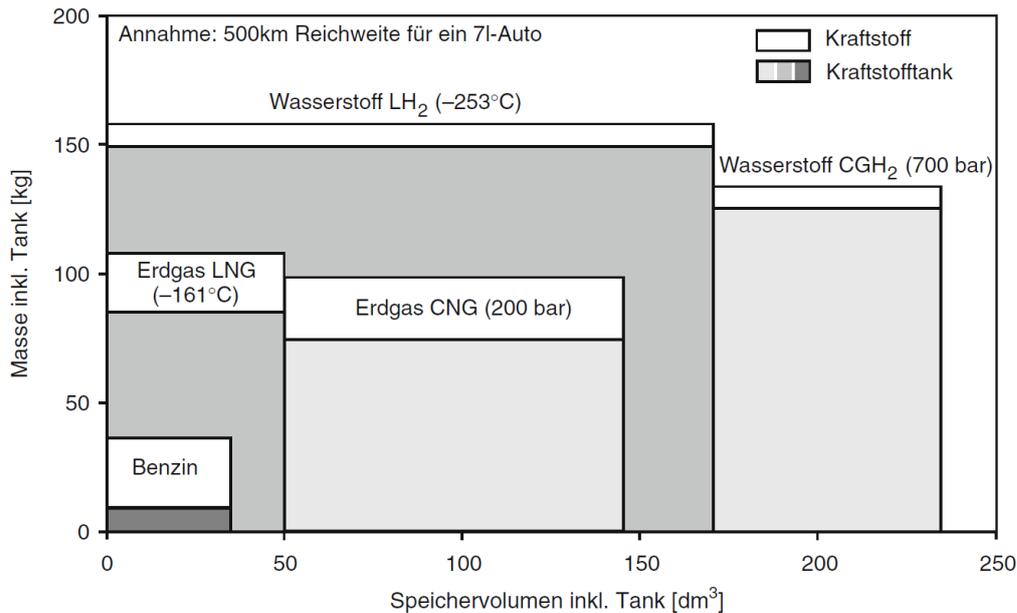


Abbildung 1.2: Vergleich von fahrzeuggebundenen Speichersystemen hinsichtlich Gesamtvolumen und -masse [4]

schungsprojekte beschrieben werden. Die Ziele für die Simulation im Rahmen dieser Dissertation waren:

- **New Diesel** (Nutzfahrzeugprojekt):
 - Einsatz eines geeigneten phänomenologischen Verbrennungsmodells
 - Entwicklung einer Methodik für folgende Aufgabenstellungen:
 - * Abstimmung des Verbrennungsmodells hinsichtlich Verbrauch und Stickoxidemissionen
 - * Abstimmung des Abgasnachbehandlungsmodells mit dem Fokus auf Stickoxidreduktion
 - * Koppelung der beiden Modelle zu einem Gesamtmodell
 - Verifikation der Methodik
 - Optimierung der Antriebseffizienz unter Einhaltung der Schadstoffgrenzwerte.
- **CULT** (Erdgas-Pkw-Projekt):
 - Einsatz eines geeigneten phänomenologischen Verbrennungsmodells:
 - * Untersuchung verschiedener Ansätze zur Modellierung der laminaren Flammenausbreitungsgeschwindigkeit
 - * Implementierung der Modelle für die laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit in das Verbrennungsmodell

- * Vergleich der verschiedenen Modelle für die laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit und Auswahl des am besten geeigneten Ansatzes
- Validierung des Verbrennungs- und Motormodells
- Entwicklung einer Methodik zur Integration des detaillierten Motormodells in das bestehende Gesamtfahrzeugmodell zur Durchführung folgender Aufgaben:
 - * Beurteilung des dynamischen Verhaltens
 - * Optimierung des Kraftstoffverbrauchs

Die folgenden Ausführungen sind in zwei große Kapitel entsprechend den beiden zuvor beschriebenen Projekten gegliedert (Kapitel 2 und Kapitel 3). Innerhalb dieser Kapitel werden – soweit es zum weiterführenden Verständnis und zur Definition der Modelle notwendig erscheint – zuerst kurz die allgemein bekannten und verfügbaren Basiskenntnisse in den mit »theoretische Grundlagen« bezeichneten Abschnitten zusammengefasst.

Die über die bestehenden Erkenntnisse hinausgehenden Kernaufgaben der durchgeführten Untersuchungen, das heißt die Erweiterung der bekannten Ansätze auf die Aufgabenstellung, die Implementierung in die Simulationsmodelle und die Modellkalibrierung sowie die Methodik zur Erstellung und zum Einsatz der Gesamtmodelle aus detailliertem Motormodell und in einem Fall dem Abgasnachbehandlungsmodell und im anderen Fall dem Fahrzeugmodell werden jeweils in den nachfolgenden Abschnitten beschrieben.

2 Integrierte Betrachtung eines Nutzfahrzeugantriebs

2.1 Versuchsträger und Prüfstand

Als Versuchsträger wurde ein Motor samt Abgasnachbehandlung der MAN Truck & Bus AG gewählt. Es handelt sich hierbei um einen Motor vom Typ D2066LUH, ein Reihen-sechszylindermotor mit $10,5 \text{ dm}^3$ Hubraum, der zum Einbau in Stadtbusanwendungen vorgesehen ist. Die technischen Basisdaten sind in Tabelle 2.1 angeführt.

Größe	Einheit	Wert
Hubraum	dm^3	10,518
Bohrung	mm	120
Hub	mm	155
Zylinderzahl	–	6
Ventile pro Zylinder	–	4
Nennleistung	kW	206
bei Drehzahl	min^{-1}	1900
Maximales Drehmoment	Nm	1300
bei Drehzahl	min^{-1}	1000...1400

Tabelle 2.1: Technische Daten des Versuchsträgers

Der Viertakt-Dieselmotor verfügt über eine Hochdruck-Direkteinspritzung nach dem *Common-Rail*-Prinzip, die Steuerung erfolgt über ein Bosch EDC17 Steuergerät. [9] Weiters kommt eine zweistufige Abgasturboaufladung mit Ladeluftkühlung nach jeder Stufe sowie eine gekühlte Hochdruck-Abgasrückführung (AGR) zum Einsatz.

In der untersuchten Konfiguration wird eine Abgasnachbehandlungsanlage mit einem Diesel-Oxidationskatalysator (DOC), einem kontinuierlich regenerierenden Dieselpartikelfilter (CRT-PM) und einem System zur selektiven katalytischen Reduktion von Stickoxiden (SCR) eingesetzt. Diese Ausführung ist zum Erreichen der Stufe EURO VI der europäischen Abgasgesetzgebung in der Lage. [10]

Die für die vorliegenden Untersuchungen gewählten stationären Betriebspunkte sind aus Abbildung 2.1 ersichtlich. Die Auswahl der Betriebspunkte orientiert sich an den Betriebspunkten des *European Stationary Cycle* (ESC, rot im Diagramm eingetragen) und des *Worldwide Harmonized Stationary Cycle* (WHSC, blau). Um eine vollständige Abdeckung des Kennfeldes zu erreichen, wurden diese Punkte um die grün markierten Betriebspunkte ergänzt. Zur weiteren Charakterisierung des Brennverfahrens wurden

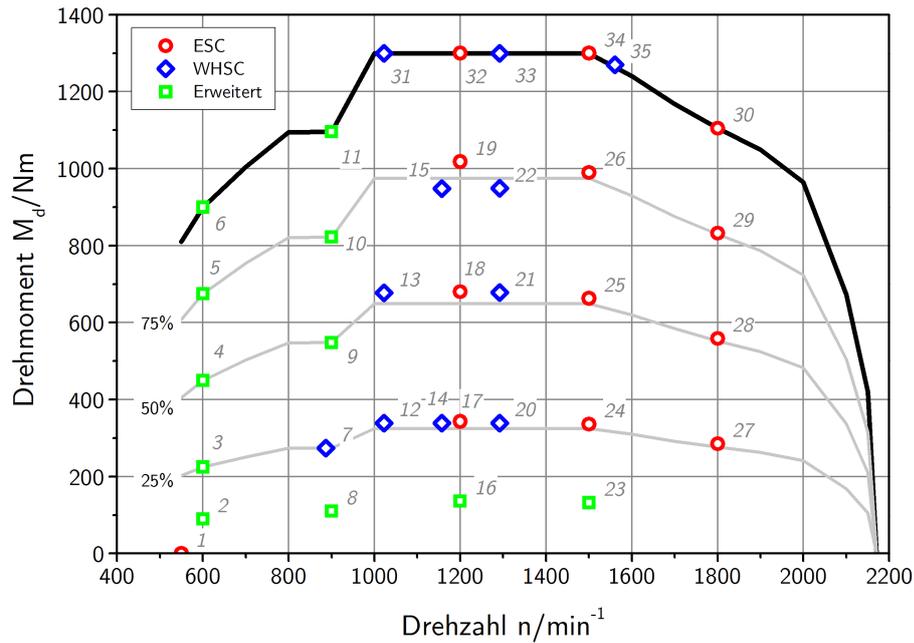


Abbildung 2.1: Stationäre Betriebspunkte im Kennfeld mit Volllastkurve und den Kurven für 25%, 50% und 75% Last, die Betriebspunkte entsprechen den in den stationären Zertifizierungszyklen verlangten.

zusätzlich in den Betriebspunkten 7, 13, 15, 20, 21 und 22 Variationen des Einspritzbeginns und der Luftzahl durchgeführt (Abbildung 2.2).

Das Regelkonzept dieses Motors sieht vor, dass die Abgasrückführrate keine direkte Führungsgröße darstellt und somit auch nicht durch direkten Zugriff im Steuergerät eingestellt werden kann. Vielmehr wird kennfeldgesteuert durch eine Ladedruckvorgabe eine Ladungsmasse eingestellt. Die Zusammensetzung der Ladung wird durch eine Vorgabe aus dem Lambda-Kennfeld über die Öffnung des AGR-Ventils als Stellgröße geregelt.

Die Regelstruktur des verwendeten Steuergerätes ist einspritzmengenbasiert. Das bedeutet, dass eine Fahrpedalstellung, die einer Drehmomentvorgabe durch den Fahrer entspricht, in eine entsprechende Einspritzmenge umgesetzt wird und alle weiteren Sollwertvorgaben für die einzelnen Einstellgrößen werden aus Einspritzmengen-Drehzahl-Kennfeldern entnommen. Die wesentlichen Einstellgrößen für den Motorbetrieb sind Ladedruck, Luftzahl, Einspritzdruck sowie Einspritzzeitpunkt und Anteil der Einspritzmenge der einzelnen Einspritzereignisse.

Der beschriebene Motor wurde am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik (IFA) der Technischen Universität Wien (TU Wien) an einer Wirbelstrombremse betrieben. Die eingesetzte Messtechnik umfasste folgende Komponenten:

- Zylinder- und Ladeluftindizierung zur Charakterisierung der Verbrennung und des Ladungswechsels

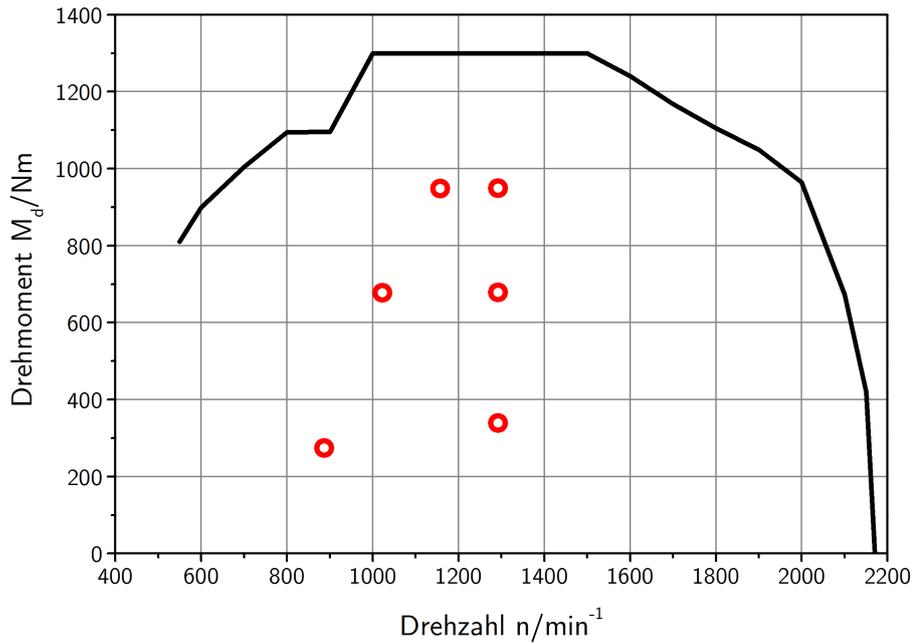


Abbildung 2.2: Stationäre Betriebspunkte für φ_{SOI} - und λ -Variationen

- Luftmassenmessung mittels Heißfilmanemometrie
- Kraftstoffmassenmessung nach dem Coriolisprinzip
- Nichtdispersive Infrarotspektroskopie zur Bestimmung des CO_2 -Anteils im Saugrohr
- Fouriertransformierte Infrarotspektroskopie zur Analyse des Rohabgases
- Smokemeter zur Erfassung von Schwärzungszahl und Rußkonzentration
- Chemolumineszenzdetektoren zur Bestimmung der Stickoxidkonzentrationen im Abgas
- Temperatur- und Druckaufnehmer zur Bestimmung von Gasdrücken, sowie Gas- und Materialtemperaturen in den Ladeluft- und Abgasleitungen

2.2 Theoretische Grundlagen des Verbrennungsmodells

Eine Vorausberechnung des Motorverhaltens – insbesondere im dynamischen Betrieb – ist mit der Vorgabe eines Brennverlaufs, der aus gemessenen Zylinderdruckdaten gewonnen wird [11], nicht zufriedenstellend möglich. Da mit dieser Methode nur Betriebspunkte, die tatsächlich am Motorprüfstand vermessen wurden, in der Simulation abgebildet werden können, ist mit dieser Methode das Modell nicht in der Lage, auf

geänderte Betriebsbedingungen zu reagieren. So wäre es einerseits wünschenswert, den Einfluss der Einstellparameter des Motors wie Einspritzzeitpunkt, Ladedruck, Luftzahl und Abgasrückführrate in beliebigen Kombinationen auf den Motorbetrieb vorherzusagen. Andererseits lassen sich die bei stationären Betriebsbedingungen ermittelten Brennverläufe nicht auf die unterschiedlichen Verhältnisse bei dynamischem Motorbetrieb anwenden.

Daher muss ein Verbrennungsmodell zum Einsatz kommen, das in der Lage ist, die augenblicklichen Zustände im Brennraum und den Einfluss des Einspritzvorgangs bei der Berechnung eines Brennverlaufs zu berücksichtigen. Eine Kategorisierung der verfügbaren Modelle lässt sich wie in [12] beschrieben vornehmen.

Thermodynamische oder nulldimensionale Modelle nehmen den Brennraum zu jedem Zeitpunkt ideal durchmischt an und beruhen auf empirischen Ansätzen für die Brennrate. Ein Beispiel hierfür ist der Einsatz eines Ersatzbrennverlaufs nach Vibe [13]. Die Vibe-Parameter Brennbeginn, Brenndauer und der Formfaktor [11] können hierbei über Neuronale Netze [12, 14] abhängig von den relevanten Größen wie Ladungsmasse und -temperatur, Ladungsbewegung, Einspritzbeginn, -druck und -dauer und Abgasrückführrate bestimmt werden. Durch das Vorhandensein eines vorgemischten und eines nicht-vorgemischten Anteils sowie mehrerer Einspritzereignisse bei der Dieselvebrennung kann der Brennverlauf durch einen einfachen Vibe-Verlauf nicht ausreichend genau abgebildet werden. Abhilfe schaffen hier Doppel- oder Mehrfach-Vibe-Funktionen, die jedoch erheblichen Abstimmungsaufwand mit sich bringen.

Im Gegensatz dazu stehen multidimensionale oder CFD-Modelle (*computational fluid dynamics*), die auf detaillierten physikalischen und chemischen Teilmodellen basieren und das turbulente dreidimensionale Strömungsfeld explizit lösen.

Als Mittelweg zwischen diesen Methoden lassen sich phänomenologische oder quasidimensionale Modelle einordnen. Sie berechnen Verbrennung und Schadstoffbildung in Abhängigkeit von übergeordneten physikalischen und chemischen Phänomenen wie Strahlausbreitung, Gemischbildung, Reaktionskinetik und Zündung voraus. Dazu wird der Brennraum räumlich in Zonen verschiedener Temperatur und Zusammensetzung aufgeteilt.

Phänomenologische Verbrennungsmodelle bieten die größte Flexibilität und das größte Potenzial zur quasidimensionalen Berechnung des Brennverlaufs. Ein solches Modell, das in der Lage ist, Strahlaufbruch, Verdampfung, Gemischbildung und Verbrennung zu berechnen, ist von Hiroyasu beschrieben worden [15, 16, 11].

Im folgenden Abschnitt wird kurz auf die theoretischen Grundlagen des Modells eingegangen, um darzustellen, mittels welcher Faktoren dieses Modell kalibriert werden kann.

In Abschnitt 2.3 wird die Methodik vorgestellt, mit Hilfe derer das Modell im vorliegenden Projekt abgestimmt wurde. Abschließend werden die Ergebnisse dieser Abstimmung gezeigt.

2.2.1 Strahlaufbruchmodell

In diesem Modell wird der Einspritzstrahl in mehrere Pakete aufgeteilt (Abbildung 2.3). In jedem Zeitschritt wird die entsprechende Kraftstoffteilmenge auf – im konkreten Fall fünf – ringförmige Pakete gleicher Masse aufgeteilt, die ständig Kontakt miteinander haben, ohne sich zu überlappen. Die Masse in den axialen Abschnitten des Strahls ergibt sich aus dem Einspritzverlauf.

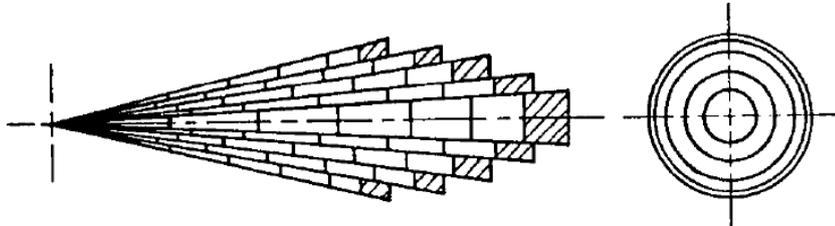


Abbildung 2.3: Strahlmodell nach Hiroyasu [16]. Strahldiskretisierung

Während zwischen den einzelnen Paketen kein Austausch von Masse, Wärme oder Impuls stattfindet, wird mit der Umgebung Wärme ausgetauscht und unmittelbar nach der Einspritzung beginnt der Lufteintrag aus der Umgebung in jedes einzelne Paket und der Kraftstoff beginnt zu verdampfen. Sobald die Voraussetzungen für die Selbstzündung in dem als homogen betrachteten Paket erfüllt sind, beginnt die Verbrennung, worauf eine starke Expansion und die weitere Durchmischung mit Luft folgt (Abbildung 2.4).

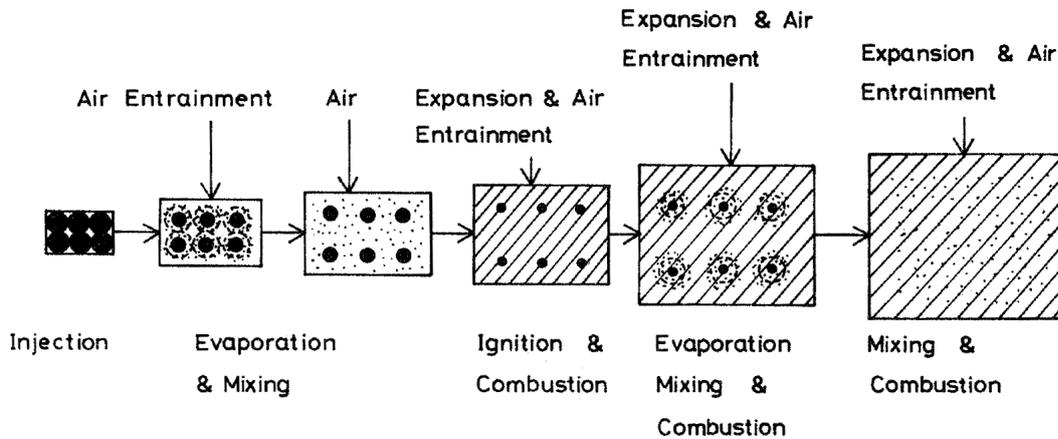


Abbildung 2.4: Schematische Darstellung des Strahlmodells [15]

Die Strahlausbreitung S wird durch empirische Gleichungen beschrieben. Die Lufteinbringungsrate folgt aus der Impulserhaltung für jedes einzelne Paket. Aus dem Impulssatz für ein Paket mit der Brennstoffmasse m_B , der Anfangsgeschwindigkeit v_0 und der aufgenommenen Luftmasse m_L

$$\dot{m}_B v_0 = (\dot{m}_B + \dot{m}_L) v \quad (2.1)$$

folgt die Lufteinbringungsrate \dot{m}_L

$$\dot{m}_L = \dot{m}_B \left(\frac{v_0}{dS/dt} - 1 \right). \quad (2.2)$$

Diese wird durch Kalibrierfaktoren angepasst. Vor der Zündung und bevor der Kraftstoffstrahl auf die Zylinderwand auftrifft wird folgende Gleichung angewendet:

$$\dot{m}_{L,b} = C_b \dot{m}_L. \quad (2.3)$$

Nach der Entflammung des Pakets gilt

$$\dot{m}_{L,a} = C_a \dot{m}_L, \quad (2.4)$$

und nach dem Aufprall des Pakets auf die Zylinderwand

$$\dot{m}_{L,w} = C_w \dot{m}_L. \quad (2.5)$$

Die Faktoren C_w , C_b und C_a wurden zur Kalibrierung des Modells eingesetzt. Der Beginn der Verbrennung wird über den Zündverzug definiert. Die Zündverzugszeit ist definiert als Zeit vom Eintreten jedes einzelnen Pakets in den Brennraum bis zum Beginn der Verbrennung und berechnet sich über einen Arrhenius-Ansatz [17] für jedes einzelne Paket zu

$$\tau_{ZV} = \frac{C_{ZV}}{\lambda_P(3 - \lambda_P)^2} \cdot p^{-1,25} \cdot e^{\frac{4000}{T_P}} \cdot f(r_v) \quad \text{für } \lambda_P < 3 \quad (2.6)$$

und

$$\tau_{ZV} = \infty \quad \text{für } \lambda_P \geq 3. \quad (2.7)$$

Dabei ist p der Zylinderdruck, T_P die Temperatur im betrachteten Paket, $f(r_v)$ eine Korrekturfunktion zur Erfassung des Einflusses der Ladungsverdünnung und C_{ZV} ein Kalibrierfaktor. [18]

Die Luftzahl im Paket λ_P wird wie folgt berechnet:

$$\lambda_P = \frac{m_{L,P}}{m_{B,d} L_{st}}. \quad (2.8)$$

mit der Luftmasse im Paket $m_{L,P}$, der dampfförmigen Brennstoffmasse $m_{B,d}$ und dem stöchiometrischen Luftverhältnis L_{st} .

Im Gegensatz zu [16] weist die Abhängigkeit der Zündverzugszeit vom Luftverhältnis ein Minimum bei $\lambda_P = 1$ auf und geht für $\lambda_P \rightarrow 0$ und $\lambda_P \rightarrow 3$ gegen Unendlich. Es kommt nun zur Zündung, wenn der Wert des Zündintegrals

$$\int \frac{1}{\tau_{ZV}} dt \quad (2.9)$$

gleich 1 wird.

Die Massenumsatzrate wird ebenfalls über einen kinetischen Ansatz bestimmt: [18]

$$\frac{dm_{B,P}}{dt} = C_V \cdot \lambda_P \cdot (3 - \lambda_P)^2 \cdot p^{2,5} \cdot e^{-\frac{4000}{T_P}} \quad (2.10)$$

mit der Brennstoffmasse im Paket $dm_{B,P}$ und dem Kalibrierfaktor C_V . Damit ergibt sich der Brennverlauf zu

$$\frac{dQ_B}{dt} = H_u \sum_{P=1}^{N_b} \frac{dm_{B,P}}{dt} \quad (2.11)$$

mit dem unteren Heizwert H_u und der Anzahl brennender Pakete N_b .

Die wesentlichen Kalibrierfaktoren für das Verbrennungsmodell sind demnach C_b , C_a , C_w , C_{ZV} und C_V . Gemäß dem Vorschlag in [18] werden $C_w = 1,3$ und $C_V = 2$ gesetzt. Damit werden C_b , C_a und C_{ZV} wie in Abschnitt 2.3 beschrieben zur Kalibrierung des Modells verwendet.

2.2.2 Stickoxidmodell

Das Modell, das im verwendeten Softwarepaket zur Berechnung der Stickoxide eingesetzt wurde, basiert auf dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus [19, 20, 21]. Die Bildung von – im verbrennungsmotorischen Betrieb überwiegendem – thermischem Stickstoffmonoxid NO durch Oxidation des Luftstickstoffs läuft über folgende Reaktionen ab:



Die entsprechenden Geschwindigkeitskoeffizienten für die Hin- (+) und Rückreaktionen (–) sind (in $\text{m}^3 \text{kmol}^{-1} \text{s}^{-1}$) [22]:

$$r_1^+ = 7,6 \cdot 10^{10} \exp\left(\frac{-38000}{T}\right) \quad (2.15)$$

$$r_1^- = 1,6 \cdot 10^{10} \quad (2.16)$$

$$r_2^+ = 6,4 \cdot 10^6 T \exp\left(\frac{-3150}{T}\right) \quad (2.17)$$

$$r_2^- = 1,5 \cdot 10^6 T \exp\left(\frac{-19500}{T}\right) \quad (2.18)$$

$$r_3^+ = 4,1 \cdot 10^{10} \quad (2.19)$$

$$r_3^- = 2,0 \cdot 10^{11} \exp\left(\frac{-23650}{T}\right) \quad (2.20)$$

Die Modellqualität des Stickoxidmodells lässt sich in Abbildung 2.27 und Abbildung 2.31 ablesen.

2.3 Implementierung des Verbrennungsmodells

Zur Bewertung eines Parametersatzes wird der berechnete mit dem gemessenen Brennverlauf verglichen. Als Maß für die Abweichung zwischen gemessenem und berechnetem

Brennverlauf wird der quadratische Mittelwert der Differenz der beiden Brennverläufe gebildet:

$$\bar{Q}_{B,diff} = \sqrt{\frac{1}{t_e - t_0} \int_{t_0}^{t_e} \left(\frac{dQ_{B,r}}{dt} - \frac{dQ_{B,m}}{dt} \right)^2 dt.} \quad (2.21)$$

Dabei wird von Brennbeginn t_0 bis Brennende t_e integriert, Index r steht für den berechneten, m für den gemessenen Brennverlauf.

Mit den gewählten Parametern wurde ein Versuchsplan nach der *Latin-Hypercube*-Methode erstellt, um eine möglichst gute Verteilung der unabhängigen Größen im mehrdimensionalen Parameterraum sicherzustellen. [23, 24] Für jede Parameterkombination in diesem Versuchsplan wurde in jedem Betriebspunkt ein Brennverlauf simuliert. Die Parametergrenzen sind aus Tabelle 2.2 ersichtlich.

Parameter	Min.	Max.
C_b	0,6	2,2
C_a	0,25	1,0
C_{ZV}	0,25	1,2

Tabelle 2.2: Parametergrenzen des Versuchsplans

Zur Auswertung der Ergebnisbrennverläufe wurde der arithmetische Mittelwert von $\bar{Q}_{B,diff}$ über alle Betriebspunkte bestimmt. Die Parametersätze mit den 30 kleinsten Werten wurden für die weitere Auswertung herangezogen. Die Parameter wurden über den Werten von $\bar{Q}_{B,diff}$ aufgetragen. Um eventuelle »Ausreißer« nicht zu stark in die Auswertung einfließen zu lassen, wurde eine Ausgleichsgerade mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt und mittels dieser der Wert des Parameters bestimmt. Abbildung 2.5 zeigt die Werte von C_a , Abbildung 2.6 von C_b und Abbildung 2.7 von C_{ZV} für die 30 kleinsten Werte von $\bar{Q}_{B,diff}$, jeweils mit Ausgleichsgerade und gewähltem Parameterwert in rot. Tabelle 2.3 zeigt die Ergebnisse der einzelnen Parameter.

Parameter	Wert
C_b	0,93
C_a	0,455
C_{ZV}	0,6

Tabelle 2.3: Ergebnis für die Kalibrierfaktoren des Verbrennungsmodells

Als Ergebnis der Kalibrierung sind in Abbildung 2.8 und Abbildung 2.9 Zylinderdruck und Brennverlauf des Modells mit Messdaten in zwei verschiedenen Betriebspunkten verglichen.

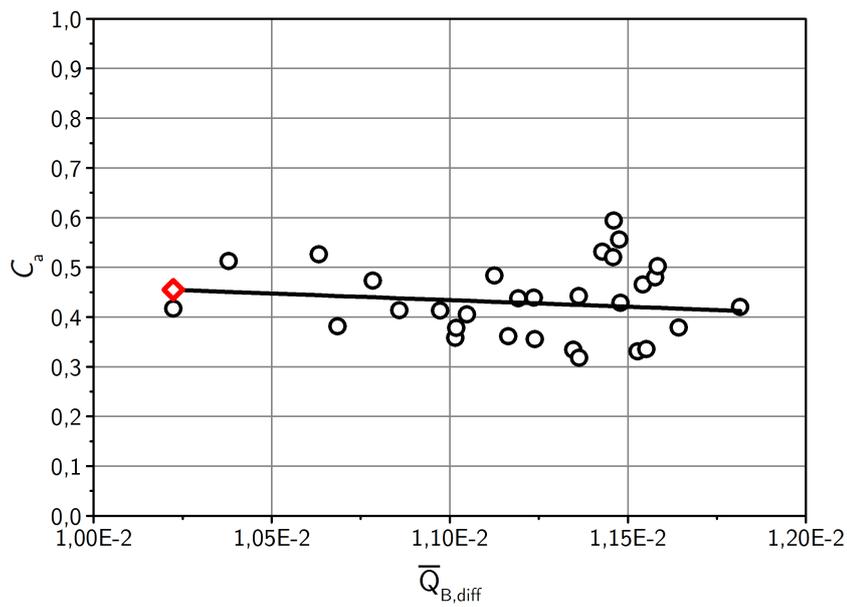


Abbildung 2.5: C_a über dem quadratischen Mittelwert der Differenz von gemessenem und berechnetem Brennverlauf

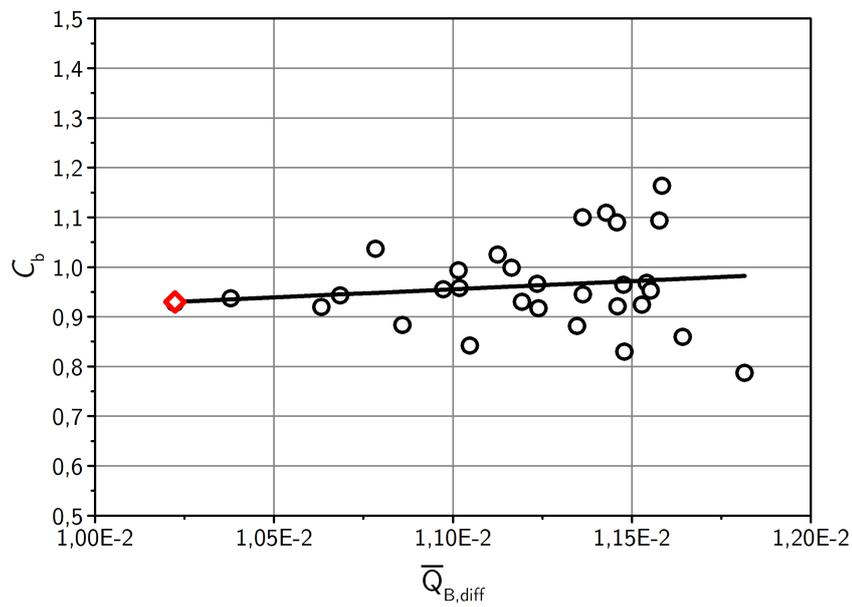


Abbildung 2.6: C_b über dem quadratischen Mittelwert der Differenz von gemessenem und berechnetem Brennverlauf

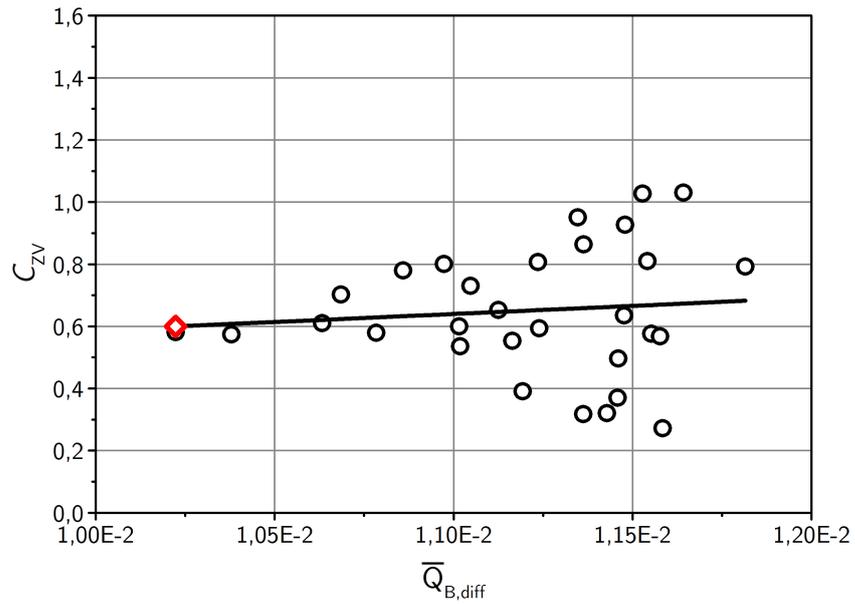


Abbildung 2.7: C_{ZV} über dem quadratischen Mittelwert der Differenz von gemessenem und berechnetem Brennverlauf

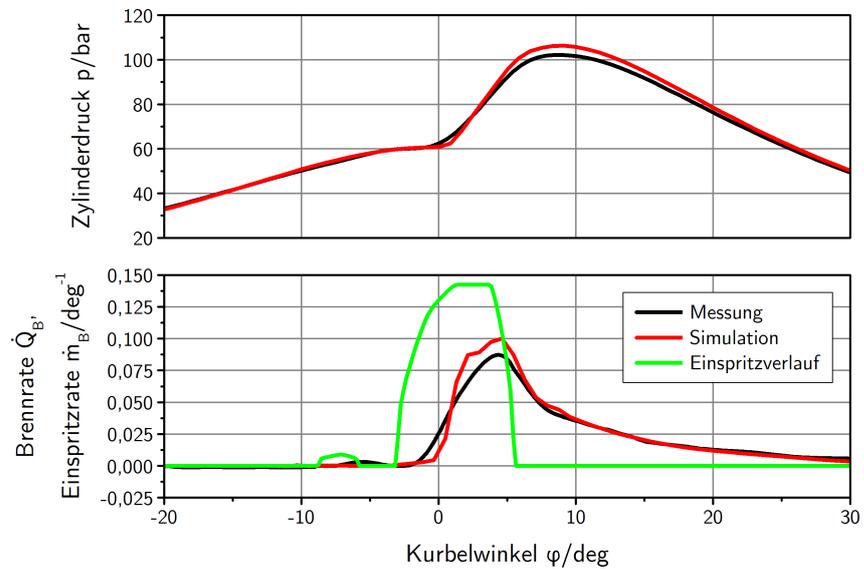


Abbildung 2.8: Vergleich von Zylinderdruck und Brennverlauf aus dem Modell mit Messdaten. Die grüne Kurve gibt den Einspritzverlauf wieder. Betriebspunkt $n = 900 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 822 \text{ N m}$

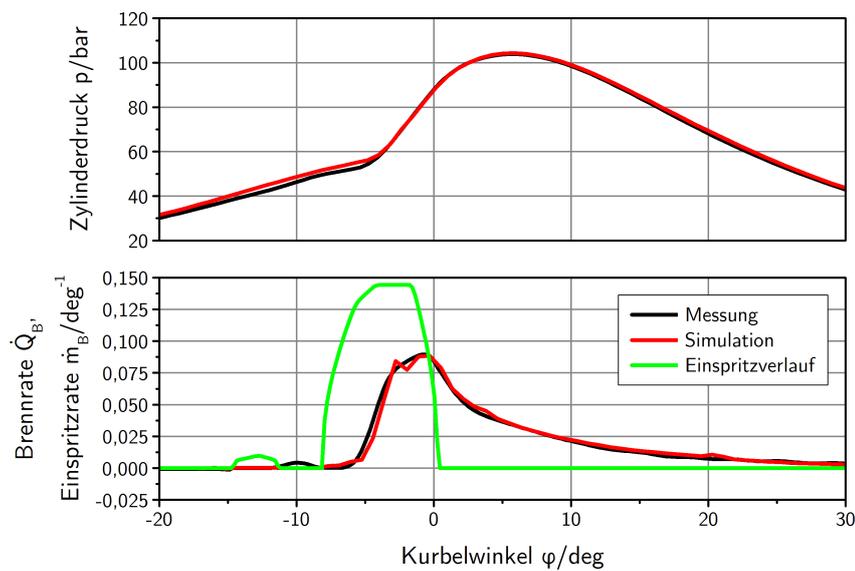


Abbildung 2.9: Vergleich von Zylinderdruck und Brennverlauf aus dem Modell mit Messdaten. Die grüne Kurve gibt den Einspritzverlauf wieder. Betriebspunkt $n = 1020 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 677 \text{ N m}$

2.4 Abgasnachbehandlungsmodell

2.4.1 Aufbau und theoretische Grundlagen

Die Abgasanlage des Versuchsaufbaus ist in Abbildung 2.10 schematisch dargestellt. In der Abgasleitung nach der Niederdruckturbinen befindet sich eine Stauklappe, die den Massenstrom in Leerlauf reduziert. In einem gemeinsamen Gehäuse befinden sich ein Diesel-Oxidationskatalysator (DOC) und ein Diesel-Partikelfilter (DPF). Daran anschließend folgt die Dosierung der Harnstoff-Wasser-Lösung (HWL) und die Mischstrecke. Der SCR-Katalysator besteht aus zwei in einem Gehäuse zusammengefassten Keramikmonolithen mit Vanadiumbeschichtung.

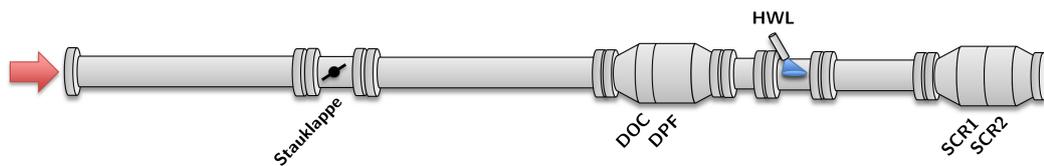


Abbildung 2.10: Schematische Darstellung der Abgasanlage

Die Modellierung erfolgte mit den entsprechenden Komponenten in GT-Suite (siehe Schema Abbildung 2.11). Die Rohrstücke wurden mit den passenden Werkstoffen und Materialstärken modelliert, die Katalysatoren mit Monolithen der entsprechenden Zelldichte und Wandstärke und luftspaltisolierten Stahlblechgehäusen.

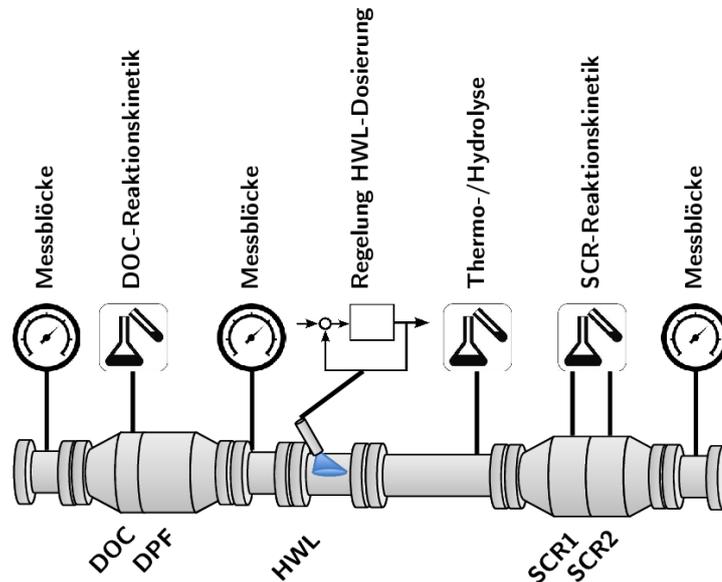
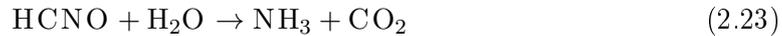


Abbildung 2.11: Simulationsmodell Abgasnachbehandlungssystem, Schema

Da das NO_2/NO_x -Verhältnis für das Verhalten des SCR-Systems essentiell ist, wurde der DOC in Bezug auf die Umwandlung von Stickstoffmonoxid in Stickstoffdioxid

mithilfe eines vereinfachten Modells abgebildet. Zur selektiven katalytischen Reduktion von Stickoxiden wird Ammoniak (NH_3) benötigt. Dieser wird im Fahrzeug aus einer wässrigen Harnstofflösung (AdBlue[®], eingetragene Marke des VDA) [25, 26] mit einem Massenanteil $\xi_{(\text{NH}_2)_2\text{CO}}$ von 32,5% Harnstoff über eine Thermolyse- und eine Hydrolysereaktion im Abgasstrang gewonnen [9]:



Demnach ist die Stoffmenge Ammoniak, die pro Mol Harnstoff entsteht

$$\nu_{\text{NH}_3} = \frac{n_{\text{NH}_3}}{n_{(\text{NH}_2)_2\text{CO}}} = 2. \quad (2.24)$$

Der Ammoniak-Molenstrom \dot{n}_{NH_3} beträgt abhängig vom zudosierten Massenstrom an Harnstoff-Wasser-Lösung (HWL) \dot{m}_{HWL}

$$\dot{n}_{\text{NH}_3} = \frac{\xi_{(\text{NH}_2)_2\text{CO}} \cdot \dot{m}_{\text{HWL}}}{M_{(\text{NH}_2)_2\text{CO}}} \cdot \nu_{\text{NH}_3} = \frac{0,325 \cdot \dot{m}_{\text{HWL}}}{60,06} \cdot 2 = 0,01082 \cdot \dot{m}_{\text{HWL}} \quad (2.25)$$

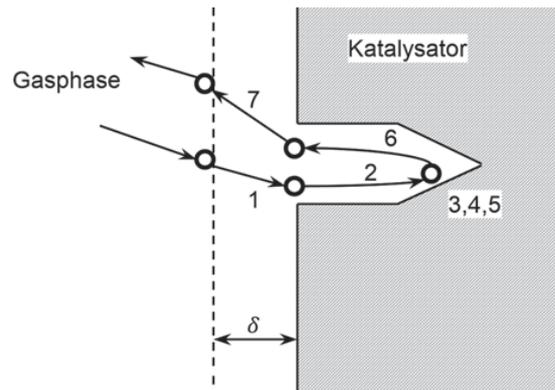
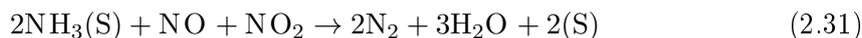
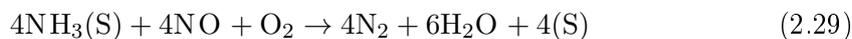


Abbildung 2.12: Schematische Darstellung der heterogenen Katalyse mit den Schritten 1 – Stoffübergang der Edukte durch die Grenzschicht an die Oberfläche des Katalysators, 2 – Diffusion in die Poren, 3 – Adsorption an einem aktiven Zentrum, 4 – Oberflächenreaktion, 5 – Desorption, 6 – Diffusion aus den Poren zur Oberfläche, 7 – Stoffübergang der Produkte von der Oberfläche durch die Grenzschicht. [27]

Abbildung 2.12 stellt schematisch den Ablauf einer heterogen katalysierten Oberflächenreaktion dar. Die chemischen Reaktionen, die dem SCR-Katalysatormodell zugrunde liegen, sind in Gleichung (2.26) bis Gleichung (2.31) angeführt [28]. Darin bedeutet (S) ein aktives Zentrum auf der katalytischen Oberfläche. Ein (S) in einer Molekülformel

bedeutet, dass das entsprechende Molekül an der katalytischen Oberfläche adsorbiert ist.



Gleichung (2.26) und Gleichung (2.27) berücksichtigen die Adsorption und Desorption von Ammoniak, Gleichung (2.28) die Oxidation von Ammoniak. Gleichung (2.29) ist die Standard-SCR-Reaktion mit der Reduktion von Stickstoffmonoxid und Gleichung (2.30) ist die langsame SCR-Reaktion, bei der überschüssiges Stickstoffdioxid reduziert wird. Diese Reaktion benötigt etwa 30% mehr Ammoniak als die beiden anderen Reaktionen. Die letzte Gleichung beschreibt die schnelle SCR-Reaktion, bei der NO_2 und NO in gleichem Maße reduziert werden. Diese Reaktion ist die effizienteste und die in SCR-Katalysatoren erwünschte. Um einen möglichst großen Anteil der Stickoxide über diese Reaktion zu reduzieren, ist ein NO_2/NO_x -Verhältnis möglichst nahe bei 0,5 erforderlich.

Für die entsprechenden Reaktionsraten lassen sich in der Literatur verschiedene Ansätze finden. Überwiegend wird von einem nicht aktivierten Adsorptionsvorgang ausgegangen. Statt eines Langmuir-Ansatzes (Aktivierungsenergie $E = \text{const.}$) wird für die Desorption ein Temkin-Mechanismus ($E = E^*(1 - \gamma\Theta)$) verwendet [29, 30, 31, 32, 33, 34]:

$$r_{\text{ad}} = k_{\text{ad}} \cdot C_{\text{NH}_3} \cdot (1 - \Theta_{\text{NH}_3}) \quad (2.32)$$

$$r_{\text{de}} = k_{\text{de}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{\text{de}}^* \cdot (1 - \gamma\Theta_{\text{NH}_3})}{R_{\text{m}}T}\right) \cdot \Theta_{\text{NH}_3}. \quad (2.33)$$

Die Abhängigkeit der Reaktionsgeschwindigkeit der Oxidation von Ammoniak ist neben der Belegung der aktiven Zentren mit Ammoniak Θ_{NH_3} auch von der Sauerstoffkonzentration ψ_{O_2} im Verhältnis zu einer kritischen Konzentration $\psi_{\text{O}_2}^*$ mit der Ordnung β abhängig: [33]

$$r_{\text{ox}} = k_{\text{ox}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{\text{ox}}}{R_{\text{m}}T}\right) \cdot \left(\frac{\psi_{\text{O}_2}}{\psi_{\text{O}_2}^*}\right)^\beta \cdot \Theta_{\text{NH}_3}. \quad (2.34)$$

Thermisch oberflächenkatalysierte Reaktionen lassen sich nicht eindeutig einem der idealisierten Grenzfälle Langmuir-Hinshelwood-Mechanismus oder Eley-Rideal-Mechanismus zuordnen; diese Reaktionen weisen Merkmale sowohl des einen als auch des anderen Grenzfalles auf. [35] Für die Standard-SCR-Reaktion wird ein Eley-Rideal-Mechanismus angenommen: [36, 37]

$$r_{\text{st}} = k_{\text{st}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{\text{st}}}{R_{\text{m}}T}\right) \cdot C_{\text{NO}} \cdot \Theta_{\text{NH}_3}. \quad (2.35)$$

Im vorliegenden Fall beinhaltet das Abgasnachbehandlungssystem einen DOC, der die Abgaszusammensetzung auch in Bezug auf die Stickoxide verändert. Die Stickoxidemissionen nach DOC bestehen nicht mehr so wie direkt nach dem Motor zum überwiegenden Teil aus Stickstoffmonoxid NO , sondern enthalten auch einen signifikanten Anteil an Stickstoffdioxid NO_2 , abhängig vom Motorbetriebspunkt auch größer als 50%. Deshalb müssen bei der Simulation eines kompletten Abgasnachbehandlungssystems auch die schnelle und die langsame SCR-Reaktion berücksichtigt werden. Auch in diesem Fall wird ein Eley-Rideal-Mechanismus angenommen. [33] Im Gegensatz zu [34] wird bei der schnellen Reaktion eine Reaktion erster Ordnung in Bezug auf NO_2 und zweiter Ordnung in Bezug auf die Belegung der aktiven Zentren Θ_{NH_3} gewählt:

$$r_{\text{fa}} = k_{\text{fa}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{\text{fa}}}{R_{\text{m}}T}\right) \cdot C_{\text{NO}} \cdot C_{\text{NO}_2} \cdot \Theta_{\text{NH}_3}^2 \quad (2.36)$$

$$r_{\text{sl}} = k_{\text{sl}} \cdot \exp\left(-\frac{E_{\text{sl}}}{R_{\text{m}}T}\right) \cdot C_{\text{NO}_2} \cdot \Theta_{\text{NH}_3}. \quad (2.37)$$

Dabei sind r die Reaktionsgeschwindigkeiten, k die Geschwindigkeitskonstanten und E die Aktivierungsenergien mit den Indizes für die jeweilige Reaktion: Adsorption (ad), Desorption (de), Ammoniakoxidation (ox), Standard- (st), langsame (sl) und schnelle (fa) SCR-Reaktion. C ist die Konzentration der jeweiligen im Index bezeichneten Spezies in der Gasphase und Θ_{NH_3} die Beladung der aktiven Zentren mit Ammoniak. T ist die Temperatur und β und γ sind Konstante.

2.4.2 Implementierung des Abgasnachbehandlungsmodells

Validierung des thermischen Verhaltens Zur Abbildung des Abgasnachbehandlungssystems im Simulationsmodell ist es zunächst notwendig, das thermische Verhalten des Systems zu beschreiben. [38] Damit die katalytischen Reaktionen ablaufen können, ist eine bestimmte Anspringtemperatur (*Light-Off*-Temperatur) erforderlich. In SCR-Systemen ist die ausreichende Verdampfung von Wasser aus der Harnstoff-Wasser-Lösung erst ab einer Temperatur von etwa 180°C gewährleistet und die SCR-Reaktionen benötigen Temperaturen von mehr als 200°C . [39, 40, 41]

Zur Charakterisierung des *Light-Off*-Verhaltens wurden verschiedene Lastsprünge vermessen. Abbildung 2.13 bis Abbildung 2.16 zeigen einen Vergleich der gemessenen und der simulierten Temperaturverläufe. Der Lastsprung wurde bei einer Motordrehzahl von $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ durchgeführt. Das Motordrehmoment wurde, nachdem bei $M_{\text{d}} = 680 \text{ Nm}$ ein stationärer Zustand erreicht wurde, sprunghaft auf $M_{\text{d}} = 136 \text{ Nm}$ abgesenkt. Abbildung 2.13 zeigt dabei die Substrattemperatur des DOC, Abbildung 2.14 die Abgastemperatur vor dem SCR-Katalysator und Abbildung 2.15 und Abbildung 2.16 die Temperaturen der Monolithen des SCR-Katalysators.

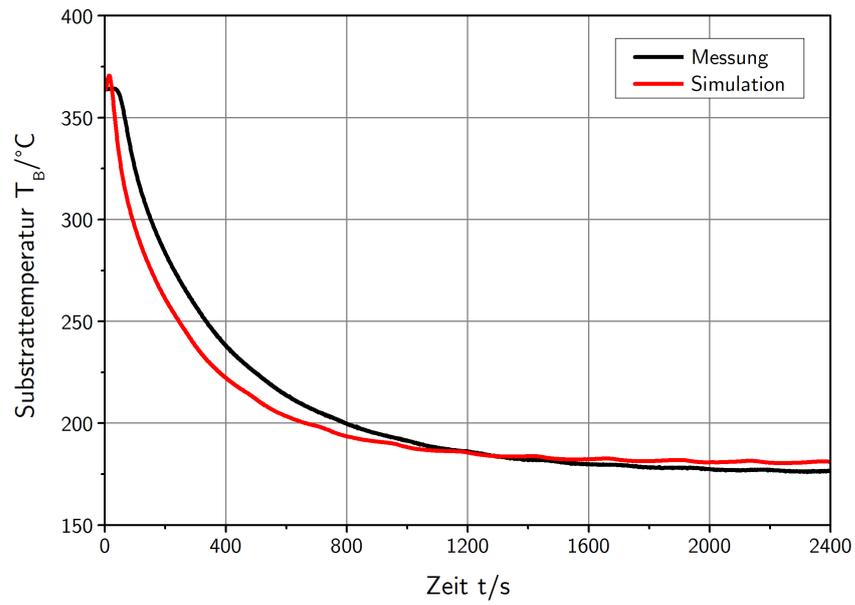


Abbildung 2.13: Thermisches Verhalten der Abgasanlage: Substrattemperatur Diesel-Oxidationskatalysator

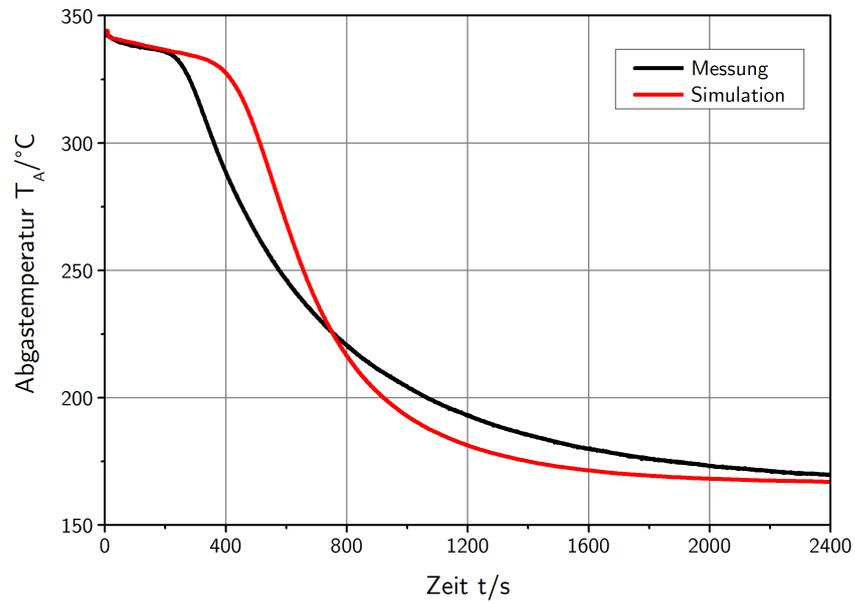


Abbildung 2.14: Thermisches Verhalten der Abgasanlage: Abgastemperatur vor SCR-Katalysator

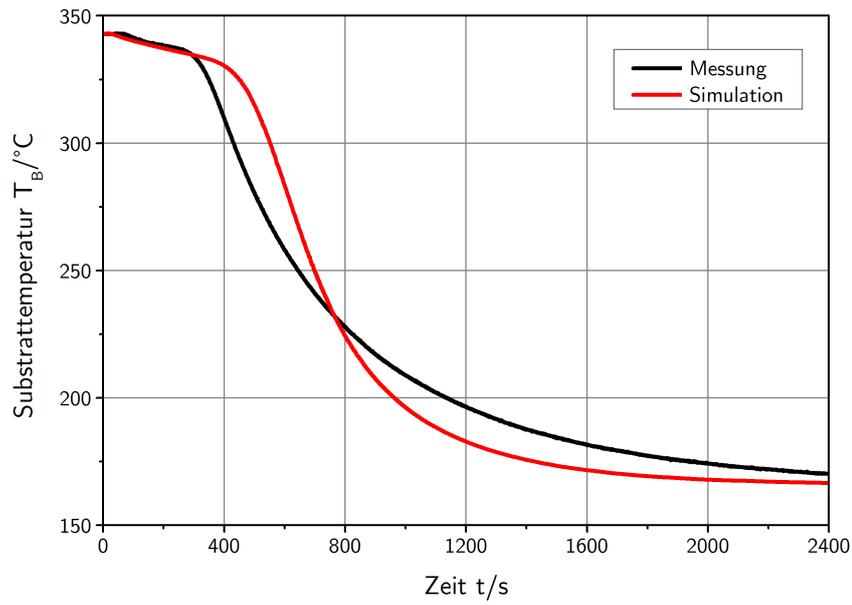


Abbildung 2.15: Thermisches Verhalten der Abgasanlage: Substrattemperatur erster SCR-Monolith

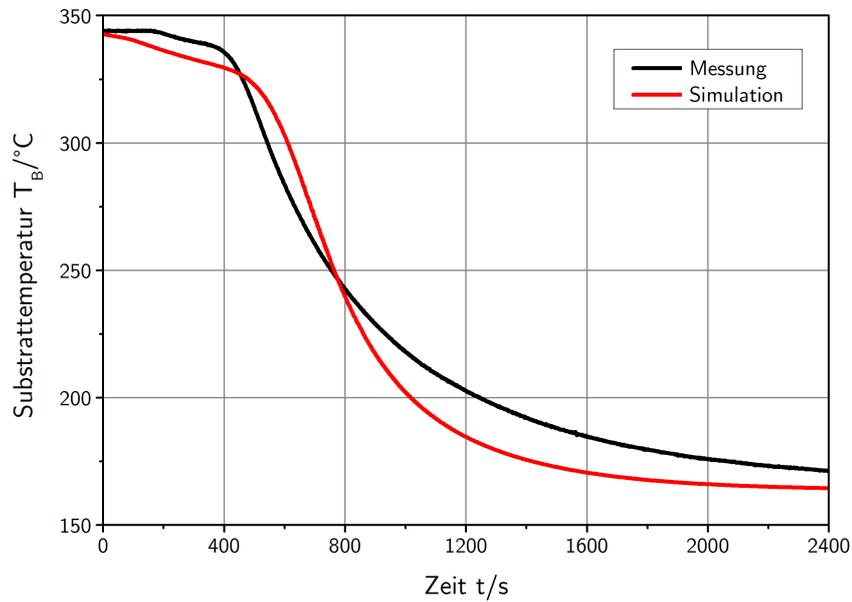


Abbildung 2.16: Thermisches Verhalten der Abgasanlage: Substrattemperatur zweiter SCR-Monolith

Kalibrierung und Validierung des Abgasnachbehandlungsmodells Die Parameter, die sich aus den vorstehenden Gleichungen für die Reaktionsgeschwindigkeiten ergeben und die zur Beschreibung des SCR-Katalysators nötig sind, sind in Tabelle 2.4 zusammengefasst.

In einer isolierten Herangehensweise, bei der – wie in der Verfahrenstechnik üblich – allein der SCR-Katalysator betrachtet wird, werden Untersuchungen zur Charakterisierung der katalytischen Reaktionen an einem Heißgasprüfstand durchgeführt. [34] Zur Kalibrierung der Parameter des Reaktionskinetikmodells können in einer solchen Konfiguration die jeweiligen Reaktionen einzeln behandelt werden, wobei neben der Gastemperatur und der Raumgeschwindigkeit vor allem die Gaszusammensetzung frei gewählt werden kann. Beispielsweise wird zur Beschreibung des Adsorptions- und Desorptionsverhaltens ein Gasgemisch aus Helium, Sauerstoff, Wasser und Ammoniak eingesetzt.

Am Motorprüfstand bestehen diese Möglichkeiten nicht. Hier sind in jedem Betriebspunkt alle Schadstoffkomponenten im Abgas vorhanden, lediglich die HWL-Dosierrate kann frei gewählt werden. Auch Raumgeschwindigkeit und Abgastemperatur lassen sich nicht beliebig kombinieren. Die Herausforderung besteht also darin, durch eine geeignete Auswahl von Versuchsabläufen trotz der beschriebenen Einschränkungen zu einer zuverlässigen Kalibrierung zu kommen.

Als gut geeignet haben sich folgende Versuche in Stationärpunkten herausgestellt: Der Motor samt Abgasanlage wird bei konstanten Bedingungen (Abgastemperatur, Abgasmassenstrom/Raumgeschwindigkeit, Abgaszusammensetzung) betrieben. Sobald sich ein stationärer Zustand einstellt, wird für einen bestimmten Zeitraum Harnstoff-Wasser-Lösung überstöchiometrisch zudosiert. Dabei beobachtet man den Zeitpunkt des Ammoniakdurchbruchs, der von der Speicherkapazität des Katalysators abhängt und den Verlauf des Ammoniak schlupfs, sowie Verlauf und Höhe der Umsatzrate der Stickoxide. [42] Die Abbildungen 2.17 bis 2.22 zeigen solche Versuche in verschiedenen Betriebspunkten.

Ausgehend von den für verschiedene Katalysatorvarianten in der Literatur verfügbaren Parametern für das Reaktionskinetikmodell wurde in mehreren Kalibrierungsschritten die Abstimmung des Modells an die bestehende Konfiguration angepasst. Die Vorgehensweise wurde hierbei ähnlich wie in Abschnitt 2.3 gewählt: Der Verlauf der Messdaten der verschiedenen Schadstoffkomponenten am Ausgang des Abgasnachbehandlungssystems wurde mit den Werten aus der Simulation verglichen und entsprechend Gleichung (2.21) wurde ein quadratischer Mittelwert der Differenz gebildet. Dieser Wert diente als Basis zur Bewertung der in geeigneten Versuchsplänen berechneten Parametervariationen.

Die so ermittelten Parameterwerte sind in Tabelle 2.4 zusammengefasst. In den Abbildungen 2.17 bis 2.22 sind die mit diesem Parametersatz berechneten Simulationsergebnisse für die Ammoniakkonzentration nach SCR-Katalysator in roter Farbe den Messergebnissen in Schwarz gegenübergestellt.

Reaktion	Geschwindigkeitskonstante k $\text{mol m}^{-3} \text{s}^{-1}$	Aktivierungsenergie E kJ mol^{-1}	γ, β	Kritische Konzentration
Adsorption	$k_{\text{ad}} = 1038$	–	–	–
Desorption	$k_{\text{de}} = 8,725 \cdot 10^{10}$	$E_{\text{de}}^* = 124,2$	$\gamma = 0,285$	–
NH ₃ -Oxidation	$k_{\text{ox}} = 2,2 \cdot 10^{10}$	$E_{\text{ox}} = 139,0$	$\beta = 1,2$	$\psi_{\text{O}_2}^* = 0,06$
Standard	$k_{\text{st}} = 8,808 \cdot 10^{21}$	$E_{\text{st}} = 246,1$	–	–
Schnell	$k_{\text{fa}} = 3,908 \cdot 10^8$	$E_{\text{fa}} = 10,87$	–	–
Langsam	$k_{\text{sl}} = 42,5$	$E_{\text{sl}} = 8,4$	–	–

Tabelle 2.4: Werte der Parameter für das Reaktionskinetikmodell des SCR-Katalysators

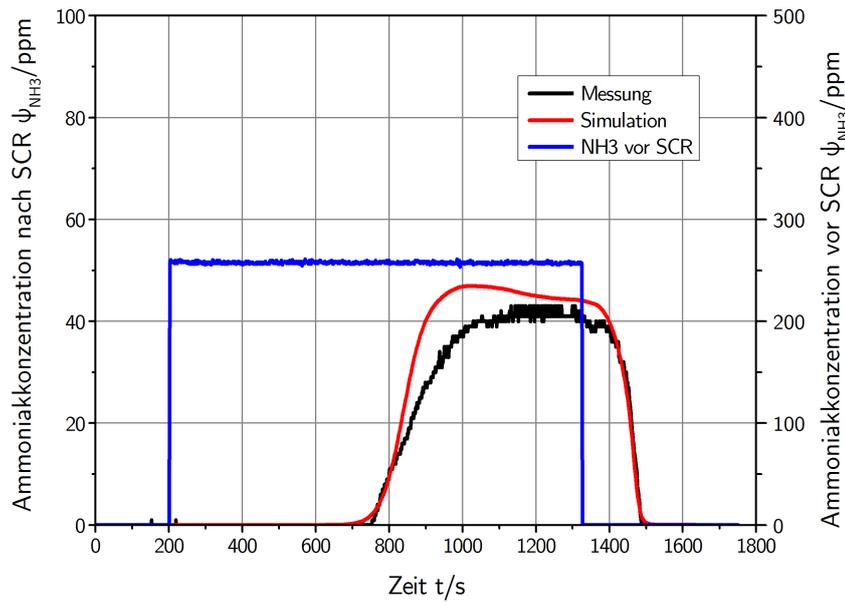


Abbildung 2.17: Adsorptions- und Desorptionsverhalten der SCR-Katalysatoren

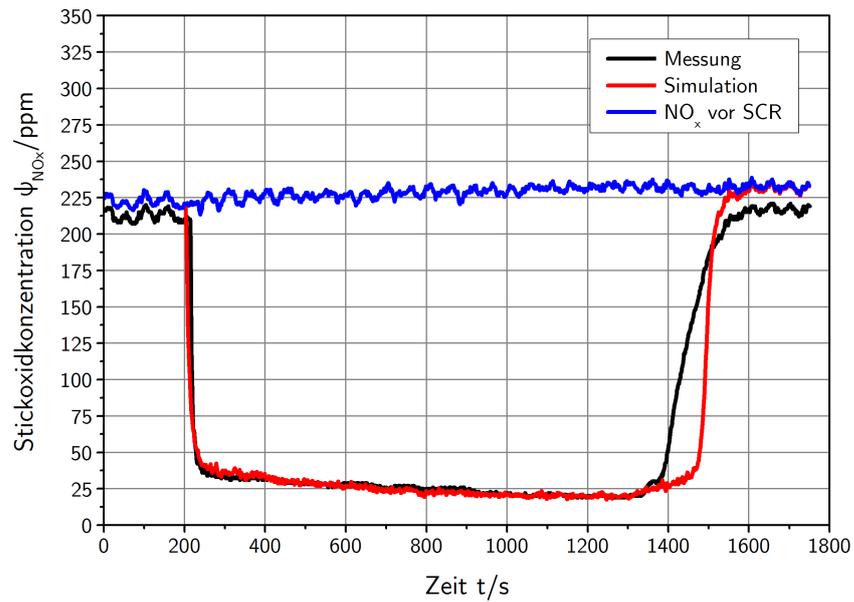


Abbildung 2.18: Stickoxidkonzentration

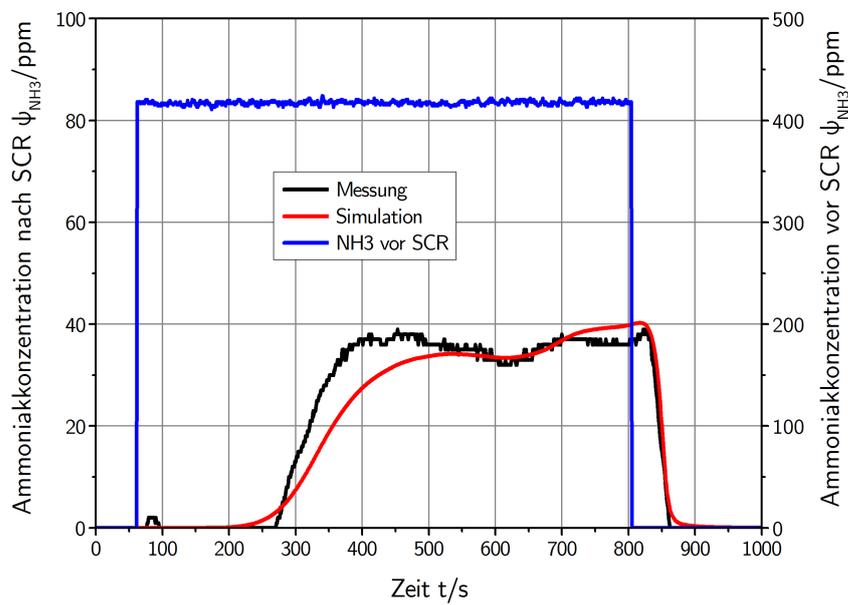


Abbildung 2.19: Adsorptions- und Desorptionsverhalten der SCR-Katalysatoren

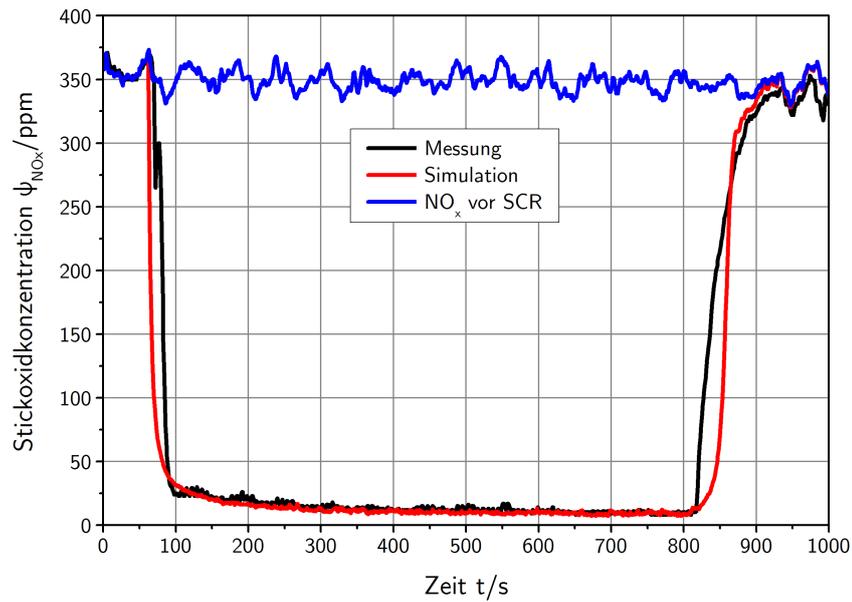


Abbildung 2.20: Stickoxidkonzentration

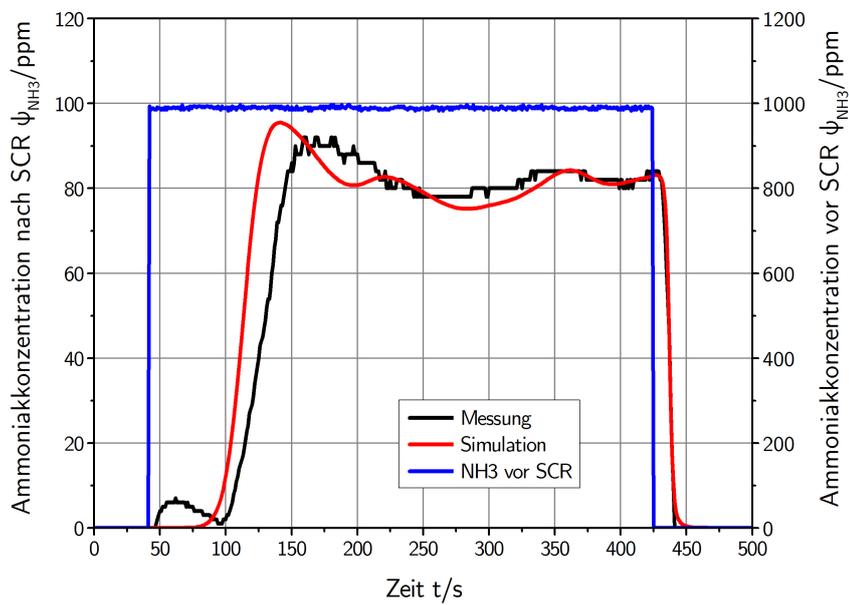


Abbildung 2.21: Adsorptions- und Desorptionsverhalten der SCR-Katalysatoren

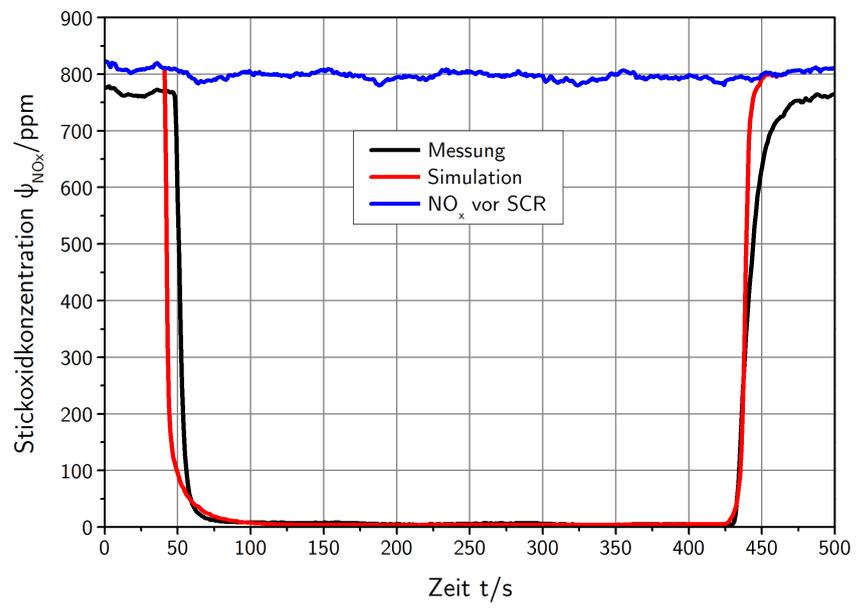


Abbildung 2.22: Stickoxidkonzentration

Zur Validierung des Modells und um zu zeigen, dass auch das dynamische Verhalten des Abgasnachbehandlungssystems wiedergegeben wird, wird die im *Worldwide Harmonized Transient Cycle* (WHTC) am Motorprüfstand gemessene Beaufschlagung des SCR-Katalysators im Simulationsmodell vorgegeben. Die Stickoxidkonzentration am Ausgang wird dann mit dem gemessenen Wert verglichen. [43] Abbildung 2.23 zeigt das entsprechende Ergebnis im relevanten zeitlichen Bereich des Zyklus: Das obere Diagramm zeigt einen Vergleich von gemessener und berechneter Substrattemperatur und die HWL-Dosiermenge. Das mittlere Diagramm gibt die Stickoxidkonzentrationen im Simulationsmodell vor und nach SCR-Katalysator wieder. Das untere Diagramm vergleicht Messwerte und Simulationsergebnisse der Stickoxidkonzentration am Katalysatorausgang.

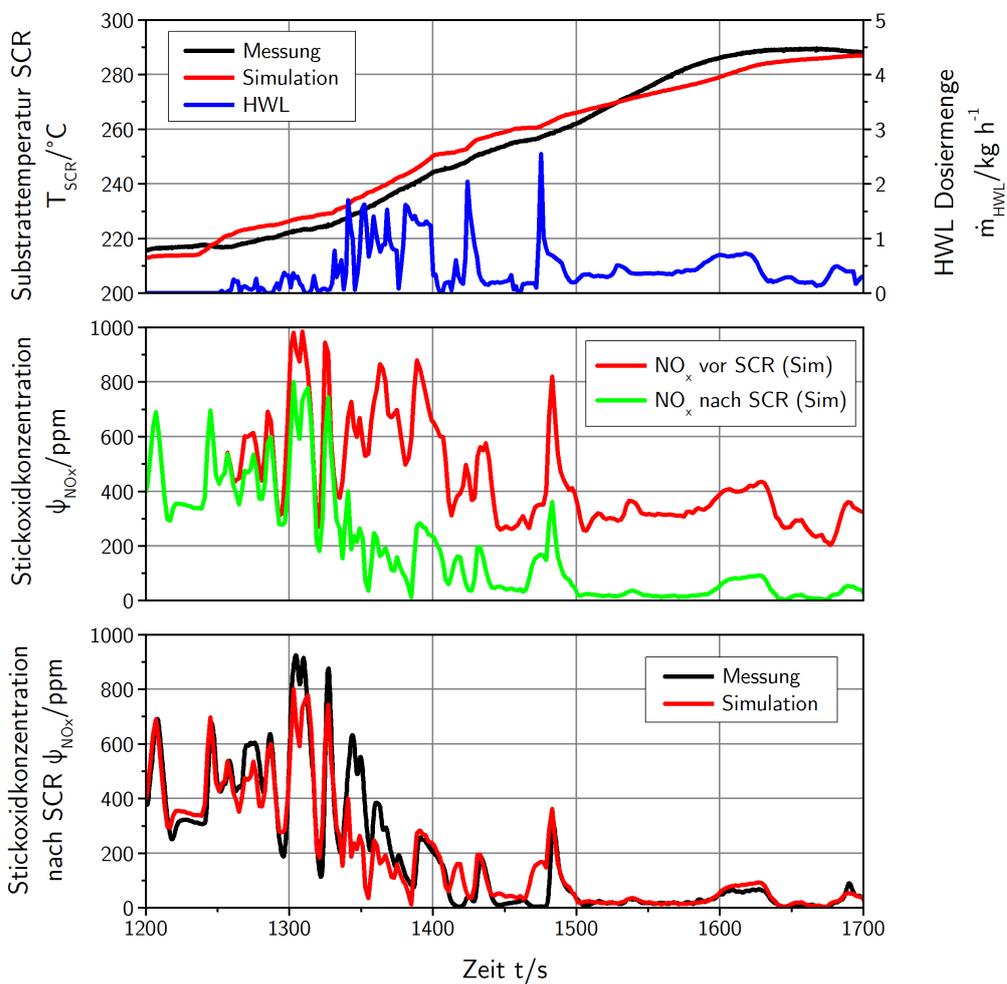


Abbildung 2.23: SCR-Katalysator im WHTC

2.5 Gesamtmodell

2.5.1 Detailliertes Motormodell – Stationäre Betriebspunkte

Das Verbrennungsmodell und das Modell zur Vorhersage der Stickoxidemissionen werden nun in einem ersten Schritt in einem vollständigen Motormodell, das den gesamten Luftpfad abbildet, eingesetzt. Dieses Motormodell umfasst die zweistufige Abgasturboaufladung mitsamt Ladeluftkühlung in jeder Stufe sowie eine gekühlte Hochdruckabgasrückführung (Abbildung 2.24). Die Kernaufgabe eines solchen Modells ist die zuverlässige Wiedergabe von Drehmoment, Verbrauch und – im vorliegenden Fall – Stickoxidemissionen.

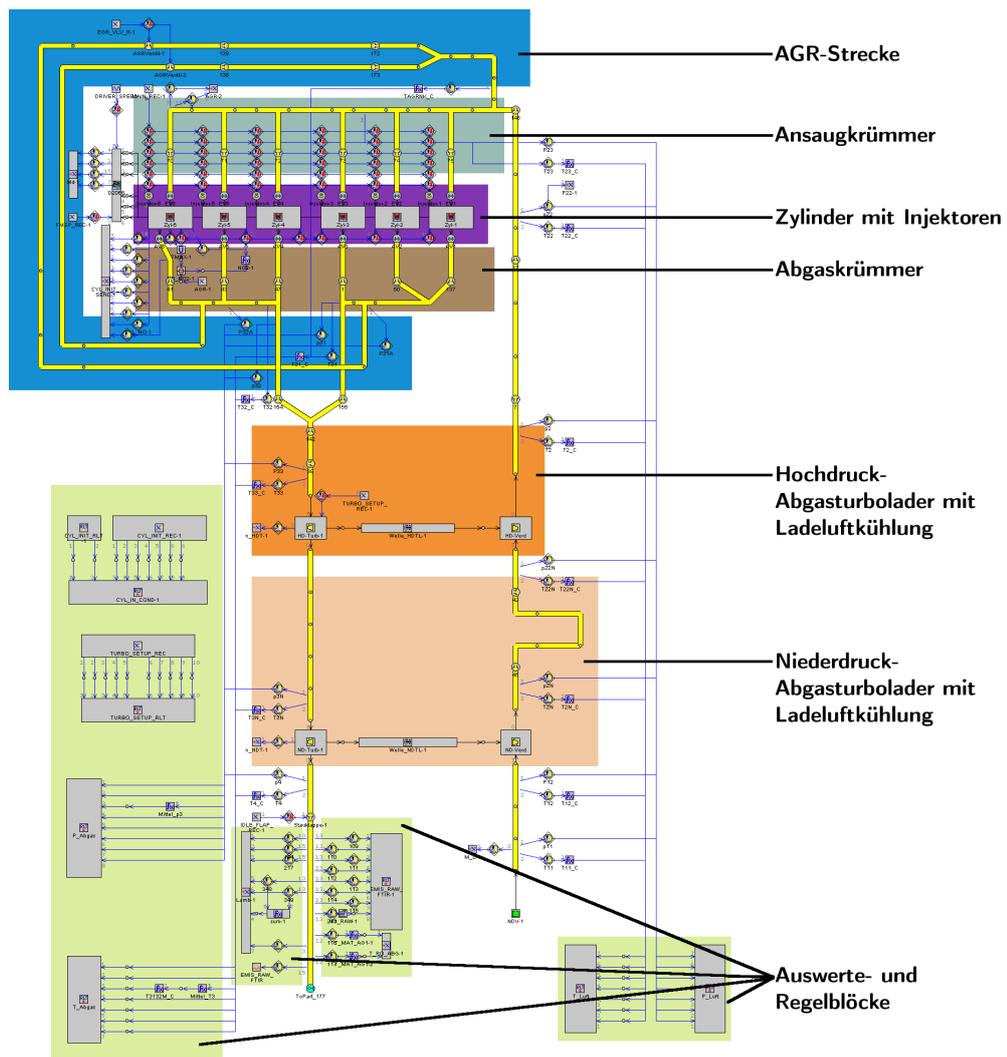


Abbildung 2.24: Simulationsmodell Motor, GT-Suite Bildschirmfoto

Abbildung 2.25 zeigt einen Vergleich der Messdaten mit den berechneten Werten

des Volllastdrehmoments. Abbildung 2.26 zeigt den spezifischen Verbrauch und Abbildung 2.27 die Stickoxidemissionen. Die beiden Betriebspunkte bei 900 min^{-1} und 1020 min^{-1} weisen deutliche Abweichungen auf. Der Grund dafür ist in Abbildung 2.28 zu erkennen: Die Vorgabewerte für die Luftzahl konnten in diesen beiden Punkten im Modell nicht erreicht werden. Der Komplexität des Modells mit zweistufiger Abgasturboaufladung und gekühlter Hochdruck-AGR geschuldet konnte hier das Druckgefälle über die AGR-Leitung nicht exakt nachgebildet werden.

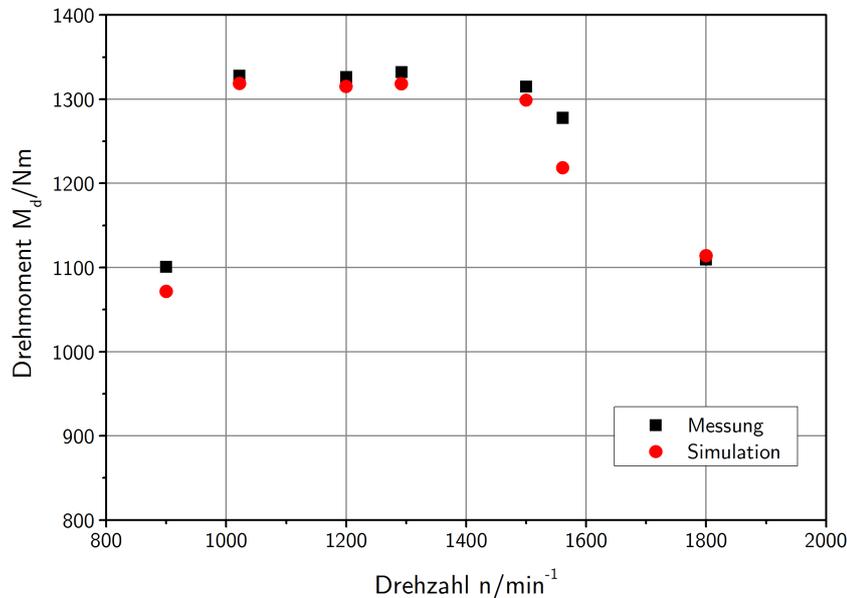


Abbildung 2.25: Vergleich von Messung und Simulation, Volllastdrehmoment

Die entsprechenden Werte bei einer Last von 50% sind in Abbildung 2.29 bis Abbildung 2.31 gezeigt.

Nach einer Überprüfung des Modells in den gezeigten stationären Betriebspunkten ist außerdem von Interesse, wie weit das Modell in der Lage ist, den Einfluss der wesentlichen Einstellgrößen wiederzugeben. Zu diesem Zweck wurden die in einigen Teillastpunkten (Abbildung 2.2) durchgeführten Variationen von Luftzahl und Einspritzzeitpunkt mit dem Motormodell nachgerechnet.

Abbildung 2.32 und Abbildung 2.33 zeigen eine Variation der Luftzahl bei konstantem Ladedruck und Einspritzzeitpunkt. Wie zuvor beschrieben ergibt sich mit der eingesetzten Regelstrategie bei geänderter Luftzahl auch eine Änderung der AGR-Rate. Steigt die Luftzahl, sinkt die AGR-Rate und umgekehrt. Die AGR-Rate hat maßgeblichen Einfluss auf die Stickoxidemissionen [11]. Das rückgeführte Abgas hat im Vergleich zur Luft, die durch das Abgas ersetzt wird, eine höhere Wärmekapazität und senkt so die Verbrennungstemperaturen. Da die Bildung von Stickoxiden in erster Linie von den Spitzentemperaturen im Brennraum abhängt, können so die Stickoxidemissionen wirkungsvoll verringert werden. Abbildung 2.33 zeigt dementsprechend eine deutliche Erhöhung der Stickoxidemissionen mit steigender Luftzahl und damit sinkender AGR-

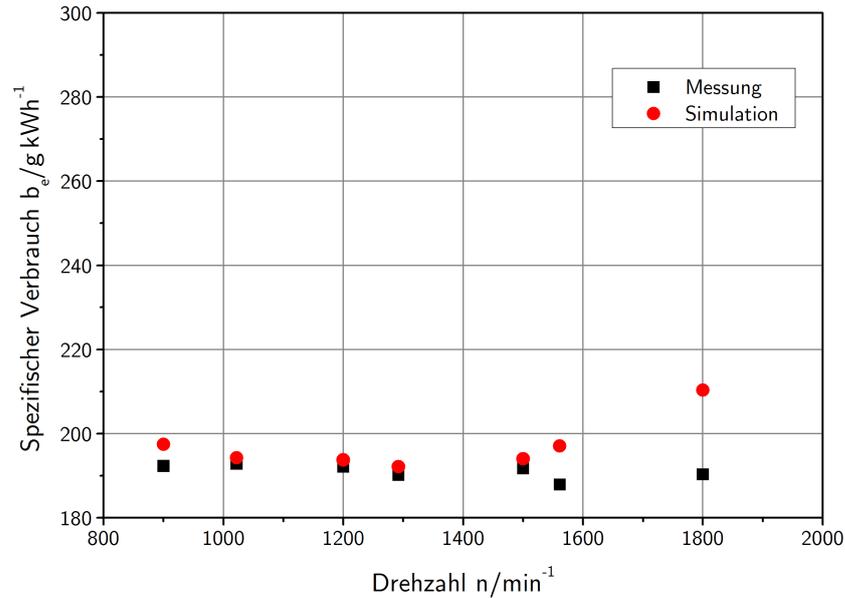


Abbildung 2.26: Vergleich von Messung und Simulation, Spezifischer Verbrauch bei Vollast

Rate.

Im Gegensatz dazu ist der Einfluss der Luftzahl auf den spezifischen Verbrauch im betrachteten Bereich nicht nennenswert.

Mit dem Einspritzbeginn wird die Lage des Verbrennungsschwerpunkts festgelegt. Eine zu späte Schwerpunktlage bedeutet, dass mehr Energie aus dem Kraftstoff als notwendig mit dem Abgas ungenutzt den Brennraum verlässt. Durch einen zu frühen Schwerpunkt steigen die Wandwärmeverluste im Brennraum an. Das Wirkungsgradoptimum liegt also bei einer »mittleren« Schwerpunktlage, in Abbildung 2.34 bei einem Einspritzbeginn von etwa 4°KW vor dem oberen Totpunkt. Der Einfluss der Schwerpunktlage auf die Stickoxidemissionen ist aus Abbildung 2.35 zu sehen: Je später die Verbrennung liegt, desto niedriger sind auf Grund sinkender Spitzentemperaturen auch die Stickoxidemissionen.

Anhand der beispielhaft gezeigten Simulationsergebnisse kann sichergestellt werden, dass das Modell das Verhalten des Motors im Stationärbetrieb richtig wiedergibt.

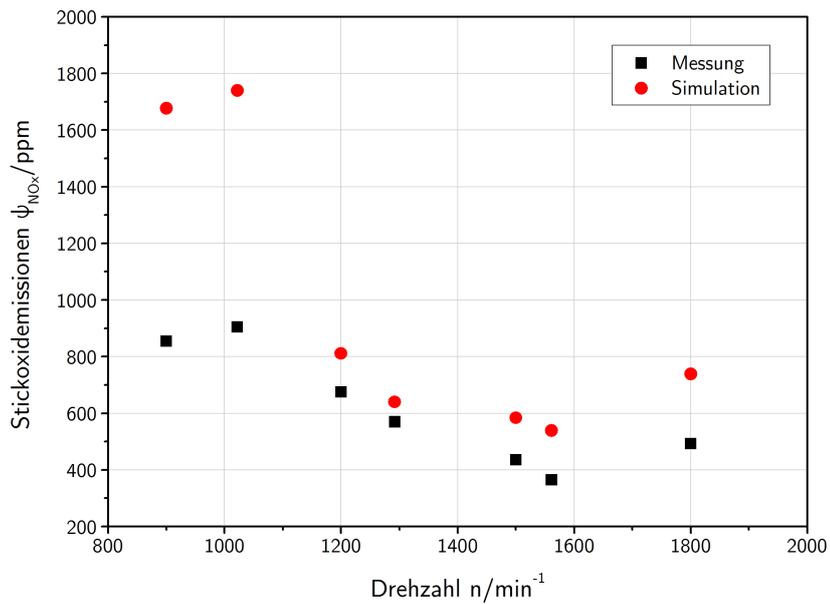


Abbildung 2.27: Vergleich von Messung und Simulation, Stickoxidemissionen bei Vollast

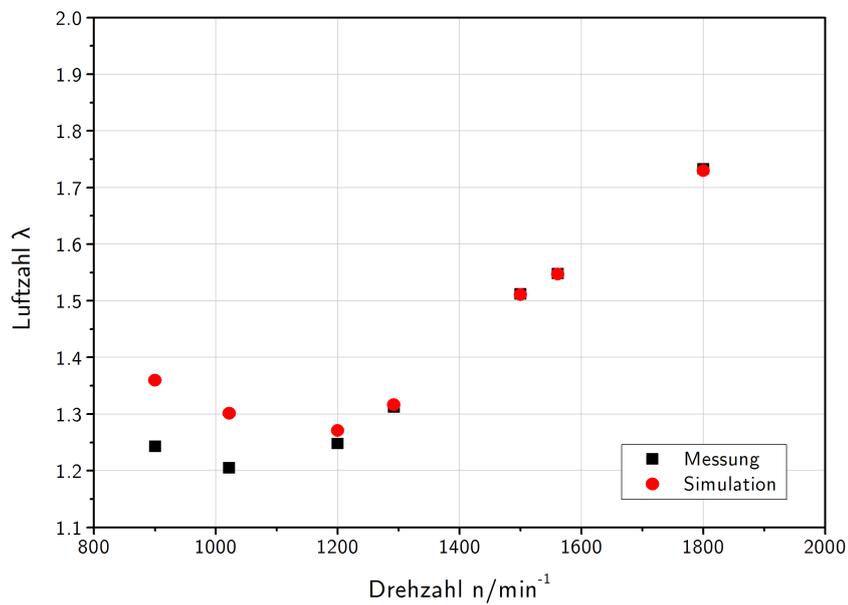


Abbildung 2.28: Vergleich von Messung und Simulation, Luftzahl bei Vollast

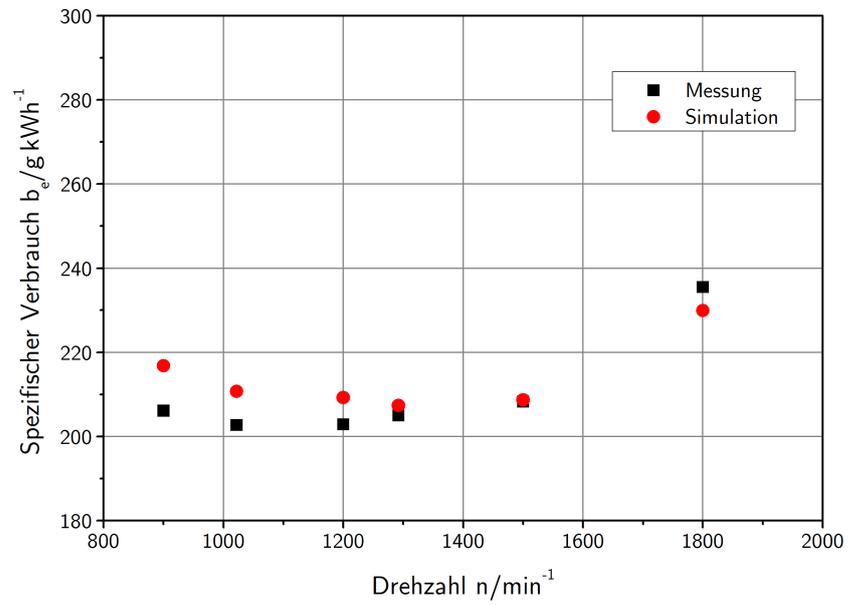


Abbildung 2.29: Vergleich von Messung und Simulation, Spezifischer Verbrauch bei 50% Last

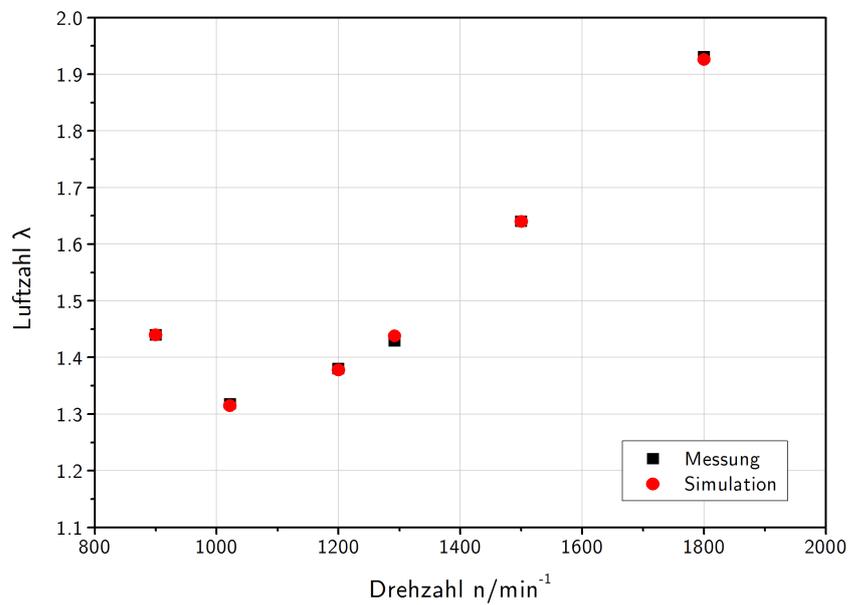


Abbildung 2.30: Vergleich von Messung und Simulation, Luftzahl bei 50% Last

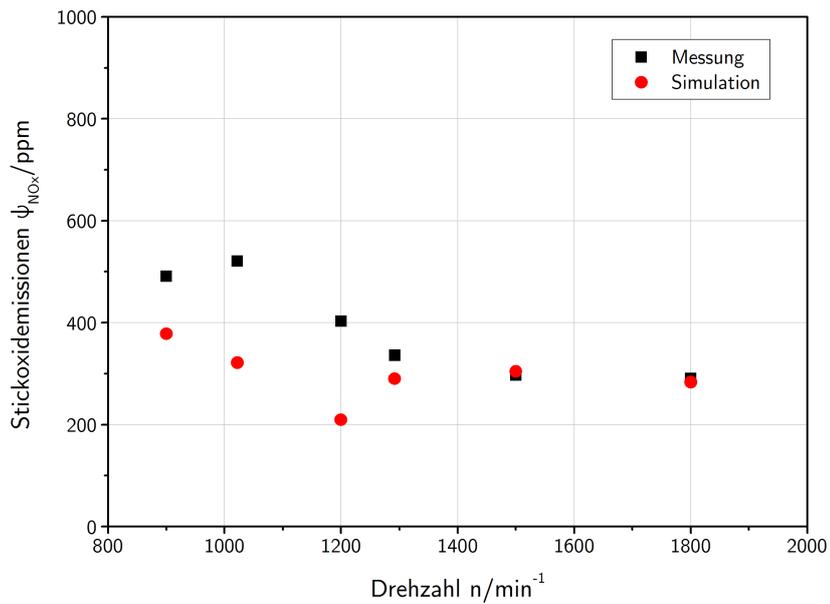


Abbildung 2.31: Vergleich von Messung und Simulation, Stickoxidemissionen bei 50% Last

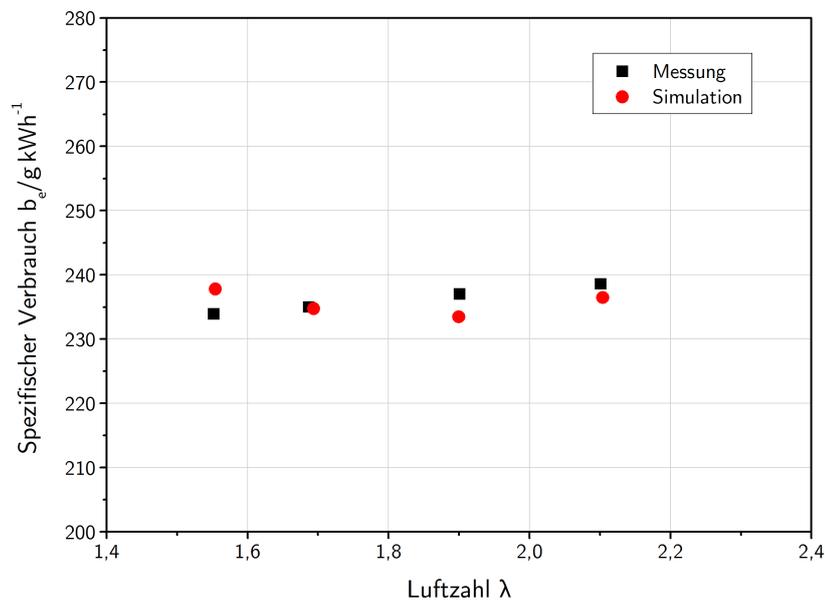


Abbildung 2.32: Vergleich von Messung und Simulation, Spezifischer Verbrauch über Luftzahl. Betriebspunkt 20 - $n = 1290 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 340 \text{ N m}$

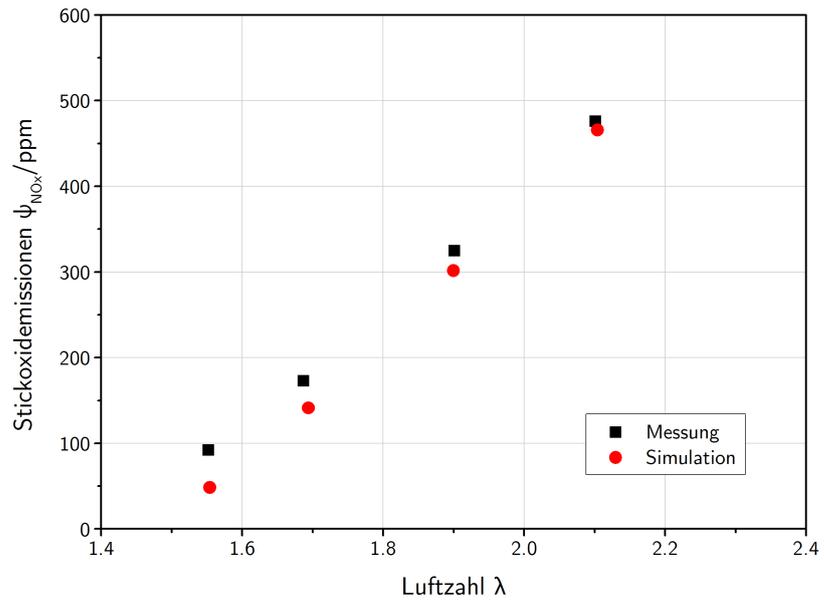


Abbildung 2.33: Vergleich von Messung und Simulation, Stickoxidemissionen über Luftzahl. Betriebspunkt 20 - $n = 1290 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 340 \text{ Nm}$

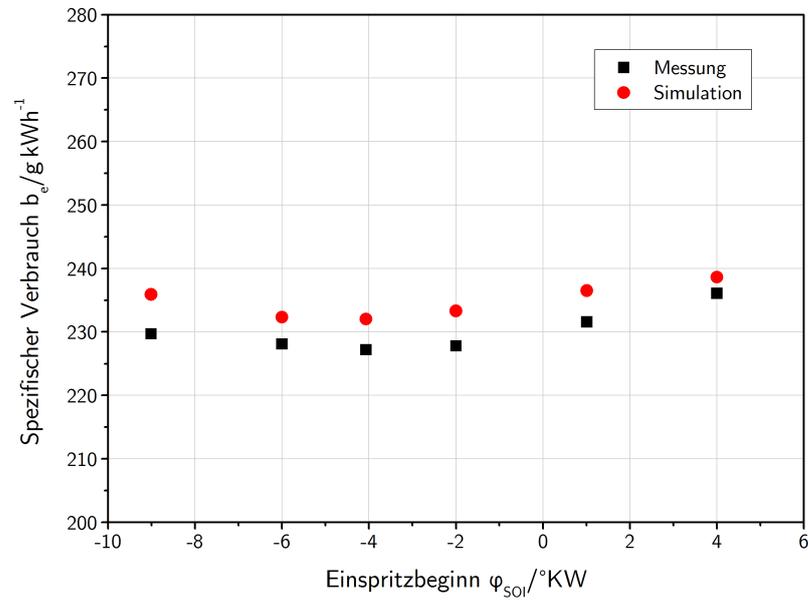


Abbildung 2.34: Vergleich von Messung und Simulation, Spezifischer Verbrauch über Einspritzbeginn. Betriebspunkt 7 - $n = 890 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 275 \text{ Nm}$

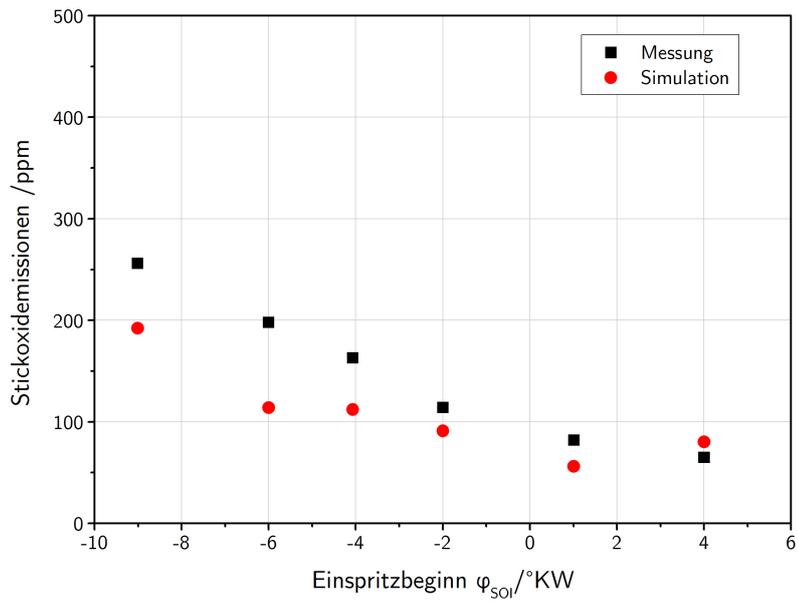


Abbildung 2.35: Vergleich von Messung und Simulation, Stickoxidemissionen über Einspritzbeginn. Betriebspunkt 7 - $n = 890 \text{ min}^{-1}$, $M_d = 275 \text{ N m}$

2.5.2 Kombination von Motor- und Abgasnachbehandlungsmodell

Nachdem nun ein detailliertes physikalisches Modell sowohl vom Motor als auch vom Abgasnachbehandlungsmodell zur Verfügung steht, ist der nächste Schritt, diese beiden Teilmodelle zu einem umfassenden Gesamtmodell zu kombinieren. [44]

Die eingesetzte Software bietet dazu ein Werkzeug namens »*Circuit Splitter*«, das erlaubt, das Modell in zwei Strömungsdomänen aufzuteilen (Abbildung 2.36). Dabei werden Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung zwischen den beiden Strömungskreisläufen ausgetauscht und ein PID-Regler regelt den Massenstrom. [45]

Der Vorteil dieser Vorgangsweise liegt in der Möglichkeit, für jeden Strömungskreislauf einen individuellen Gleichungslöser und Zeitschritt zu verwenden. Dadurch kann bei konstanter Ergebnisqualität der Rechenaufwand reduziert werden.

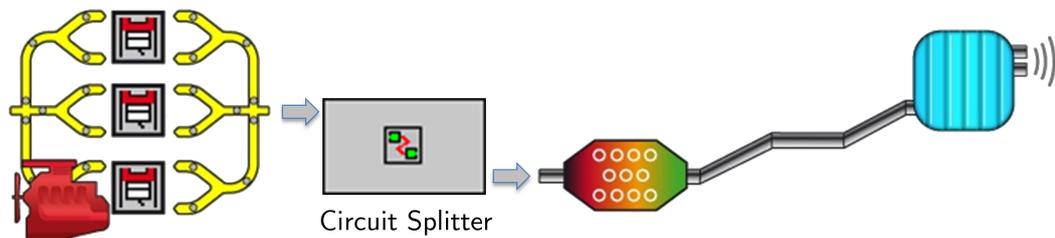


Abbildung 2.36: Kombination von Motormodell und Abgasnachbehandlungsmodell zu einem Gesamtmodell [46]

2.5.3 Transienter Zyklus

Um das Modell in einem transienten Zyklus verwenden zu können, muss nun gezeigt werden, dass auch das dynamische Verhalten des Motors vom Simulationsmodell wiedergegeben werden kann.

Abbildung 2.37 zeigt den in den vorliegenden Untersuchungen verwendeten transienten Zyklus. Als Basis diente dabei der *Worldwide Harmonized Transient Cycle (WHTC)*, der um die Abschnitte reduziert wurde, die mit dem gegebenen Aufbau nicht fahrbar waren. Im Speziellen waren das alle Schubphasen und die größten Dynamikspitzen, die mit der eingesetzten Wirbelstrombremse nicht realisiert werden konnten.

Die wesentlichen Größen, die das Gesamtmodell in der Lage sein muss wiederzugeben, sind Kraftstoffverbrauch und Stickoxidemissionen. Abbildung 2.38 zeigt den kumulierten, Abbildung 2.39 den spezifischen Kraftstoffverbrauch über dem transienten Zyklus. In den Diagrammen wird jeweils das Messergebnis (schwarz) mit dem Simulationsergebnis (rot) verglichen.

Weiters werden die gemessenen mit den berechneten Stickoxidemissionen verglichen, Abbildung 2.40 zeigt die Rohemissionen vor SCR-Katalysator und Abbildung 2.41 die Auspuffemissionen.

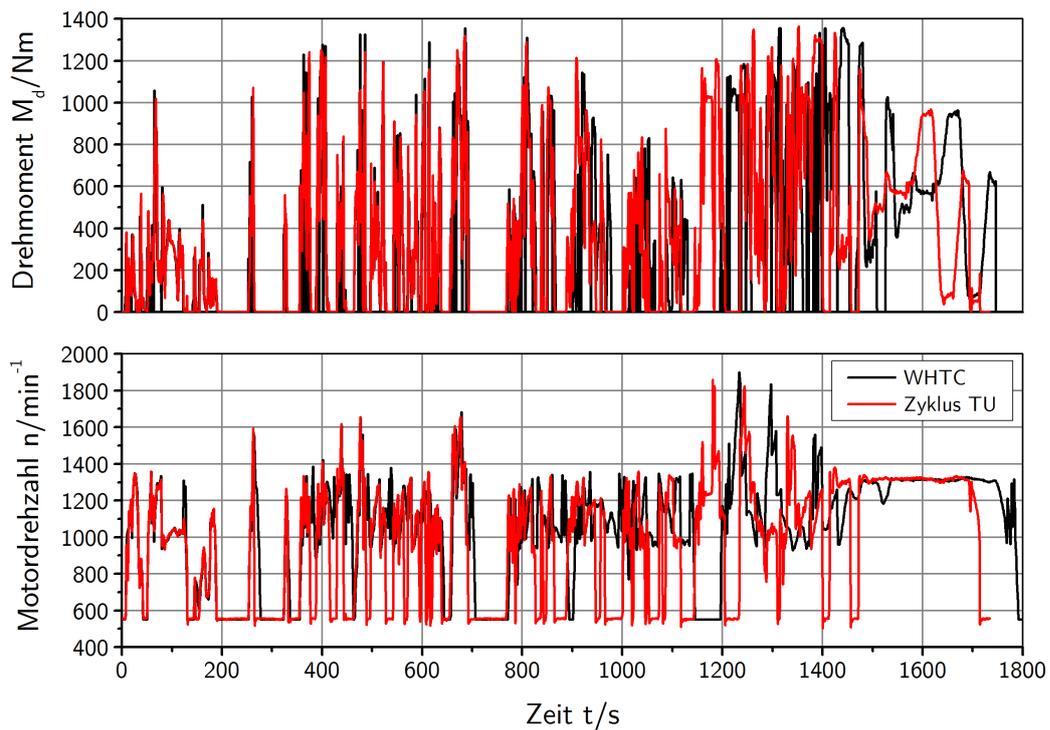


Abbildung 2.37: Vergleich von WHTC und dem für die gezeigten Untersuchungen verwendeten transienten Zyklus.

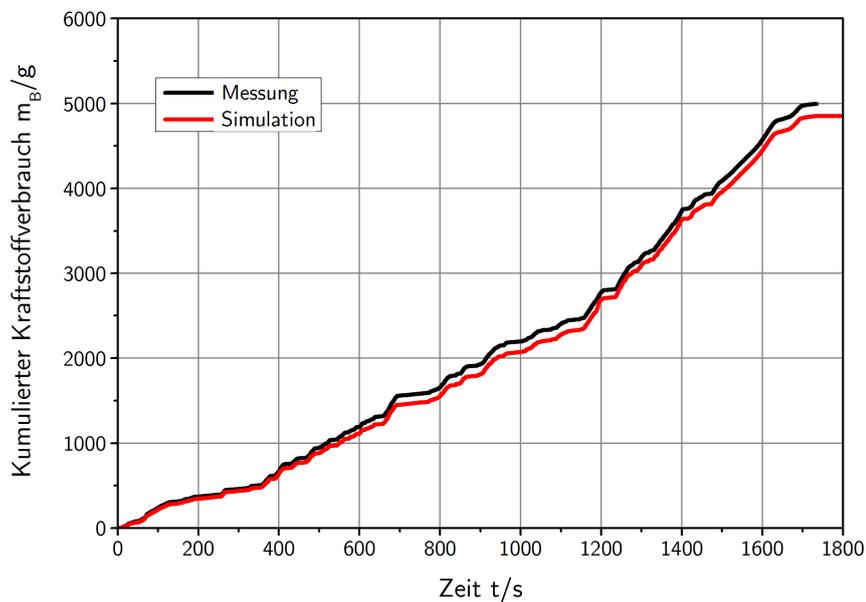


Abbildung 2.38: Kumulierter Kraftstoffverbrauch im transienten Zyklus; Vergleich Messung und Simulation

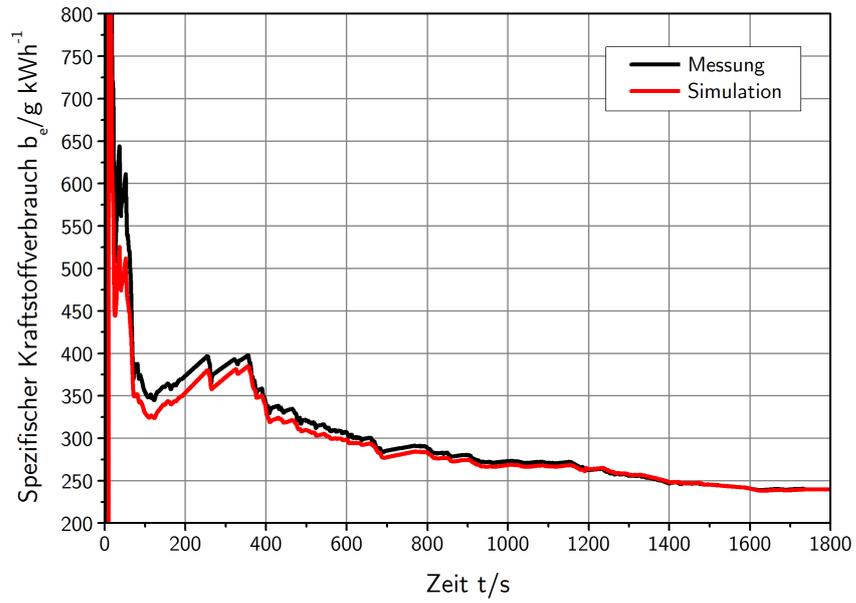


Abbildung 2.39: Spezifischer Kraftstoffverbrauch im transienten Zyklus; Vergleich Messung und Simulation

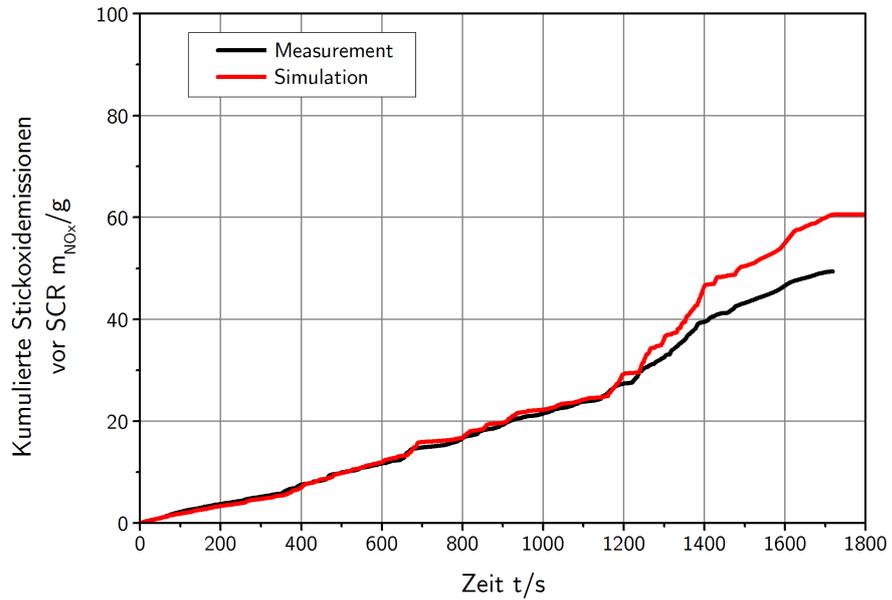


Abbildung 2.40: Kumulierte Stickoxidemissionen vor SCR-Katalysator im transienten Zyklus; Vergleich Messung und Simulation

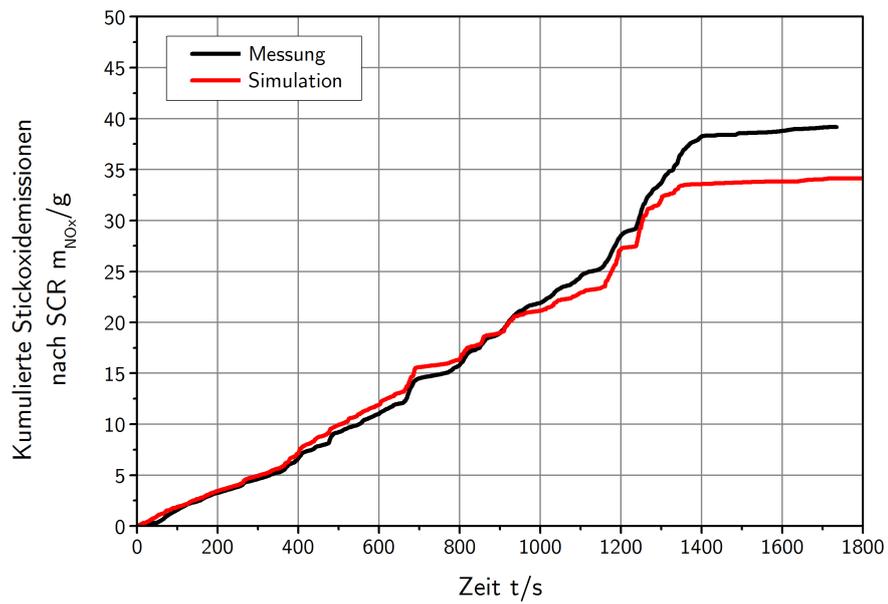


Abbildung 2.41: Kumulierte Stickoxidemissionen nach SCR-Katalysator im transienten Zyklus; Vergleich Messung und Simulation

Um die Sensitivität des Modells auf die relevanten Betriebsparameter zu überprüfen, wurden diese variiert und der Einfluss auf die Ergebnisse im transienten Zyklus wurde analysiert. Die Abbildungen 2.42 bis 2.44 zeigen eine Variation der Luftzahl im transienten Zyklus. Dafür wurde ein sogenannter »Lambdafaktor« eingeführt, der einen Multiplikator für das gesamte Lambda-Sollwertkennfeld darstellt. Dieser Faktor wurde sowohl am Prüfstand implementiert als auch im Simulationsmodell.

Wie bereits in den Stationärergebnissen beobachtet hat die Veränderung der Luftzahl keinen signifikanten Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch (Abbildung 2.42). Mit steigender Luftzahl sinkt jedoch die Abgasrückführrate, was in steigenden Stickoxidemissionen resultiert. Daher steigen sowohl die Stickoxid-Rohemissionen (Abbildung 2.43) als auch die Auspuffemissionen (Abbildung 2.44).

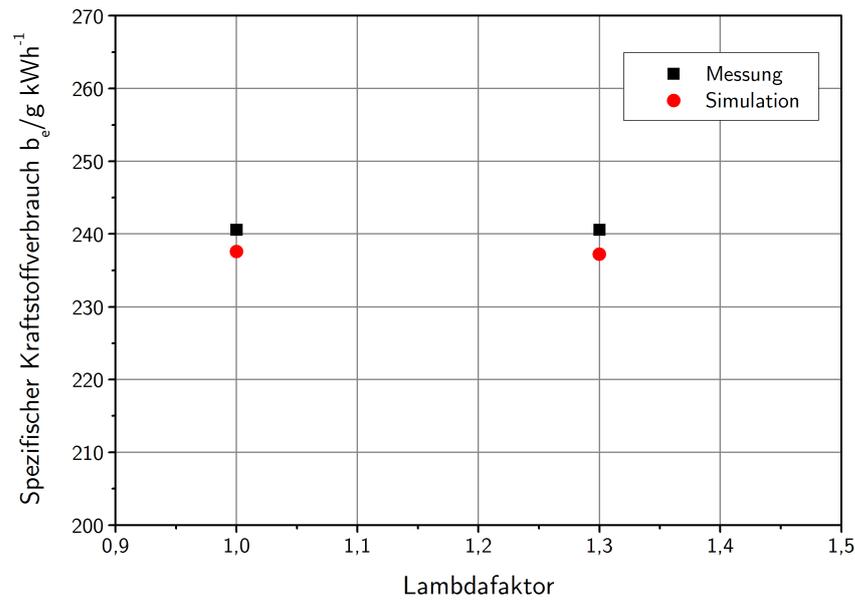


Abbildung 2.42: Spezifischer Kraftstoffverbrauch bei Lambdavariation im transienten Zyklus

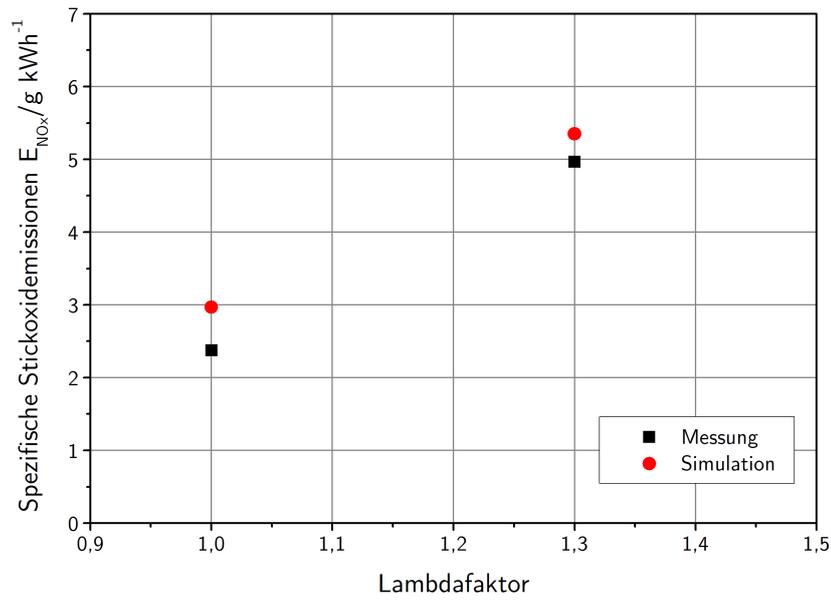


Abbildung 2.43: Spezifische Stickoxid-Rohemissionen bei Lambdavarisation im transienten Zyklus

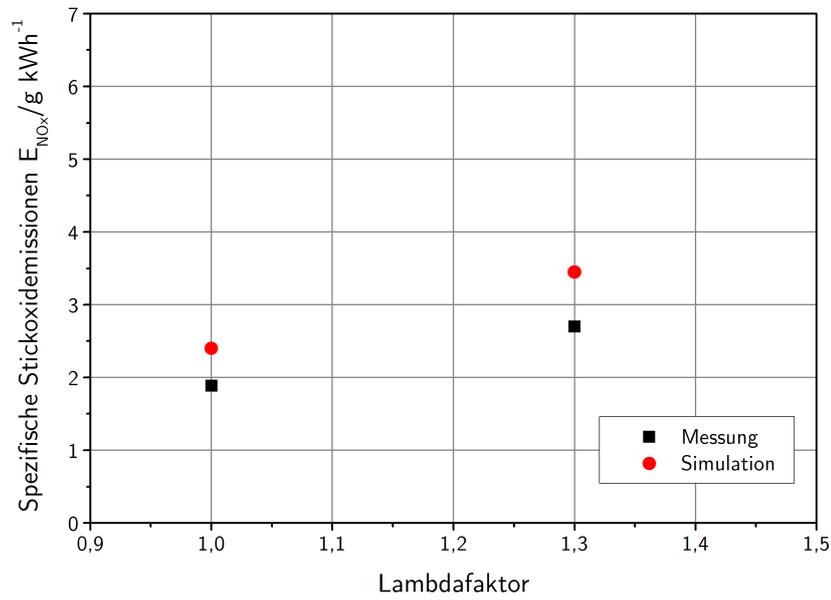


Abbildung 2.44: Spezifische Stickoxid-Auspuffemissionen bei Lambdavarisation im transienten Zyklus

2.6 Optimierung mittels Aufbauvarianten

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt gezeigt werden konnte, dass das kombinierte Gesamtmodell aus Motormodell und Abgasnachbehandlung in der Lage ist, sowohl stationäre Betriebspunkte als auch transiente Zyklen hinreichend genau abzubilden, wird dieses Modell in weiterer Folge dazu verwendet, verschiedene Aufbauvarianten zu vergleichen und um Optimierungen durchzuführen.

2.6.1 Varianten Abgasanlage

Wie aus Abbildung 2.23 ersichtlich erreicht das SCR-System die Temperatur, die für das Anspringen der Katalysereaktionen erforderlich ist, erst zu einem sehr späten Zeitpunkt im Zyklus. Eine Reduktion der Stickoxide findet erst im letzten Viertel des Zyklus statt, dann wird jedoch relativ schnell ein Umsatzgrad von zumindest 90 % erreicht.

Ein vielversprechender Ansatz, die Stickoxidemissionen zu verringern ist daher, die Zeit bis zum Anspringen des SCR-Systems zu verringern, indem die Abgasanlage schneller aufgeheizt wird. Eine Möglichkeit, dies zu erreichen, ist, die Abgasenergie zu erhöhen. Das ist jedoch mit einer Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine verbunden, weshalb diese Möglichkeit hier nicht weiter betrachtet wird. Im vorliegenden Fall wird mit verschiedenen Maßnahmen versucht, den Enthalpieverlust des Abgases entlang der Abgasanlage zu verringern.

Das kann einerseits durch eine Verkürzung der Abgasanlage erreicht werden und andererseits durch eine bessere Isolierung der Rohrleitungen. Abbildung 2.45 zeigt die untersuchten Varianten. Die oberste Variante zeigt den bestehenden Aufbau, wie er in

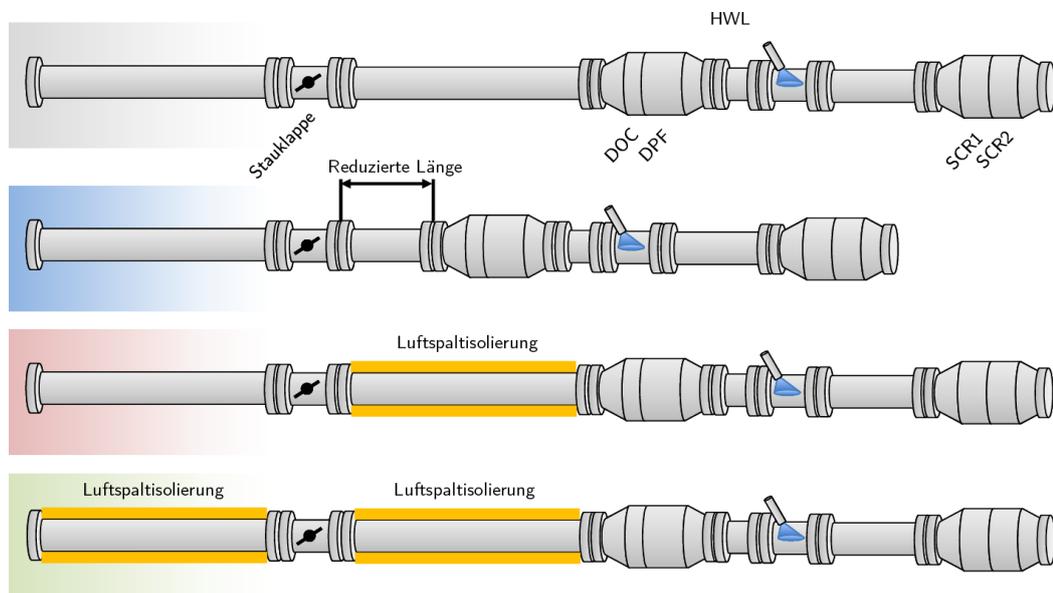


Abbildung 2.45: Untersuchte Varianten der Abgasanlage

Abschnitt 2.4 beschrieben ist. Darunter ist eine Anlage mit reduzierter Rohrlänge ge-

zeigt. Die beiden letzten Varianten sind mit einer Luftspaltisolierung am Teilstück direkt vor dem SCR-Katalysator beziehungsweise über die ganze Rohrlänge ausgestattet.

Die Simulationsergebnisse mit dem Gesamtmodell sind in Tabelle 2.5 zusammengefasst. Wie zu erwarten haben die gezeigten Veränderungen der Abgasanlage keinen signifikanten Einfluss auf den Verbrauch oder die Rohemissionen. Durch den erhöhten Wärmeeintrag in den SCR-Katalysator kann jedoch deutlich früher mit der Zudosierung von Harnstoff-Wasser-Lösung und damit mit der Reduktion der Stickoxide begonnen werden. Die letzte Spalte zeigt eine mehr als eine Minute frühere Startzeit in allen Varianten und bei der Variante »Luftspaltisolierung II« das beste Ergebnis mit einer um 77 s früher gestarteten HWL-Dosierung.

Durch dieses frühere Anspringen des SCR-Systems können die Stickoxidemissionen nach Katalysator von $2,4 \text{ g kWh}^{-1}$ um bis zu 19 % auf $1,94 \text{ g kWh}^{-1}$ gesenkt werden.

	Spezifischer Verbrauch b_e g kWh^{-1}	Spezifische NO_x -Emissionen roh g kWh^{-1}	Spezifische NO_x -Emissionen Auspuff g kWh^{-1}	Startzeit HWL-Dosierung t_{HWL} s
Basisvariante	237,6	2,97	2,40	1243
Reduzierte Länge	238,1 +0,2 %	2,96 −0,3 %	2,06 −14 %	1179 −5,1 %
Luftspaltisolierung I	237,3 −0,1 %	2,96 −0,3 %	2,08 −13 %	1182 −4,9 %
Luftspaltisolierung II	237,8 +0,1 %	2,95 −0,7 %	1,94 −19 %	1166 −6,2 %

Tabelle 2.5: Vergleich der Varianten der Abgasanlage. Ergebnisse im transienten Zyklus.

2.6.2 AGR-Kühlung

Wie bereits in Abschnitt 2.5.1 ausgeführt können durch Abgasrückführung die Spitzentemperatur während der Verbrennung und damit auch die Stickoxidemissionen gesenkt werden. Das rückgeführte Abgas hat jedoch eine erheblich höhere Temperatur als die Zylinderladung, was den positiven Effekt auf die Stickoxide wieder reduzieren würde. Daher wird durch einen Wärmetauscher in der AGR-Leitung die Temperatur des Abgases vor der Einleitung in den Brennraum gesenkt.

Mit dem Gesamtmodell kann nun das Potenzial einer verbesserten AGR-Kühlung ermittelt werden. Im Modell wird die mittlere AGR-Temperatur in zwei Stufen weiter abgesenkt. Die Absenkung beträgt $\Delta T_{\text{AGR}} = -40 \text{ K}$ und $\Delta T_{\text{AGR}} = -53 \text{ K}$. Eine Temperaturreduktion dieser Größenordnung lässt sich unter den Bedingungen im Fahrzeug nur mit großem Aufwand erreichen, kann aber gut das Potenzial einer solchen Maßnahme aufzeigen.

Tabelle 2.6 zeigt die Ergebnisse im transienten Zyklus: Bei einer Absenkung der AGR-Temperatur um 53 K können die Rohemissionen um 19 % auf $2,41 \text{ g kWh}^{-1}$ und damit auf das Niveau der Auspuffemissionen der Basisvariante reduziert werden. Durch die geringere Verbrennungstemperatur steigt auch der thermische Wirkungsgrad und der Verbrauch kann um etwa ein Prozent gesenkt werden.

Einen signifikant negativen Effekt hat diese Maßnahme jedoch auf das Abgasnachbehandlungssystem: Durch die AGR-Kühlung wird dem Prozess Abgasenthalpie entzogen und über das Kühlmedium an die Umgebung abgeführt. Diese Enthalpie steht damit nicht mehr zur Aufheizung des SCR-Katalysators zur Verfügung, weshalb die Anspringttemperatur deutlich – um bis zu 89 s – später erreicht wird. Die Reduktion der Stickoxide durch das SCR-System liegt dadurch unter 4 % im Gegensatz zu 24 % bei der Basisvariante.

	Spezifischer Verbrauch b_e g kWh^{-1}	Spezifische NO_x -Emissionen roh g kWh^{-1}	Spezifische NO_x -Emissionen Auspuff g kWh^{-1}	Startzeit HWL-Dosierung t_{HWL} s
Basisvariante	237,6	2,97	2,40	1243
AGR-Temperatur $\Delta T_{\text{AGR}} = -40 \text{ K}$	236,6 −0,4 %	2,53 −15 %	2,34 −2,5 %	1308 +5,2 %
AGR-Temperatur $\Delta T_{\text{AGR}} = -53 \text{ K}$	235,4 −0,9 %	2,41 −19 %	2,31 −3,8 %	1332 +7,2 %

Tabelle 2.6: Einfluss einer verbesserten AGR-Kühlung auf Verbrauch und Stickoxidemissionen. Ergebnisse im transienten Zyklus.

2.7 Numerische Systemoptimierung

Möchte man mit dem bisherigen Modell Optimierung mit numerischen Methoden betreiben wie zum Beispiel statistische Versuchsplanung (*Design of Experiments*, DoE) [47] oder Verfahren, die auf heuristischen Algorithmen basieren [48], stößt man mit dem Simulationsmodell in der beschriebenen Modelltiefe auf Grund der Rechenzeit rasch an Grenzen. Zur sinnvollen Anwendung der erwähnten Methoden sind zumindest einige hundert, besser einige tausend Berechnungsergebnisse erforderlich, diese können mit dem bisherigen Modell in üblichen Simulationsumgebungen nicht generiert werden. Daher kommt für solche Aufgaben eine Methodik zum Einsatz, die auf dem detaillierten Simulationsmodell basiert, dieses vereinfacht, phänomenologische durch mathematische Teilmodelle ersetzt und so die Rechenzeiten dramatisch verkürzt.

2.7.1 Erstellung eines Mittelwertmodells

Die Geometrie der Strömungskomponenten des Mittelwertmodells (*Mean Value Model*) wurde wesentlich vereinfacht und die physikalischen Zylindermodelle durch einen einzigen Mean Cylinder ersetzt. Die charakteristischen Eigenschaften des Motors wurden durch neuronale Netze [49] repräsentiert, die definierte Eingangsgrößen wie Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt, Temperatur Einlasskanal, Drücke in Ein- und Auslasskanal, AGR-Rate und Drehzahl mit einzelnen Zielgrößen mathematisch verknüpfen [50]. Die durch neuronale Netze abgebildeten Zielgrößen sind

- Indizierter Mitteldruck
- Reibmitteldruck
- Luftaufwand
- Abgastemperatur
- NO-Emissionen
- NO₂-Emissionen.

Eine schematische Darstellung eines solchen neuronalen Netzes ist in Abbildung 2.46 zu sehen. Zum Trainieren der neuronalen Netze wurden insgesamt 15 000 stationäre Betriebspunkte mit dem Vollmodell gerechnet.

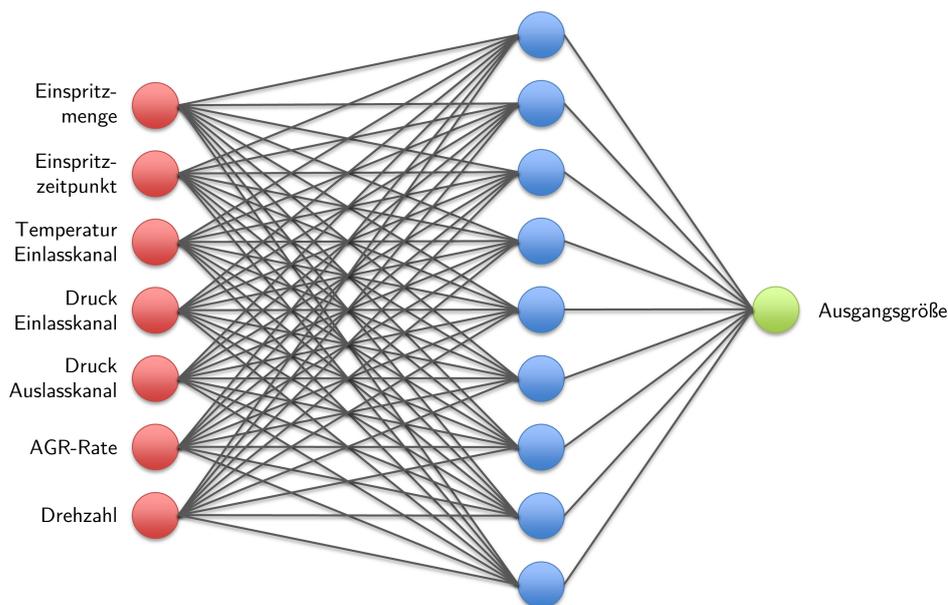


Abbildung 2.46: Schema der eingesetzten neuronalen Netze

Der gesamte Berechnungsprozess zur Darstellung des Verbrennungsprozesses im Zylinder ist in Abbildung 2.47 dargestellt. Die Rechenzeit verkürzt sich durch diesen Ansatz dramatisch, ein transienter Zyklus von 30 min Länge, der im detaillierten Modell

15 h zur Berechnung braucht, wird vom Mean Value Model in 45 min berechnet, also annähernd in Echtzeit. Dadurch lässt sich die für Optimierungsverfahren erforderliche Anzahl an Berechnungen in vertretbaren Zeiträumen bewältigen.

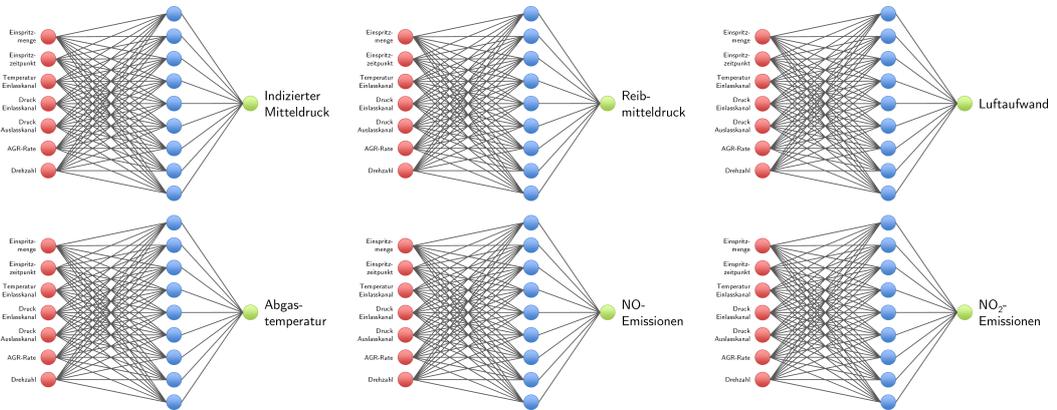


Abbildung 2.47: System der neuronalen Netze

Mit dem wie zuvor beschrieben aufgebauten *Mean Value Model* wurde zur Validierung ein transienter, WHTC-basierter Zyklus berechnet. Die Ergebnisse wurden dann den Ergebnissen mit dem detaillierten Modell und den Messergebnissen gegenübergestellt. Abbildung 2.48 zeigt den kumulierten Kraftstoffverbrauch im transienten Zyklus, die Abbildungen 2.49 und 2.50 die kumulierten Stickoxidemissionen vor und nach dem SCR-Katalysator. Im Vergleich zwischen *Mean Value Model* und Messergebnissen zeigte sich eine zufriedenstellende Übereinstimmung.

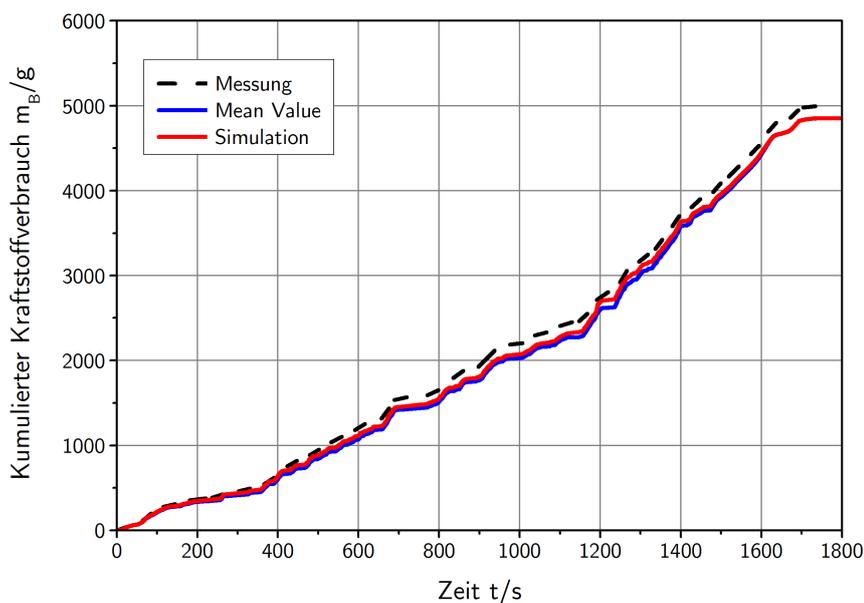


Abbildung 2.48: Kumulierter Kraftstoffverbrauch im transienten Zyklus. Vergleich detailliertes und Mean-Value-Model, Messergebnis strichliert

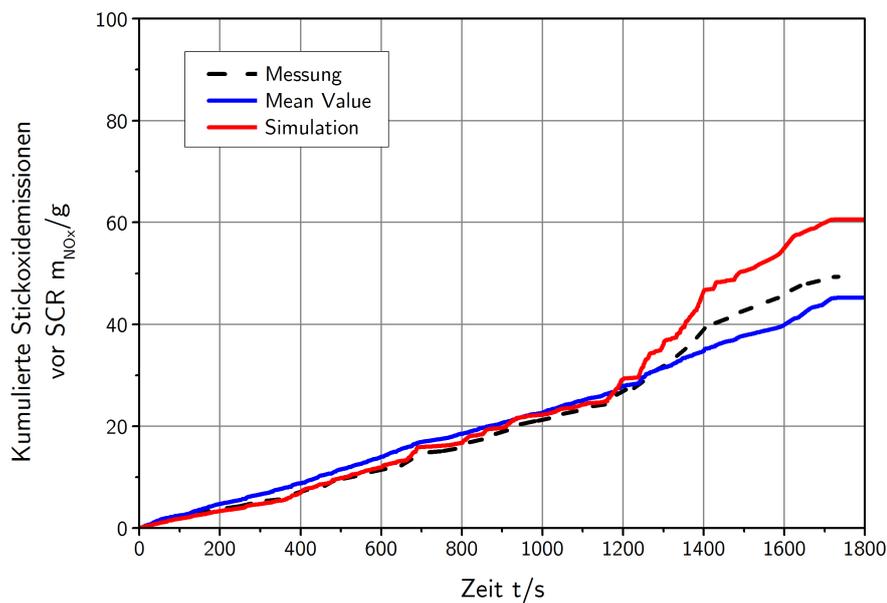


Abbildung 2.49: Kumulierte Stickoxid-Rohemissionen im transienten Zyklus. Vergleich detailliertes und Mean-Value-Model, Messergebnis strichliert

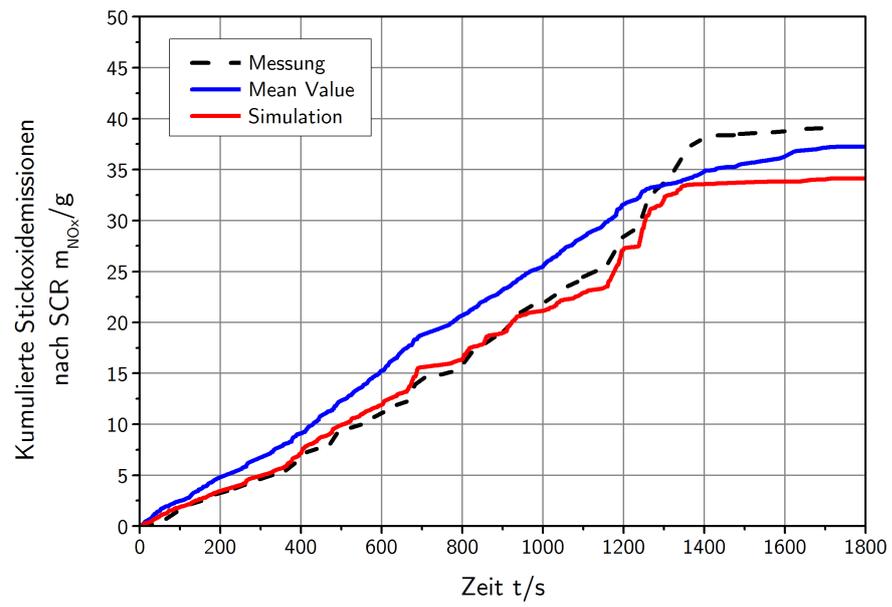


Abbildung 2.50: Kumulierte Stickoxid-Auspuffemissionen im transienten Zyklus. Vergleich detailliertes und Mean-Value-Model, Messergebnis strichliert

2.7.2 Optimierung mithilfe des Mittelwertmodells

Mithilfe dieses Mittelwertmodells kann nun eine Optimierung des Gesamtsystems vorgenommen werden. Dazu wurden Parameter gewählt, die sowohl direkt den Motorprozess als auch das Abgasnachbehandlungssystem beeinflussen:

- Lambdamultiplikator
- Ladedruckmultiplikator
- Länge des SCR-Katalysators

Der Lambdamultiplikator und der Ladedruckmultiplikator skalieren die Sollwertkennfelder für die Luftzahl beziehungsweise den Ladedruck. Außerdem wird die Länge des SCR-Katalysators variiert.

Für diese Parameter als unabhängige Variablen wurde ein vollfaktorieller (die untersuchten Wertebereiche der einzelnen Parameter werden in gleichmäßige Intervalle geteilt und für jede daraus entstehende Parameterkombination wird die Zielgröße berechnet) statistischer Versuchsplan mit insgesamt 720 Simulationsdurchläufen erstellt. Die Ergebnisse aus diesen Simulationen wurden zum Trainieren von neuronalen Netzen verwendet, die ihrerseits als Zielfunktionen für Verbrauch und Stickoxidemissionen in einer modellbasierten Optimierung dienen.

Die Abbildungen 2.51 bis 2.53 zeigen die Abhängigkeit der Zielgrößen von der jeweiligen unabhängigen Variable, während die beiden anderen konstant bei ihrem Mittelwert gehalten werden.

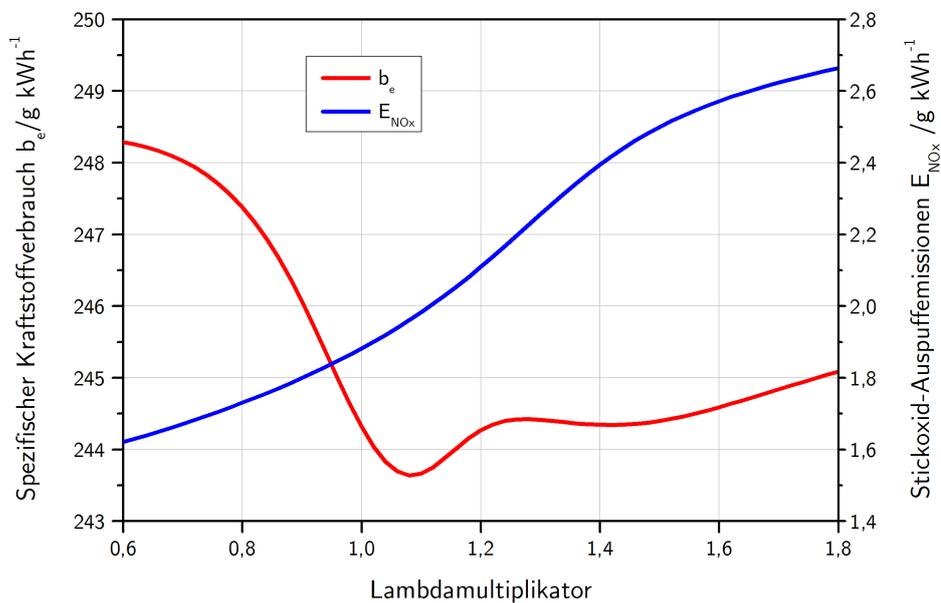


Abbildung 2.51: Zielfunktionen für spezifischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxid-Auspuffemissionen über Lambdamultiplikator

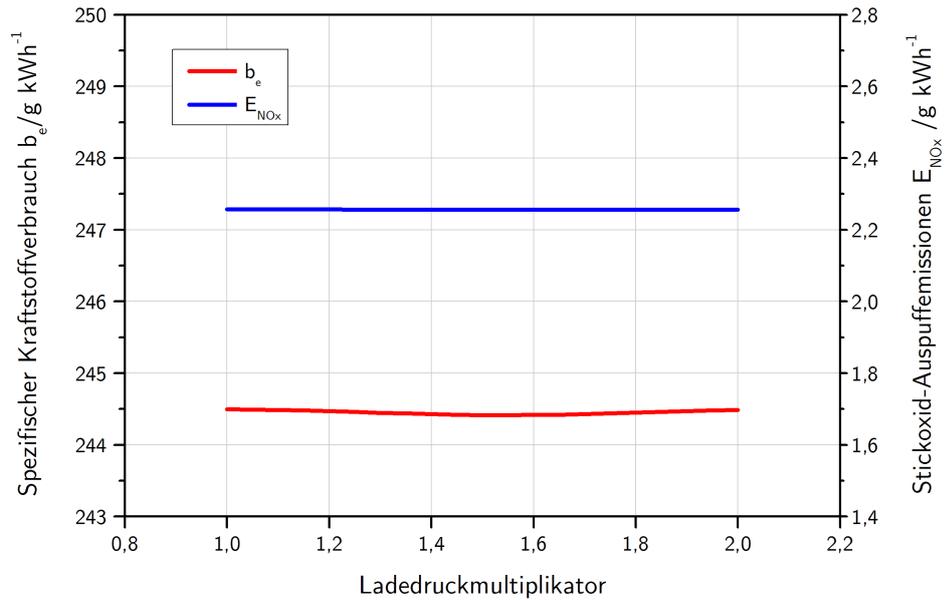


Abbildung 2.52: Zielfunktionen für spezifischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxid-Auspuffemissionen über Ladedruckmultiplikator

Der Lambdamultiplikator hat den größten Einfluss auf die Zielgrößen. Der Kraftstoffverbrauch steigt merklich mit steigender Luftzahl und hat ein Minimum bei einem etwas mageren Wert als bei der ursprünglichen Kalibrierung. Die Stickoxidemissionen steigen mit steigendem Lambda, da mit steigender Luftzahl die Abgasrückführtrate sinkt.

Der Ladedruckmultiplikator hat einen kaum merkbaren Einfluss auf Verbrauch und Emissionen.

Wird die Länge des SCR-Katalysators erhöht, steigt das Katalysatorvolumen. Die Raumgeschwindigkeit sinkt und damit steigt die Verweildauer der Abgase im Katalysator. Dadurch sinken die Stickoxid-Auspuffemissionen leicht, allerdings steigt mit der Länge auch der Strömungswiderstand des Katalysators und damit der Kraftstoffverbrauch.

Mithilfe dieser Zielfunktionen wurde eine Optimierung zur Minimierung des Kraftstoffverbrauchs durchgeführt unter der Randbedingung, dass die Stickoxid-Auspuffemissionen kleiner oder gleich der ursprünglichen Variante sein müssen.

Als optimale Parameterkombination hat sich ein Lambdamultiplikator von 1,037 und ein Ladedruckmultiplikator von 1,47 herausgestellt, während die Katalysatorlänge um 18 % erhöht wurde.

2.7.3 Validierung der Optimierungsergebnisse

Um die Optimierungsergebnisse zu validieren und außerdem die Genauigkeit zu erhöhen, wurde mit der beschriebenen Parameterkombination ein Zyklus mit dem detaillierten Modell simuliert.

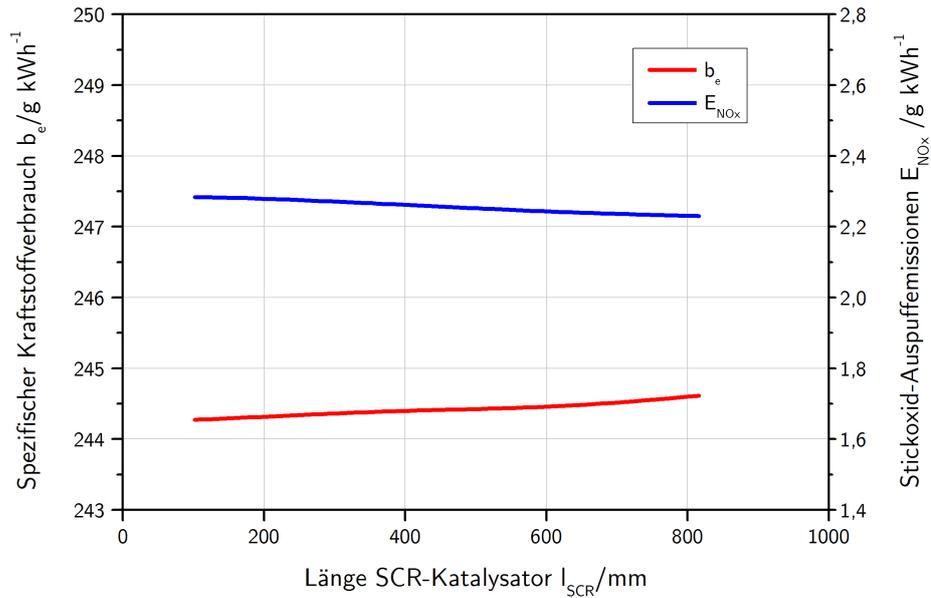


Abbildung 2.53: Zielfunktionen für spezifischen Kraftstoffverbrauch und Stickoxid-Auspuffemissionen über Katalysatorlänge

Um möglichst viel des vorhandenen Potenzials auszuschöpfen, wurde dieses Ergebnis mit einer Variante aus Abschnitt 2.6 kombiniert. Da wie zuvor schon beschrieben eine derart leistungsfähige AGR-Kühlung unter Fahrzeugbedingungen kaum verwirklicht werden kann, wurde die Variante »Luftspaltisolierung II« gewählt. Die Ergebnisse dieser Optimierung sind aus Tabelle 2.7 ersichtlich.

	Optimierungsergebnis
Kraftstoffverbrauch	−2,1 %
Stickoxid-Rohemissionen	−4,9 %
Stickoxid-Auspuffemissionen	−4,0 %

Tabelle 2.7: Optimierungsergebnis; Validierung mit dem detaillierten Modell

Der spezifische Kraftstoffverbrauch im transienten Zyklus konnte um 2,1 % und die Stickoxid-Rohemissionen um 4,9 % gesenkt werden. Auch die Stickoxid-Auspuffemissionen konnten signifikant gesenkt werden und zeigen eine Verbesserung um 4,0 % verglichen mit der ursprünglichen Variante.

3 Simulation eines Erdgasantriebs mit Direkteinblasung

3.1 Projektbeschreibung

Im Rahmen des Forschungsprojektes CULT [51, 52] wurde am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der TU Wien ein Antrieb für ein hocheffizientes Fahrzeug entwickelt. Die Zielvorgabe für dieses viersitzige Fahrzeug im Pkw-A-Segment waren CO₂-Emissionen unter 50 g km⁻¹ im NEFZ. Um dieses Ziel zu erreichen wurde ein Ultraleicht-Fahrzeug mit einer Gesamtmasse unter 600 kg konzipiert.

Als Antrieb wurde ein erdgasbetriebener Motor ausgewählt. Im Vergleich zum Betrieb mit herkömmlichem Ottokraftstoff erschließt Methan durch das günstigere C/H-Verhältnis ohne sonstige Maßnahmen Vorteile bei den CO₂-Emissionen von mehr als 20 %. Darüber hinaus bietet Methan mit einer deutlich höheren Klopfestigkeit, merklich weiteren Zündgrenzen und einer besseren Gemischbildung noch weitere Vorteile im ottomotorischen Betrieb. [1], [53]

Um das gesamte Potenzial von Erdgas als Kraftstoff auszuschöpfen, wurde das Fahrzeug auf monovalenten Erdgasbetrieb ausgelegt. Ohne Berücksichtigung eines vollwertigen Betriebs mit Ottokraftstoff [54] kann ein höheres Verdichtungsverhältnis gewählt werden, wodurch der thermische Wirkungsgrad steigt. Außerdem kann durch Wegfall der Komponenten für Benzinbetrieb Gewicht gespart werden. Abbildung 3.1 zeigt den eingesetzten Motor.

Um das Drehmoment im unteren Drehzahlbereich anzuheben, wurde bei diesem Motor Erdgas-Direkteinblasung eingesetzt. [55] An der Vollast ist es mit diesem Verfahren möglich, nur Luft anzusaugen und den Kraftstoff erst nach dem Schließen des Einlassventils einzublasen. Da anders als bei Gemischansaugung der Kraftstoff während des Ansaugvorgangs nicht einen Teil der Luft verdrängt, steigt dadurch der Liefergrad und damit das Drehmoment. In der Teillast kann durch saugsynchrone Einblasung entdrosselt werden.

Da nur Luft angesaugt wird, kann ein spülender Ladungswechsel [56, 57] realisiert werden, da nicht wie bei gemischansaugenden Motoren ein Teil des Kraftstoffs während des Ladungswechsels in den Auslasstrakt gelangt und so Verbrauch und Kohlenwasserstoffemissionen erhöht. Durch das Spülen des Brennraums kann die Zylinderfüllung verbessert werden, da mit dieser Maßnahme der Restgasgehalt der Ladung minimiert und außerdem der Betriebspunkt des Verdichters optimiert wird. Beim untersuchten Motor wurde ein Niederdruck-Einblasverfahren angewendet, bei dem der Kraftstoff mit etwa 8...20 bar eingeblasen wird. Dadurch kann die Tankkapazität des Fahrzeugs besser ausgenutzt werden.

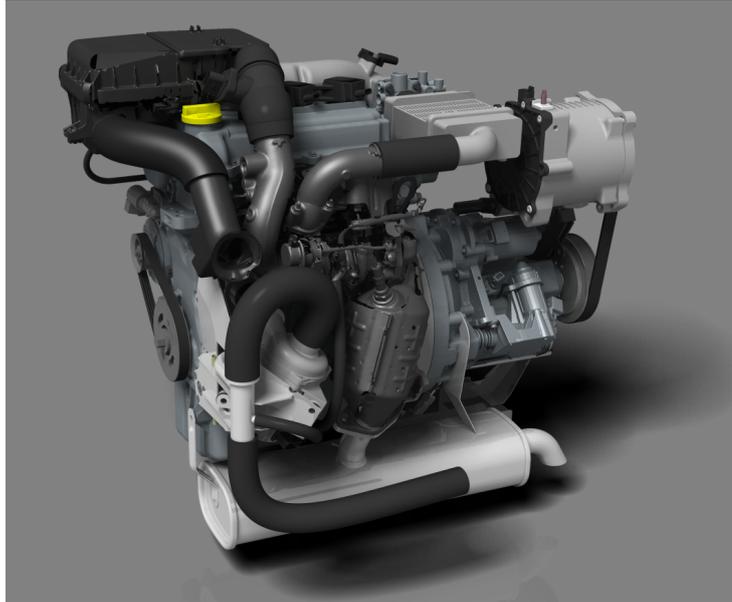


Abbildung 3.1: CULT-Antrieb, CAD-Rendering.

Als Basismotor diente ein kleinvolumiger aufgeladener Dreizylindermotor, wie er in japanischen *Kei-Cars* verwendet wird. Abbildung 3.2 zeigt die für den direkteinblasenden Erdgasbetrieb modifizierte Komponenten.

Der Zylinderkopf wurde modifiziert, um die Erdgasinjektoren aufnehmen zu können. Ein für Erdgas ausgelegter Druckregler versorgt über eine gemeinsame Druckleitung die Injektoren. Ein Kunststoffsaugrohr ersetzt aus Bauraum- und Gewichtsgründen das Seriensaugrohr aus Aluminium. Der Verstellmechanismus der Einlassnockenwelle der Saugmotorvariante wurde an den Zylinderkopf der turboaufgeladenen Variante angepasst. Das Verdichtungsverhältnis wurde durch modifizierte, verstärkte Kolben erhöht. Gemeinsam mit verstärkten Pleueln erlauben sie eine Steigerung des Spitzendrucks von 80 auf 100 bar. Hochleistungszündspulen stellen die gesteigerte Zündenergie bei Erdgasbetrieb mit erhöhter Verdichtung bereit.

Tabelle 3.1 zeigt die wesentlichen Kenngrößen des eingesetzten Motors.

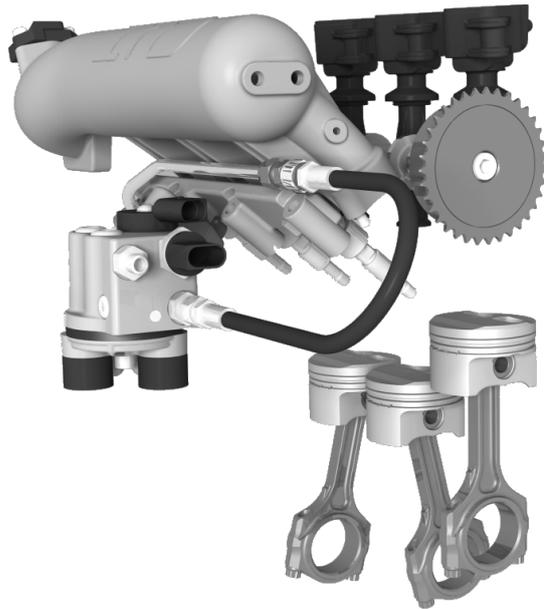


Abbildung 3.2: CULT-Motor: Modifizierte Baugruppen, CAD-Rendering.

3.2 Verbrennungsmodell

3.2.1 Theoretische Grundlagen

Wie bereits in Abschnitt 2.2 ausgeführt ist in einem transienten Modell der Einsatz eines phänomenologischen Verbrennungsmodells notwendig, das auch außerhalb der für die Abstimmung des Modells verwendeten Messpunkte in der Lage ist, den Brennverlauf hinreichend genau vorherzusagen.

Im vorliegenden Fall der vorgemischten Verbrennung des Erdgas-Otto-Brennverfahrens wurde ein mischungskontrolliertes Verbrennungsmodell angewandt [11, 22, 58]. Folgende vereinfachende Annahmen sind hier zulässig [22]:

Zylinderzahl	3
Ventile/Zylinder	4
Ventiltrieb	DOHC, Einlassphasensteller
Hubraum	658 mm ³
Bohrung	60,4 mm
Hub	68 mm
Verdichtungsverhältnis	13,6

Tabelle 3.1: CULT-Motor; wesentliche Motorkenngrößen

- (1) Luft, Kraftstoff und Restgas sind im Anfangszustand vollständig homogen durchmischt.
- (2) Die Reaktionszone, in der die Verbrennung stattfindet ist klein verglichen mit dem Brennraumvolumen; die fortschreitende Flammenfront wird zwar durch die turbulente Strömung stark gefaltet und verschachtelt (s. Abbildung 3.3), ist jedoch infinitesimal dünn.
- (3) Der Inhalt des Brennraums wird in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone aufgeteilt, die durch die Flammenfront getrennt werden.

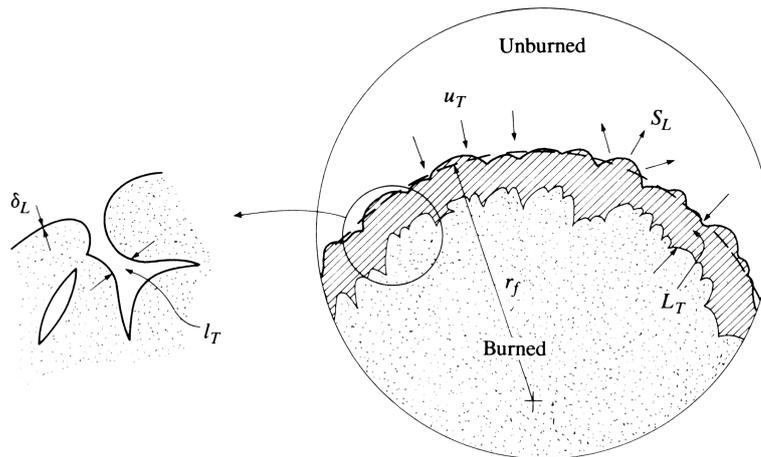


Abbildung 3.3: Mischungskontrolliertes Verbrennungsmodell: Ausbreitung der Flammenfront [22].

Die Umsetzung dieses Modells beruht auf [59, 60, 61]. Die Flammenfront breitet sich vom Zündfunken ausgehend kugelförmig aus. Durch die turbulente Strömung bildet sich eine zerklüftete Oberfläche aus, die gegenüber der Kugeloberfläche deutlich vergrößert ist. In Abbildung 3.4 (Detail X) ist die Verbindung vieler laminarer Flammen in der Reaktionszone dargestellt, wodurch die Flammenfront die Geschwindigkeit der turbulenten Flamme erreicht. An der Brennraumwand erlischt die Flamme durch *Quenching*-Effekte, die Brennraumgeometrie inklusive Zündkerzenposition ist daher für dieses Modell erforderlich.

Zunächst wird wieder auf die theoretischen Grundlagen eingegangen, soweit das für die Kalibrierung des Modells erforderlich ist. Im nächsten Schritt (Abschnitt 3.2.2) werden Untersuchungen zur laminaren Flammengeschwindigkeit vorgestellt; die verschiedenen Ansätze aus der Literatur werden zur Verwendung im *Entrainment*-Modell aufbereitet und anschließend in das Verbrennungsmodell implementiert und die Ergebnisse verglichen (Abschnitt 3.2.3).

Ausbreitung der Flammenfront Die Ausbreitung der Flammenfront ergibt sich durch das Einbringen (*Entrainment*) von unverbrannter Ladung. Die Kontinuitätsgleichung

ergibt:

$$\dot{m}_e = \rho_u A_e v_e. \quad (3.1)$$

Dabei bedeutet \dot{m}_e den eingebrachten Ladungsmassenstrom, ρ_u die Dichte der unverbrannten Zone, A_e die Fläche der Flammenfront und v_e die Einbringgeschwindigkeit. Diese lässt sich darstellen als

$$v_e = v_l + v_t \quad (3.2)$$

mit der laminaren Flammgeschwindigkeit v_l als Diffusionskomponente und der turbulenten Flammgeschwindigkeit v_t als konvektiver Komponente.

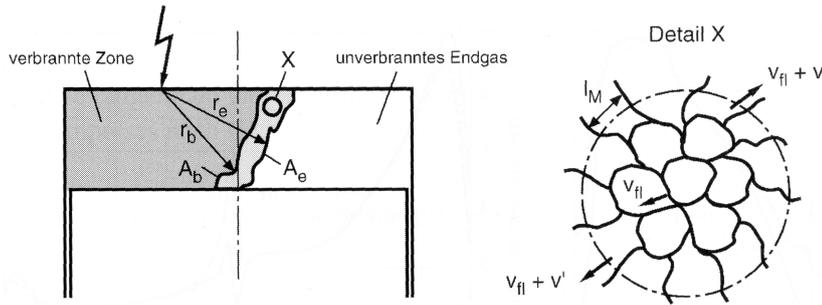


Abbildung 3.4: Mischungskontrolliertes Verbrennungsmodell: schematische Darstellung [11]. Das Bezeichnungsschema im Text weicht teilweise von [11] ab; die laminare Flammgeschwindigkeit ist hier mit v_{fl} bezeichnet, die Taylorlänge (oder Mikrolänge) mit l_M .

Abbildung 3.3 zeigt die Mikrostruktur der einzelnen Turbulenzballen mit der charakteristischen Länge l_t . Diese charakteristische Länge ist über folgende Funktion mit der Taylorlänge λ_T , die die Spannung mit der Turbulenzintensität in Beziehung setzt, verknüpft [59]:

$$\lambda_T = C_\lambda \frac{l_t}{\sqrt{Re_t}} \quad (3.3)$$

mit der turbulenten Reynoldszahl Re_t und der Konstanten C_λ . Mit Hilfe der Taylorlänge wird die charakteristische Verbrennungszeit τ definiert:

$$\tau = \frac{\lambda_T}{v_l} \quad (3.4)$$

Die gesamte zu einem Zeitpunkt t_1 nach der Zündung verbrannte Masse m_v errechnet sich nach [61] zu:

$$m_v = \int_0^{t_1} \left(1 - e^{-\frac{t_1-t}{\tau}}\right) \rho_u A_e v_e dt = m_e - \tau \dot{m}_v \quad (3.5)$$

mit der gesamten zum Zeitpunkt t_1 eingebrachten Masse

$$m_e = \int_0^{t_1} \rho_u A_e v_e dt \quad (3.6)$$

und der Massenumsatzrate

$$\dot{m}_v = \frac{1}{\tau} \int_0^{t_1} e^{-\frac{t_1-t}{\tau}} \rho_u A_e v_e dt. \quad (3.7)$$

Nach [61] wird hier eine exponentielle Verteilung der Brenndauern der einzelnen Turbulenzballen angenommen, um die frühe Flammenausbreitung besser abzubilden. Zu Beginn der Flammenausbreitung dominiert die laminare Flammengeschwindigkeit den Vorgang des Masseneintrags in die Flammenfront. Die turbulente Flammengeschwindigkeit wird daher nach [59] wie folgt ausgedrückt:

$$v_t = C_s v' \left(1 - \frac{1}{1 + C_k \frac{r_f^2}{l_t^2}} \right). \quad (3.8)$$

mit der Turbulenzintensität v' , dem Radius der Flammenfront r_f und den Konstanten C_s und C_k . Mit Hilfe dieser beiden Konstanten und C_λ wird das Modell wie in Abschnitt 3.2.3 beschrieben kalibriert.

3.2.2 Untersuchungen zur laminaren Flammengeschwindigkeit

Als wesentliche Komponente zur Flammenausbreitung fehlt demnach noch die laminare Flammengeschwindigkeit. Für herkömmliche Ottokraftstoffe hat sich hierbei ein Ansatz wie in [11] oder [22] bewährt (Gleichungen 3.9, 3.11–3.13). Für Methan gibt es keine vergleichbar gesicherten Ansätze, weshalb im folgenden Abschnitt verschiedene in der Literatur verfügbare Ergebnisse zur laminaren Flammengeschwindigkeit so aufbereitet werden, dass sie im verwendeten Verbrennungsmodell eingesetzt werden können. Im nächsten Schritt werden die verschiedenen Ansätze dann miteinander verglichen und der am besten geeignete wird für die weiterführenden Untersuchungen ausgewählt.

Die laminare Flammengeschwindigkeit wird in [62] und [63] durch eine Gleichung der Form

$$v_l = v_{l0} \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)^\alpha \left(\frac{p}{p_0} \right)^\beta \quad (3.9)$$

sowie in [64] durch

$$v_l = v_{l0} \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)^\alpha \left(\frac{\rho_u}{\rho_{u0}} \right)^{\beta_\rho} \quad (3.10)$$

angenähert. Darin sind die laminare Flammengeschwindigkeit bei Referenzbedingungen v_{l0} , der isobare Temperaturexponent α und der isotherme Druckexponent β beziehungsweise der Dichteexponent β_ρ Funktionen von Kraftstoffart und Luftzahl λ . T_u ist die Temperatur der unverbrannten Zone, T_{u0} die Temperatur der unverbrannten Zone bei Referenzbedingungen, p ist der Zylinderdruck, p_0 der Zylinderdruck bei Referenzbedingungen, ρ_u ist die Dichte der unverbrannten Zone und ρ_{u0} die Dichte der unverbrannten Zone bei Referenzbedingungen.

Für v_{10} , α und β werden für Benzin in [62] folgende Abhängigkeiten verwendet:

$$v_{10} = 30,5 - 54,9(\lambda^{-1} - 1,21)^2 \quad (3.11)$$

$$\alpha = 2,4 - 0,271\lambda^{-3,51} \quad (3.12)$$

$$\beta = -0,357 + 0,14\lambda^{-2,77}. \quad (3.13)$$

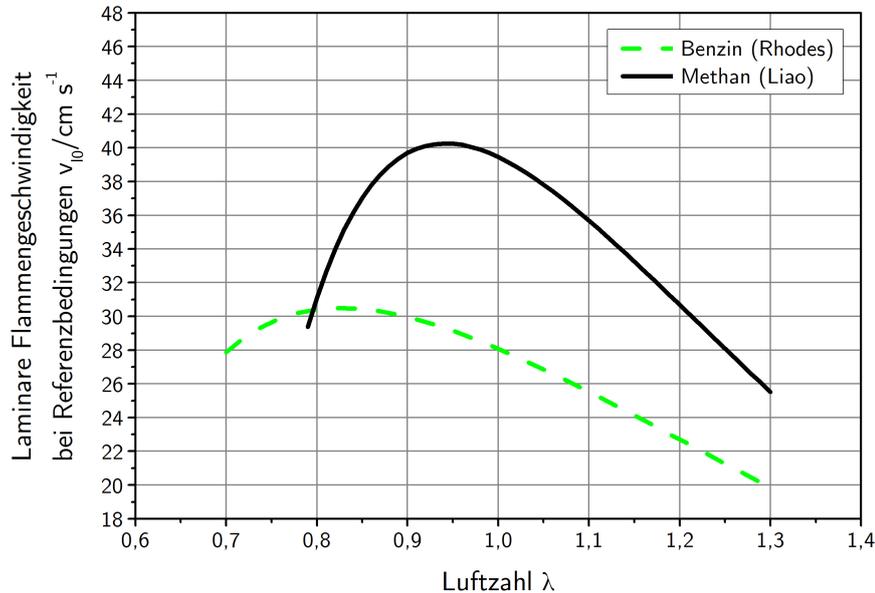


Abbildung 3.5: Laminare Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen für Benzin [62] und Methan [63]

Abbildung 3.5 zeigt eine Gegenüberstellung der laminaren Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen für Benzin [62] und Methan [63] in Abhängigkeit von der Luftzahl. Auffällig ist hier die unterschiedliche Lage der Maxima: Während die größte Flammgeschwindigkeit bei Benzin bei $\lambda = 0,83$ auftritt, verschiebt sich das Maximum bei Methan zu mageren Gemischen, nämlich $\lambda = 0,96$.

Für die durchgeführten Untersuchungen zu einem Erdgas-Brennverfahren können die Beziehungen Gleichung (3.11) bis Gleichung (3.13) für die laminare Flammgeschwindigkeit von Benzin nicht verwendet werden. Beiträge zur Beschreibung der laminaren Flammgeschwindigkeit von Methan finden sich unter anderem bei Liao [63], Methgalchi [64] und Gu [65].

Liao und Gu verwenden einen Ansatz der Form 3.10 mit den Referenzbedingungen $p_0 = 1$ bar und $T_0 = 300$ K, während Methgalchi die laminare Flammgeschwindigkeit durch Gleichung (3.9) mit den Referenzbedingungen $p_0 = 1$ atm = 1,013 bar und $T_0 = 300$ K annähert. In [63] wird die laminare Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen durch ein Polynom dritter Ordnung angenähert:

$$v_{10} = -177,43\phi^3 + 340,77\phi^2 - 123,66\phi - 0,2297. \quad (3.14)$$

Methgalchi [64] hingegen verwendet folgendes Polynom vierter Ordnung:

$$v_{10} = -56,2\phi^4 + 40,79\phi^3 + 74,88\phi^2 - 34,92\phi + 11,64. \quad (3.15)$$

Dabei entspricht das in der englischsprachigen Literatur gebräuchliche Äquivalenzverhältnis ϕ dem Kehrwert der Luftzahl λ .

Die Messwerte für die laminare Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen aus [65] sind in Tabelle 3.2 dargestellt. Zur Annäherung wird wie in [64] ein Polynom

Äquivalenz- verhältnis ϕ	Laminare Flammgeschwindigkeit $v_{10}/\text{cm s}^{-1}$
0,6	11,9
0,7	20,5
0,8	26,0
0,9	34,4
1,0	35,9
1,1	36,8
1,2	31,4

Tabelle 3.2: Messwerte der laminaren Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen für verschiedene Werte des Äquivalenzverhältnisses aus [65]

vierter Ordnung gewählt:

$$v_{10} = c_4\phi^4 + c_3\phi^3 + c_2\phi^2 + c_1\phi + c_0. \quad (3.16)$$

Die Koeffizienten $c_0 \dots c_4$ der Gleichung (3.16) werden mit der Gaußschen Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt [66]: Das Gleichungssystem

$$\mathbf{v}_{10} = \boldsymbol{\phi} \cdot \mathbf{c} \quad (3.17)$$

oder

$$\begin{pmatrix} v_{10,1} \\ v_{10,2} \\ v_{10,3} \\ v_{10,4} \\ v_{10,5} \\ v_{10,6} \\ v_{10,7} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & \phi_1 & \phi_1^2 & \phi_1^3 & \phi_1^4 \\ 1 & \phi_2 & \phi_2^2 & \phi_2^3 & \phi_2^4 \\ 1 & \phi_3 & \phi_3^2 & \phi_3^3 & \phi_3^4 \\ 1 & \phi_4 & \phi_4^2 & \phi_4^3 & \phi_4^4 \\ 1 & \phi_5 & \phi_5^2 & \phi_5^3 & \phi_5^4 \\ 1 & \phi_6 & \phi_6^2 & \phi_6^3 & \phi_6^4 \\ 1 & \phi_7 & \phi_7^2 & \phi_7^3 & \phi_7^4 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{pmatrix} \quad (3.18)$$

führt unter der Bedingung

$$Q(c_0, \dots, c_4) = \sum_{i=1}^n [v_{10,i} - (c_4\phi_i^4 + \dots + c_1\phi_i + c_0)]^2 \rightarrow \min \quad (3.19)$$

über die Normalengleichung

$$\boldsymbol{\phi}^T \cdot \boldsymbol{\phi} \cdot \mathbf{c} = \boldsymbol{\phi}^T \cdot \mathbf{v}_{10} \quad (3.20)$$

auf das Gleichungssystem

$$\begin{pmatrix} 7,000 & 6,300 & 5,950 & 5,859 & 5,973 \\ 6,300 & 5,950 & 5,859 & 5,973 & 6,263 \\ 5,950 & 5,859 & 5,973 & 6,263 & 6,715 \\ 5,859 & 5,973 & 6,263 & 6,715 & 7,330 \\ 5,973 & 6,263 & 6,715 & 7,330 & 8,116 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} c_0 \\ c_1 \\ c_2 \\ c_3 \\ c_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 196,900 \\ 187,310 \\ 184,477 \\ 187,132 \\ 194,574 \end{pmatrix} \quad (3.21)$$

mit seinen Lösungen

$$\begin{aligned} c_0 &= -43,341 \\ c_1 &= 74,508 \\ c_2 &= 45,521 \\ c_3 &= -11,395 \\ c_4 &= -28,998. \end{aligned}$$

Die Gleichung der Regressionskurve lautet damit

$$\begin{aligned} v_{10} &= -28,998\phi^4 - 11,395\phi^3 + 45,521\phi^2 + 74,508\phi - 43,341 \\ &= -28,998\frac{1}{\lambda^4} - 11,395\frac{1}{\lambda^3} + 45,521\frac{1}{\lambda^2} + 74,508\frac{1}{\lambda} - 43,341. \end{aligned} \quad (3.22)$$

In Abbildung 3.6 sind die verschiedenen Ansätze für die laminare Flammgeschwindigkeit bei Referenzbedingungen in Abhängigkeit von der Luftzahl gegenübergestellt.

Die beiden Exponenten α und β werden in [63] wie folgt angegeben:

$$\alpha = 5,75\frac{1}{\lambda^2} - 12,15\frac{1}{\lambda} + 7,98 \quad (3.23)$$

$$\beta = -0,925\frac{1}{\lambda^2} + 2\frac{1}{\lambda} - 1,473. \quad (3.24)$$

In [64] werden die in Tabelle 3.3 gezeigten Messwerte α_M und $\beta_{\rho M}$ – abhängig vom Äquivalenzverhältnis ϕ – angegeben. Durch diese Punkte wird eine Ausgleichskurve der Form

$$\alpha = a_2\phi^2 + a_1\phi + a_0 = a_2\frac{1}{\lambda^2} + a_1\frac{1}{\lambda} + a_0 \quad (3.25)$$

beziehungsweise

$$\beta_{\rho} = b_2\phi^2 + b_1\phi + b_0 = b_2\frac{1}{\lambda^2} + b_1\frac{1}{\lambda} + b_0 \quad (3.26)$$

gelegt. Die Koeffizienten $a_0 \dots a_2$ und $b_0 \dots b_2$ der Gleichungen 3.25 und 3.26 werden wie zuvor mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate bestimmt: Das Gleichungssystem

$$\boldsymbol{\alpha}_M = \boldsymbol{\phi} \cdot \mathbf{a} \quad (3.27)$$

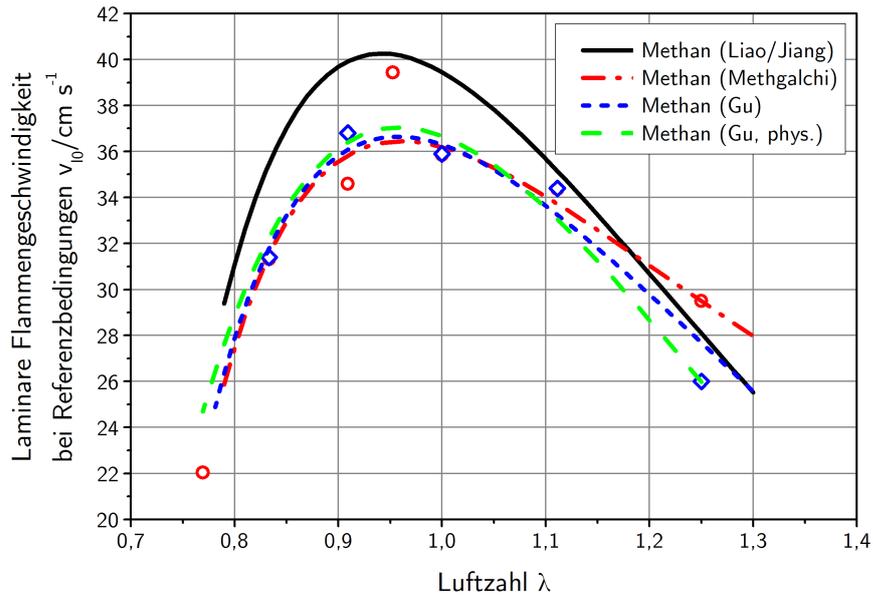


Abbildung 3.6: Laminare Flammengeschwindigkeit bei Referenzbedingungen für Methan aus [63], [64] und [65]. Die Messwerte und die zugehörigen Ausgleichskurven sind durch gleiche Farbe gekennzeichnet.

führt unter der Bedingung $Q(a_0, a_1, a_2) \rightarrow \min$ zu den Lösungen

$$\begin{aligned} a_0 &= 7,19 \\ a_1 &= -11,775 \\ a_2 &= 5,875. \end{aligned}$$

Analog ergeben sich die Koeffizienten für β_ρ zu

$$\begin{aligned} b_0 &= -3,26 \\ b_1 &= 6 \\ b_2 &= -3. \end{aligned}$$

Äquivalenz- verhältnis ϕ	Isobarer Temperatur- exponent α_M	Dichte- exponent $\beta_{\rho M}$
0,8	1,53	-0,38
1,0	1,29	-0,26
1,2	1,52	-0,38

Tabelle 3.3: Exponenten der laminaren Flammengeschwindigkeit für verschiedene Werte des Äquivalenzverhältnisses aus [64]

Damit lauten die Regressionsgleichungen

$$\alpha = 5,875\phi^2 - 11,775\phi + 7,19 = 5,875\frac{1}{\lambda^2} - 11,775\frac{1}{\lambda} + 7,19 \quad (3.28)$$

$$\beta_p = -3\phi^2 + 6\phi - 3,26 = -3\frac{1}{\lambda^2} + 6\frac{1}{\lambda} - 3,26. \quad (3.29)$$

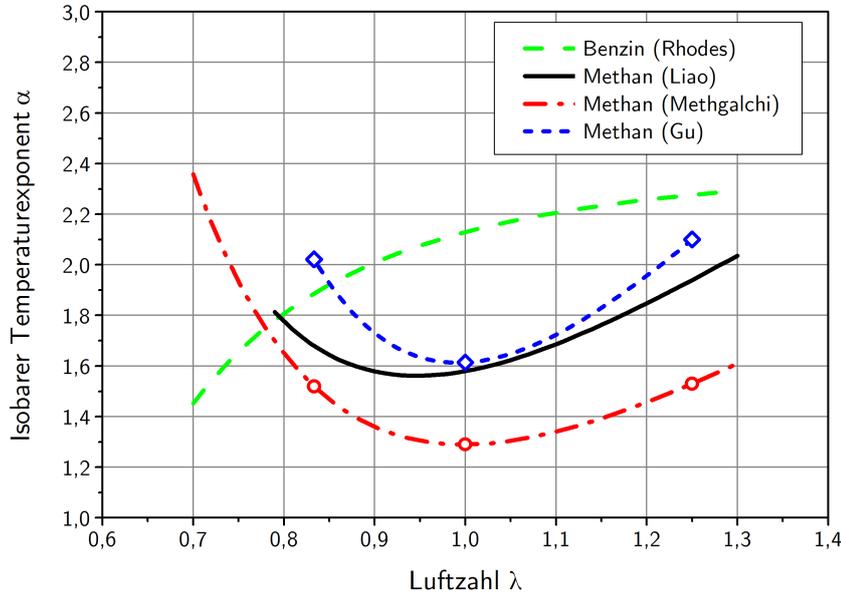


Abbildung 3.7: Isobarer Temperaturexponent für Benzol ([62]) und Methan ([63], [64], [65])

In [65] sind die in Tabelle 3.4 eingetragenen Messwerte für die Laminare Flammgeschwindigkeit für ein Äquivalenzverhältnis von $\phi = 1$ angegeben. Um die Koeffizienten der Ausgleichsfunktion Gleichung (3.9) zu bestimmen, wird diese zunächst in ein lineares Problem übergeführt:

$$\ln v_1 = \ln v_{10} + \alpha \ln \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right) + \beta \ln \left(\frac{p}{p_0} \right) \quad (3.30)$$

Wie zuvor wird die Methode der kleinsten Fehlerquadrate angewandt. Ausgangspunkt ist das Gleichungssystem

$$\mathbf{Y} = \mathbf{X} \cdot \mathbf{K} \quad (3.31)$$

mit den unabhängigen Variablen $X_1 = \ln \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)$ und $X_2 = \ln \left(\frac{p}{p_0} \right)$, der abhängigen Variablen $Y = \ln v_1$ und den Koeffizienten $K_1 = \ln v_{10}$, $K_2 = \alpha$ und $K_3 = \beta$, also

$$\begin{pmatrix} Y_1 \\ Y_2 \\ \vdots \\ Y_{18} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & X_{1,1} & X_{1,2} \\ 1 & X_{2,1} & X_{2,2} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & X_{18,1} & X_{18,2} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ln v_{10} \\ \alpha \\ \beta \end{pmatrix} \quad (3.32)$$

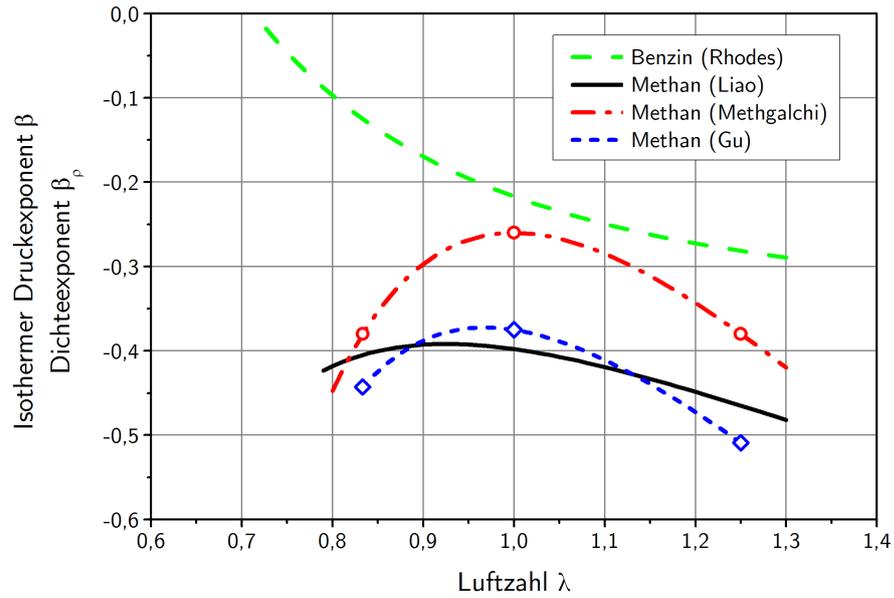


Abbildung 3.8: Isothermer Druckexponent für Benzin ([62]) und Methan ([63], [65]), Dichteexponent für Methan ([64])

beziehungsweise

$$\begin{pmatrix} 0,144 \\ 0,320 \\ \vdots \\ 0,150 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 297 & 10 \\ 1 & 404 & 5 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & 302 & 10 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ln v_{10} \\ \alpha \\ \beta \end{pmatrix}. \quad (3.33)$$

Die entsprechende Normalengleichung lautet

$$\mathbf{X}^T \cdot \mathbf{X} \cdot \mathbf{K} = \mathbf{X}^T \cdot \mathbf{Y} \quad (3.34)$$

oder

$$\begin{pmatrix} 18,000 & 2,815 & 23,472 \\ 2,815 & 0,698 & 3,619 \\ 23,472 & 3,619 & 47,353 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \ln v_{10} \\ \alpha \\ \beta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -22,692 \\ -3,112 \\ -35,958 \end{pmatrix} \quad (3.35)$$

mit der Lösung

$$\begin{aligned} \ln v_{10} &= -1,024 \\ \alpha &= 1,614 \\ \beta &= -0,375. \end{aligned}$$

Damit lautet die Funktion für die laminare Flammgeschwindigkeit bei $\phi = \lambda = 1$

$$v_1 = 0,359 \left(\frac{T_u}{T_{u0}} \right)^{1,614} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{-0,375}. \quad (3.36)$$

Temperatur d. unverbr. Z. T_u/K	Druck p/bar	Laminare Flammgeschw. $u_l/\text{m s}^{-1}$
297	10	0,144
404	5	0,320
404	1	0,567
401	10	0,238
301	5	0,201
360	1	0,473
356	10	0,205
404	1	0,561
360	1	0,503
350	5	0,263
359	5	0,274
359	10	0,206
301	1	0,368
397	5	0,313
301	1	0,358
301	5	0,190
402	10	0,234
302	10	0,150

Tabelle 3.4: Messwerte der laminaren Flammgeschwindigkeit für $\phi = 1$ aus [65]

Die Werte für die anderen verfügbaren Äquivalenzverhältnisse ergeben sich durch analoge Vorgangsweise und sind in Tabelle 3.5 zusammengefasst.

Analog zu Gleichung (3.25) bis Gleichung (3.29) werden folgende Ausgleichsfunktionen für α und β abhängig von ϕ beziehungsweise λ bestimmt:

$$\alpha = 11,175\phi^2 - 22,545\phi + 12,984 = 11,175\frac{1}{\lambda^2} - 22,545\frac{1}{\lambda} + 12,984 \quad (3.37)$$

$$\beta = -2,525\phi^2 + 5,215\phi - 3,065 = -2,525\frac{1}{\lambda^2} + 5,215\frac{1}{\lambda} - 3,065 \quad (3.38)$$

Die entsprechenden Kurven sind in Abbildung 3.7 und Abbildung 3.8 den Daten für Benzin aus [62] und für Methan aus [63] und [64] gegenübergestellt.

In [65] ist ein weiterer Ansatz auf physikalischer Basis angeführt. Dieser Ansatz hat die Form

$$v_l = \frac{e^{0,5\gamma}}{\rho_u} e\left(-\frac{E}{2R_m T_b}\right) \quad (3.39)$$

mit der Aktivierungsenergie E , der universellen Gaskonstante R_m und der empirischen Konstanten γ sowie der adiabaten Flammentemperatur T_b . Diese wird im relevanten Bereich von p , T_u und ϕ bzw. λ durch folgende Ausgleichsfunktion zweiter Ordnung

Äquivalenz- verhältnis ϕ	Lam. Flammen- geschw. bei Ref. $v_{10}/\text{m s}^{-1}$	Isobarer Temperatur- exponent α_M	Dichte- exponent $\beta_{\rho M}$
0,8	0,260	2,100	-0,509
1,0	0,359	1,614	-0,375
1,2	0,314	2,022	-0,443

Tabelle 3.5: Konstanten der laminaren Flammgeschwindigkeit für verschiedene Werte des Äquivalenzverhältnisses abgeleitet aus [65]

angenähert, um diesen physikalischen Ansatz im Verbrennungsmodell einsetzen zu können.

$$T_b = f(\phi, T_u, p) = c_9\phi^2 + c_8T_u^2 + c_7p^2 + c_6T_up + c_5\phi p + c_4\phi T_u + c_3\phi + c_2T_u + c_1p + c_0 \quad (3.40)$$

Die Werte für die Koeffizienten $c_0 \dots c_9$ werden mit Hilfe der in [65] angeführten Messwerte bestimmt, die in Tabelle 3.6 zusammengefasst sind.

Mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate wird wieder die Ausgleichsfunktion bestimmt. Die Normalgleichung 3.34 mit

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} 1 & p_1 & T_{u,1} & \phi_1 & \phi_1 T_{u,1} & \phi_1 p_1 & T_{u,1} p_1 & p_1^2 & T_{u,1}^2 & \phi_1^2 \\ 1 & p_2 & T_{u,2} & \phi_2 & \phi_2 T_{u,2} & \phi_2 p_2 & T_{u,2} p_2 & p_2^2 & T_{u,2}^2 & \phi_2^2 \\ \vdots & \vdots \\ 1 & p_n & T_{u,n} & \phi_n & \phi_n T_{u,n} & \phi_n p_n & T_{u,n} p_n & p_n^2 & T_{u,n}^2 & \phi_n^2 \end{pmatrix} \quad (3.41)$$

führt auf folgende Lösungen für die Koeffizienten von Gleichung (3.40):

$$\begin{aligned} c_0 &= -2620,4 \\ c_1 &= 2,2874 \\ c_2 &= 0,8840 \\ c_3 &= 8909,5 \\ c_4 &= -0,045\,76 \\ c_5 &= 0,4422 \\ c_6 &= 0,010\,10 \\ c_7 &= -0,3575 \\ c_8 &= -0,000\,392\,6 \\ c_9 &= -4278,1. \end{aligned}$$

Die Kurven von T_b bei $p = 1$ bar sind in Abbildung 3.9 beispielhaft für verschiedene Werte von T_u über ϕ aufgetragen und mit den Werten aus [67] verglichen.

Die anderen Parameter für Gleichung (3.39) sind in Tabelle 3.7 zusammengefasst. [65] Zur Verwendung im numerischen Verbrennungsmodell werden für $\frac{E}{R_m}$ und γ wiederum

Äquivalenz- verhältnis ϕ	Temperatur der unverbr. Z. T_u/K	Druck p/bar	Adiabate Flammentemperatur T_b/K
0,8	300	1	1998
1	301	1	2227
1,2	300	1	2133
0,8	358	1	2036
1	360	1	2253
1,2	360	1	2169
0,8	402	1	2062
1	404	1	2273
1,2	403	1	2198
0,8	302	5	2000
1	301	5	2258
1,2	300	5	2137
0,8	358	5	2041
1	350	5	2289
1,2	355	5	2178
0,8	401	5	2071
1	404	5	2309
1,2	404	5	2208
0,8	310	10	2004
1	297	10	2267
1,2	300	10	2137
0,8	358	10	2045
1	356	10	2300
1,2	359	10	2179
0,8	404	10	2075
1	401	10	2326
1,2	402	10	2208

Tabelle 3.6: Werte für die adiabate Flammentemperatur aus [65]

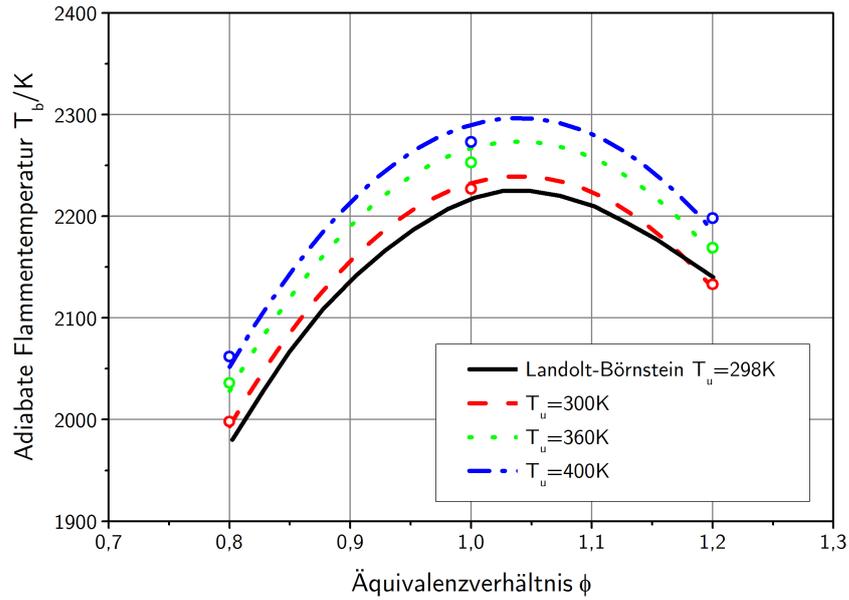


Abbildung 3.9: Adiabate Flammentemperatur aus Gleichung (3.40) und aus [67]

Ausgleichsfunktionen bestimmt:

$$\frac{E}{R_m} = f(p) = r_0 + r_1 \ln p + r_2 \ln^2 p \quad (3.42)$$

mit

$$\begin{aligned} r_0 &= 12\,530 \\ r_1 &= 6\,407 \\ r_2 &= -1\,471 \end{aligned}$$

und

$$\gamma = f(p, T_u) = g_3 \ln^2 p + g_2 \ln p + g_1 T_u + g_0 \quad (3.43)$$

mit

$$\begin{aligned} g_0 &= 3,0063 \\ g_1 &= 0,002\,719 \\ g_2 &= 4,1756 \\ g_3 &= -0,7320. \end{aligned}$$

Die Ausgleichsfunktionen für $\frac{E}{R_m}$ und γ sind in Abbildung 3.10 und Abbildung 3.11 zusammen mit den Werten aus [65] dargestellt.

Abschließend werden die verschiedenen Modelle für die laminare Flammgeschwindigkeit in Abbildung 3.12 bei verschiedenen Bedingungen gegenübergestellt. Die durchgezogenen Kurven stellen das Modell von Liao [63] dar, strichliert das empirische Modell

Druck p/bar	Temperatur der unverbr. Z. T_u/K	Reduzierte Aktivierungsenergie $\frac{E}{R_m}/\text{K}$	Empirische Konstante γ
1	300	12 530	3,811
1	358	12 530	3,995
1	400	12 530	4,092
5	300	19 030	8,674
5	358	19 030	8,797
5	400	19 030	8,893
10	300	19 480	9,531
10	358	19 480	9,724
10	400	19 480	9,846

Tabelle 3.7: Parameter für Gleichung (3.39) aus [65]

von Gu [65], punktiert das physikalische Modell von Gu [65] und strichpunktiert das Modell von Methgalchi [64]. Die mittlere (schwarze) Gruppe entspricht den Referenzbedingungen, die obere (rote) Gruppe erhöhter Temperatur $T_u = 360 \text{ K}$ und die untere (blaue) Gruppe erhöhtem Druck $p = 5 \text{ bar}$.

Restgaseinfluss Für Benzin ist in [62] die Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit vom Restgasgehalt x_{RG} durch

$$\frac{v_1(x_{\text{RG}})}{v_1(0)} = \left(1 - a \cdot x_{\text{RG}}^b\right) \quad (3.44)$$

mit den Koeffizienten $a = 2,06$ und $b = 0,773$ angegeben. Der Restgaseinfluss bei Methan wird in [63] wie folgt berücksichtigt:

$$\frac{v_1(x_{\text{RG}})}{v_1(0)} = c_2 x_{\text{RG}}^2 + c_1 x_{\text{RG}} + c_0. \quad (3.45)$$

Die Koeffizienten werden angegeben mit $c_2 = 5,4825$, $c_1 = -4,1988$ und $c_0 = 0,9952$. In [64] und [65] finden sich keine Angaben zu Versuchen mit verdünnten Proben. Abbildung 3.13 zeigt die Abhängigkeit der laminaren Flammgeschwindigkeit vom Restgasgehalt bei Methan nach Gleichung (3.45) (durchgezogen) im Vergleich mit den Werten für Benzin nach Gleichung (3.44) (strichliert).

Die verschiedenen Ansätze für die laminare Flammgeschwindigkeit und den Restgaseinfluss werden im folgenden Abschnitt gegenübergestellt.

3.2.3 Auswahl des Modells für die laminare Flammgeschwindigkeit und Kalibrierung des Verbrennungsmodells

Zur Integration der Gleichungen 3.1 und 3.7 müssen demnach drei Konstante bestimmt werden [59]: Die Proportionalitätskonstante C_s zwischen der turbulenten Flammen-

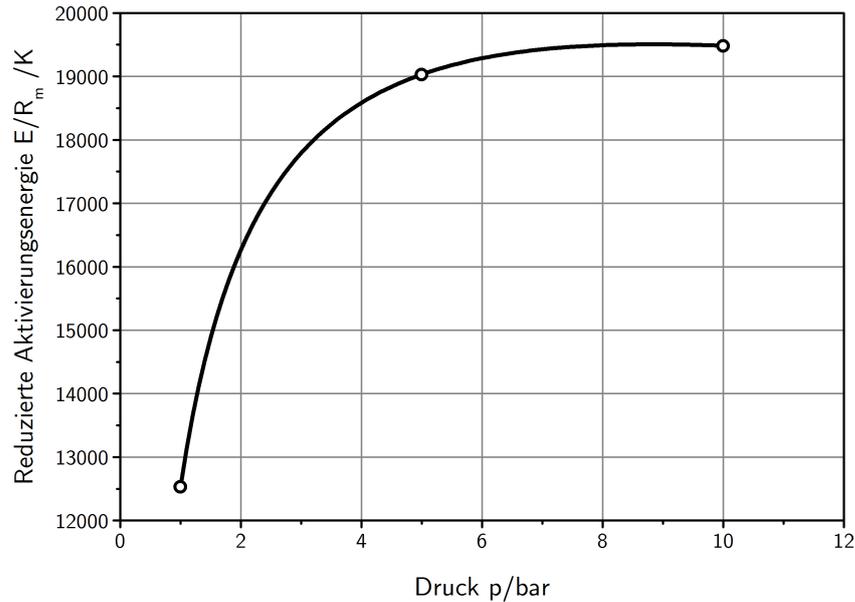


Abbildung 3.10: Reduzierte Aktivierungsenergie. Ausgleichsfunktion Gleichung (3.42) und Werte aus [65]

geschwindigkeit und der Turbulenzintensität, die Konstante C_k , die den Einfluss der turbulenten Flammgeschwindigkeit in der ersten Phase der Flammenausbreitung bestimmt und C_λ , das die charakteristische Länge zur Taylorlänge korreliert.

Die Bewertung der verschiedenen Parametersätze erfolgte wie in 2.3 beschrieben. Abbildung 3.14 vergleicht einen gemessenen (durchgezogen) und zwei mit unterschiedlichen Parametersätzen simulierte Brennverläufe im Betriebspunkt $n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 15 \text{ bar}$. Die strichpunktierte Kurve zeigt einen »schlechten« Parametersatz mit großer Abweichung ($\bar{Q}_{B,\text{diff}} = 0,022$), die strichlierte Kurve einen »guten« Parametersatz mit geringer Abweichung ($\bar{Q}_{B,\text{diff}} = 0,002$).

Mit den gewählten Parametern wurde ein Testplan nach der *Latin-Hypercube*-Methode erstellt [23]. Innerhalb der gewählten Parametergrenzen wurden 1000 verschiedene Parametersätze definiert, mit denen in jedem Betriebspunkt ein Brennverlauf bestimmt wurde. Die verwendeten Betriebspunkte sind aus Abbildung 3.15 ersichtlich.

Diese Prozedur wurde für alle vier verschiedenen Flammgeschwindigkeitsmodelle durchgeführt. Zur Bewertung der unterschiedlichen Ansätze wurde zunächst für jeden Ansatz ein Parametersatz ermittelt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 3.8 dargestellt.

Mit diesen Parametersätzen wurde eine Simulation der Betriebspunkte aus Abbildung 3.15 durchgeführt. Der arithmetische Mittelwert von $\bar{Q}_{B,\text{diff}}$ über alle Betriebspunkte wurde als Kriterium herangezogen. Die entsprechenden Werte sind in Tabelle 3.9 zusammengefasst.

Hier fällt auf, dass die drei empirischen Ansätze eine ähnliche Modellqualität liefern, während das physikalische Modell merklich größere Abweichungen zeigt. Insgesamt zeigt

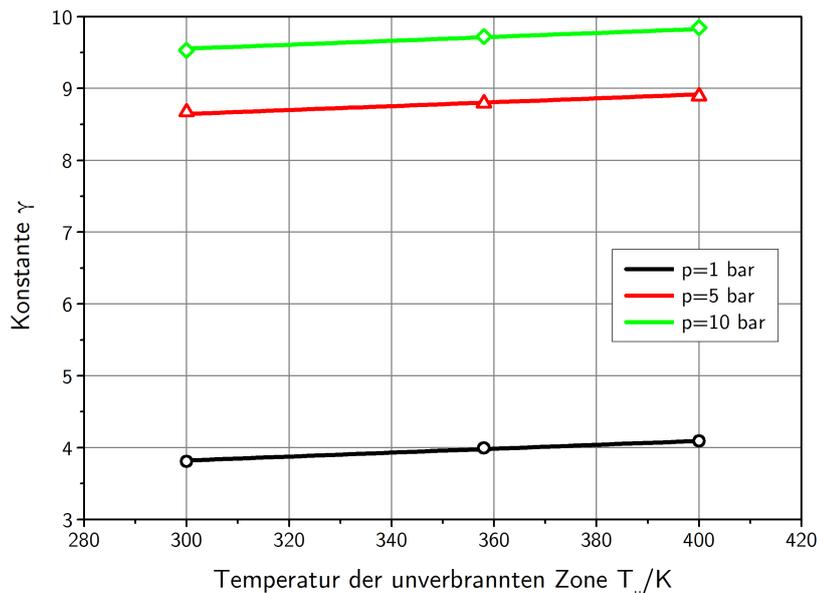


Abbildung 3.11: Konstante γ . Ausgleichsfunktion Gleichung (3.43) und Werte aus [65]

Modell	Gleichungen	C_s	C_k	C_λ
Liao	3.14, 3.23, 3.24	1,227	2,195	1,008
Gu empirisch	3.22, 3.37, 3.38	1,194	1,913	0,977
Gu physikalisch	3.39, 3.42, 3.43	1,687	1,878	1,862
Methgalchi	3.15, 3.28, 3.29	1,055	2,180	1,130

Tabelle 3.8: Parametersätze des Erdgas-Verbrennungsmodells mit verschiedenen Ansätzen für die laminare Flammgeschwindigkeit

der Ansatz von Liao den geringsten Fehler über den gesamten Betriebsbereich.

Abschließend wurde eine weitere Modellvariante kalibriert, um die Terme zur Berücksichtigung des Restgaseinflusses nach Gleichung (3.44) und Gleichung (3.45) zu vergleichen. Wie aus der Darstellung in Abbildung 3.13 ersichtlich, unterscheiden sich die beiden Varianten in geringem Ausmaß und auch das Ergebnis des Modellvergleichs zeigt nur einen geringen Unterschied. Das Ergebnis von 0,00353 für den Mittelwert der Abweichung mit Gleichung (3.44) ist geringfügig schlechter als mit Gleichung (3.45). Abbildung 3.16 zeigt einen Vergleich der Einzelabweichungen in allen Betriebspunkten dieser zwei Modellvarianten über dem Restgasgehalt; es lässt sich keine Tendenz der Abweichungen über dem Restgasgehalt erkennen.

Die Rechenzeiten mit den beschriebenen Ansätzen lassen keine signifikanten Unterschiede erkennen. Für die weiteren Untersuchungen wird daher das Modell für die Flammgeschwindigkeit nach Liao mit den Gleichungen 3.14, 3.23, 3.24 und 3.45 verwendet.

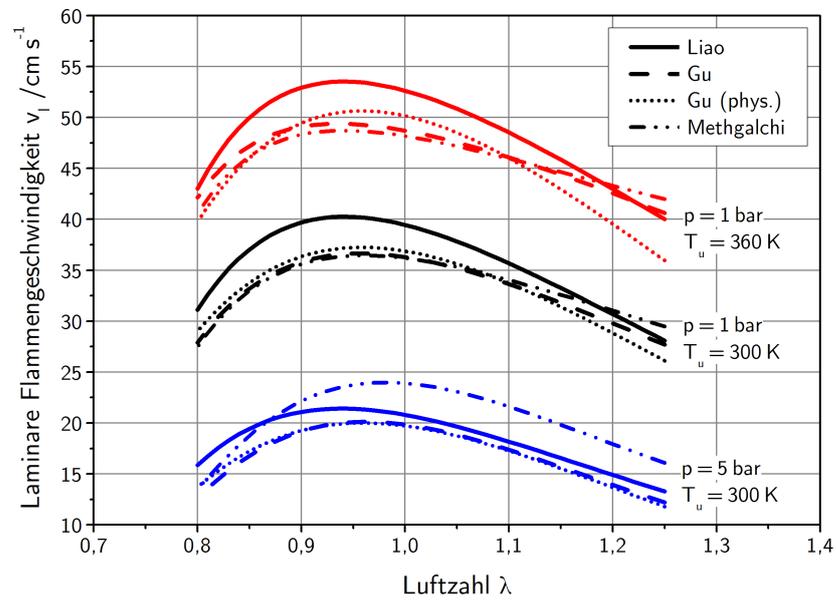


Abbildung 3.12: Vergleich der verschiedenen Modelle für die laminare Flammengeschwindigkeit bei unterschiedlichen Bedingungen

Modell	Mittelwert der Abweichung
Liao	0,00351
Gu empirisch	0,00359
Gu physikalisch	0,00681
Methgalchi	0,00375

Tabelle 3.9: Ergebnis der Kalibrierung des Erdgas-Verbrennungsmodells mit verschiedenen Ansätzen für die laminare Flammengeschwindigkeit

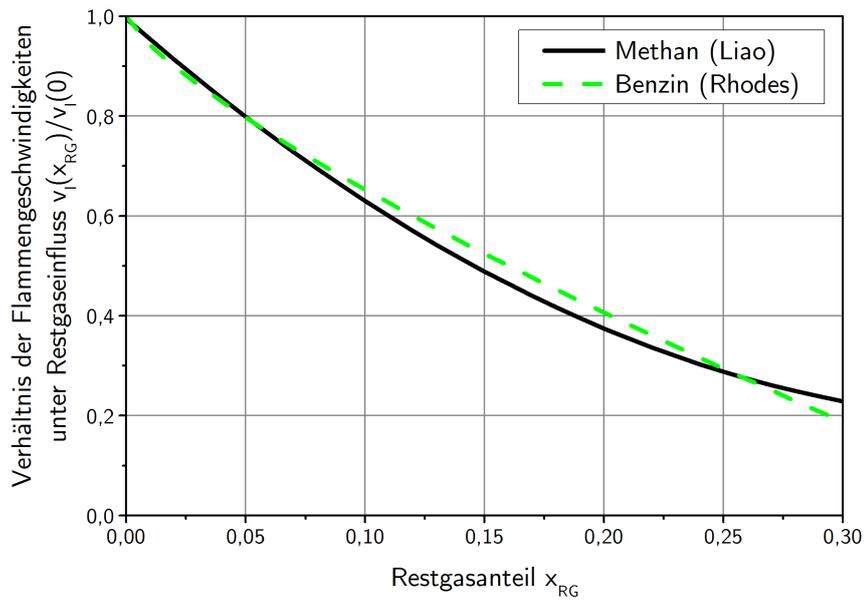


Abbildung 3.13: Vergleich der Ansätze für den Restgaseinfluss auf die laminare Flammgeschwindigkeit für Benzin [62] und Methan [63].

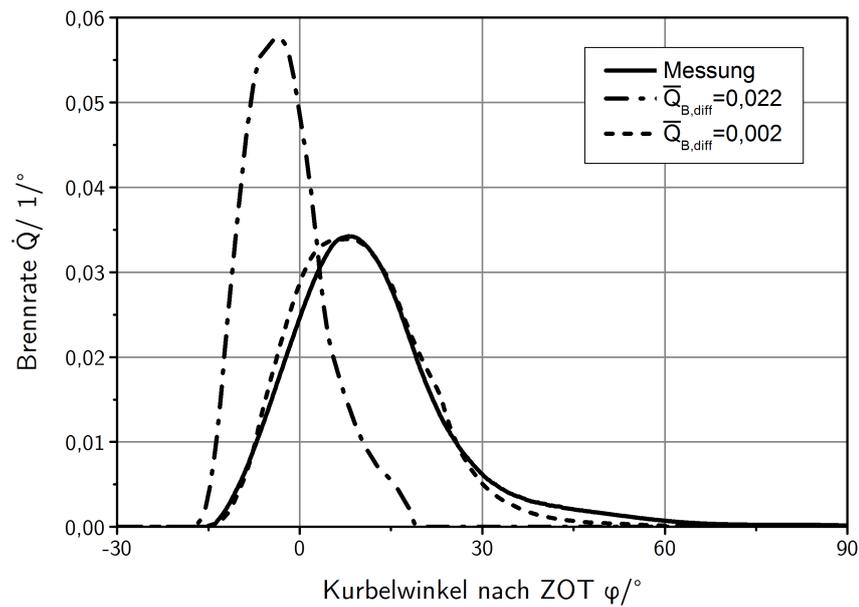


Abbildung 3.14: Vergleich eines gemessenen Brennverlaufs mit zwei simulierten Brennverläufen mit unterschiedlichen Parametersätzen; Betriebspunkt $2500 \text{ min}^{-1}/15 \text{ bar}$

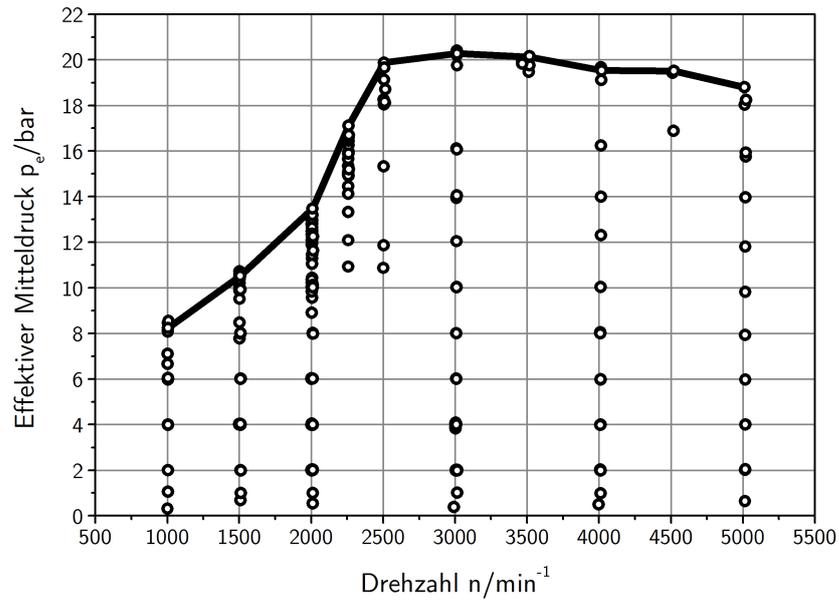


Abbildung 3.15: Zur Kalibrierung verwendete und als Messung vorhandene Betriebspunkte

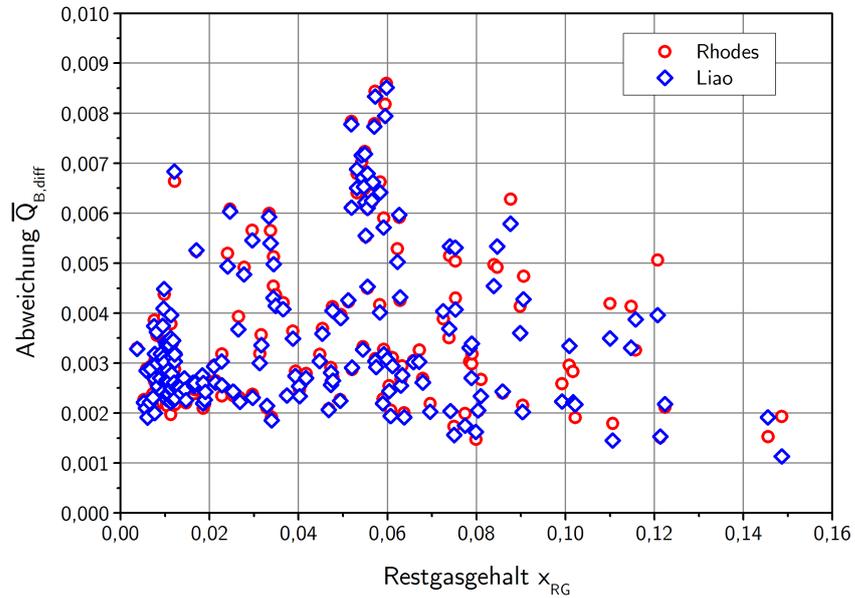


Abbildung 3.16: Vergleich der Kalibrierergebnisse mit verschiedenen Ansätzen für den Restgaseinfluss

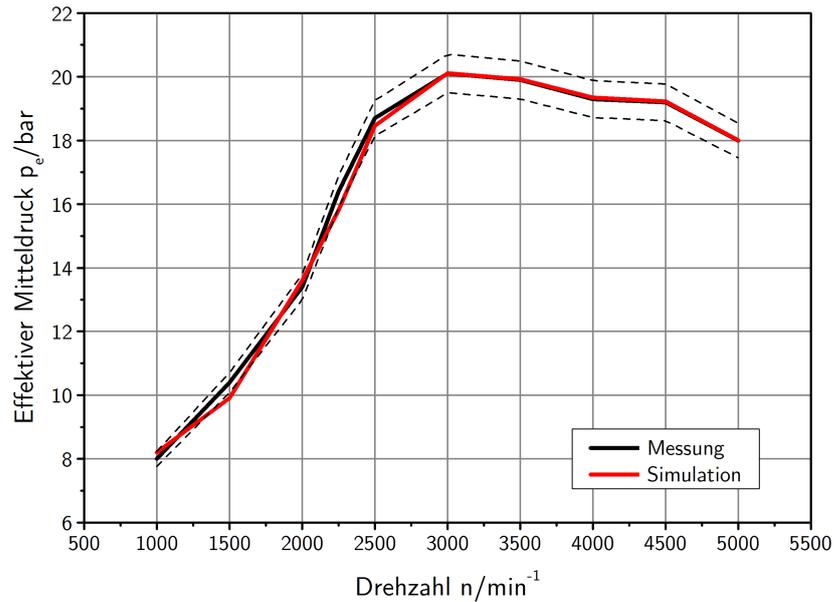


Abbildung 3.18: Effektiver Mitteldruck bei Volllast; Vergleich von Messung und Simulation. Die strichlierten Linien zeigen ein $\pm 3\%$ Intervall um die Messdaten an.

dergeben zu können, müssen die Verhältnisse im Turbineneintritt den realen Verhältnissen entsprechen. Abbildung 3.20 und Abbildung 3.21 zeigen die Werte von Druck und Temperatur vor Turbine.

Die Aufgabe der eindimensionalen Strömungskomponenten des Modells ist es, die Bedingungen im Zylinder bei Einlassschluss richtig zu bestimmen. Mit diesen Anfangsbedingungen ist das nulldimensionale Verbrennungsmodell, das in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben wurde, in der Lage, einen Brennverlauf zu berechnen, aus dem sich der entsprechende Zylinderdruckverlauf ergibt. Brennverlauf und Zylinderdruck aus der Simulation sind in den Abbildungen 3.22 bis 3.25 dargestellt und mit den Messergebnissen in den Volllastpunkten bei $n = 2250 \text{ min}^{-1}$ und $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ verglichen.

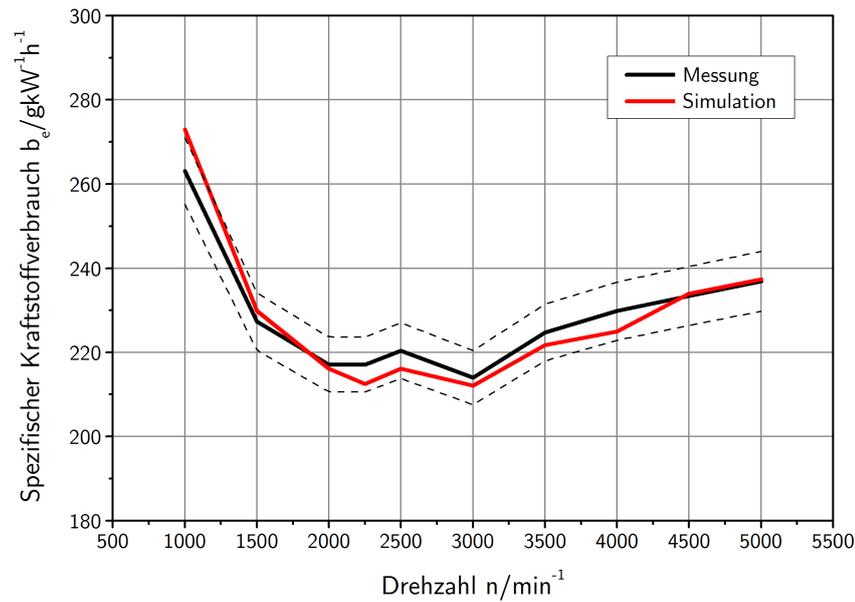


Abbildung 3.19: Spezifischer Kraftstoffverbrauch bei Volllast; Vergleich von Messung und Simulation. Die strichlierten Linien zeigen ein $\pm 3\%$ Intervall um die Messdaten an.

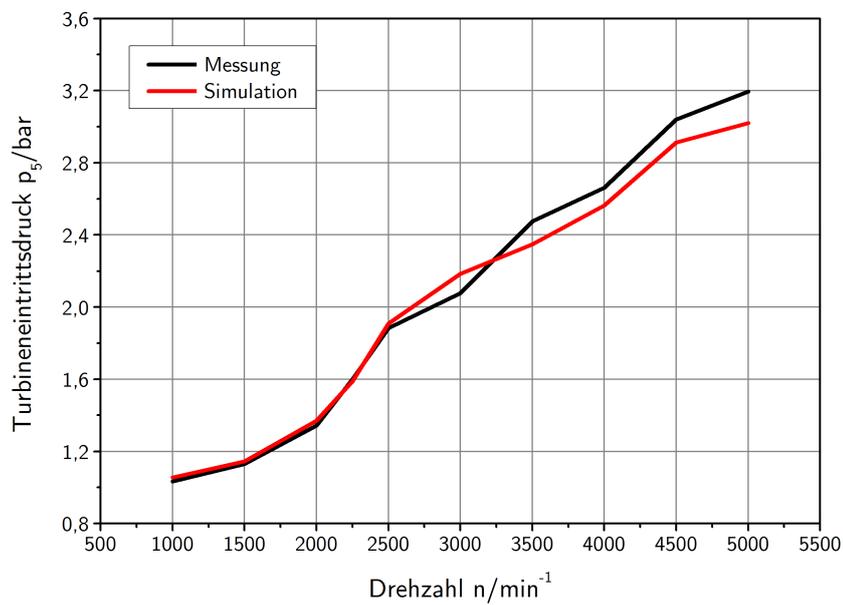


Abbildung 3.20: Turbineneintrittsdruck bei Volllast; Vergleich von Messung und Simulation.

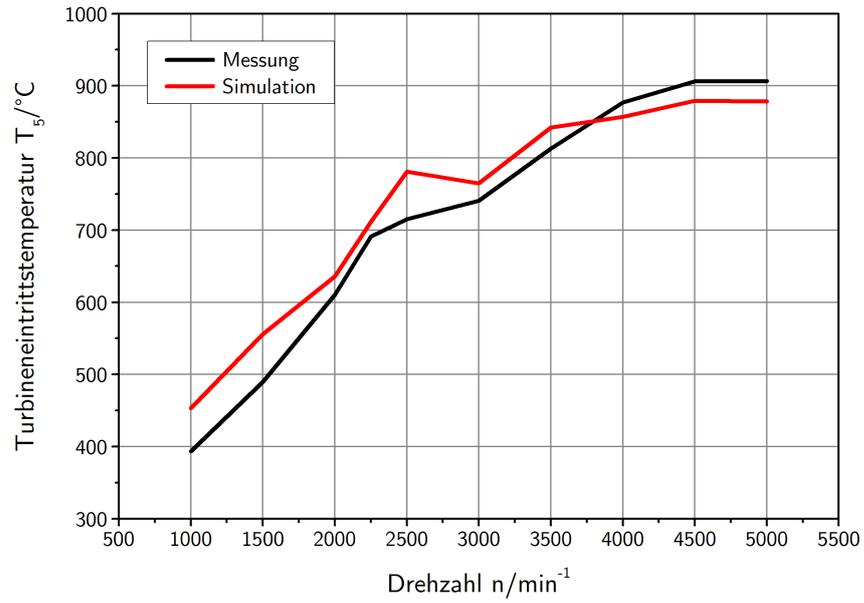


Abbildung 3.21: Turbineneintrittstemperatur bei Volllast; Vergleich von Messung und Simulation.

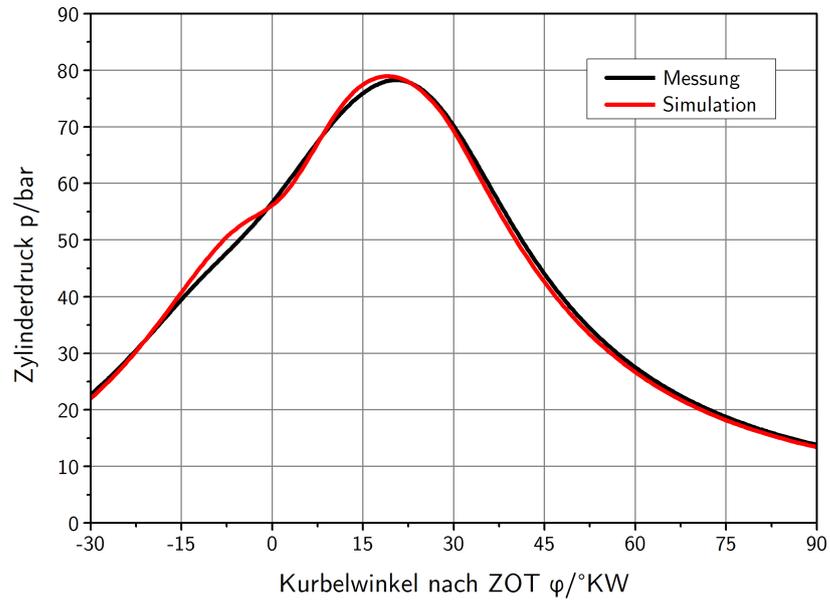


Abbildung 3.22: Zylinderdruck bei Volllast $n = 2250 \text{ min}^{-1}$; Vergleich von Messung und Simulation.

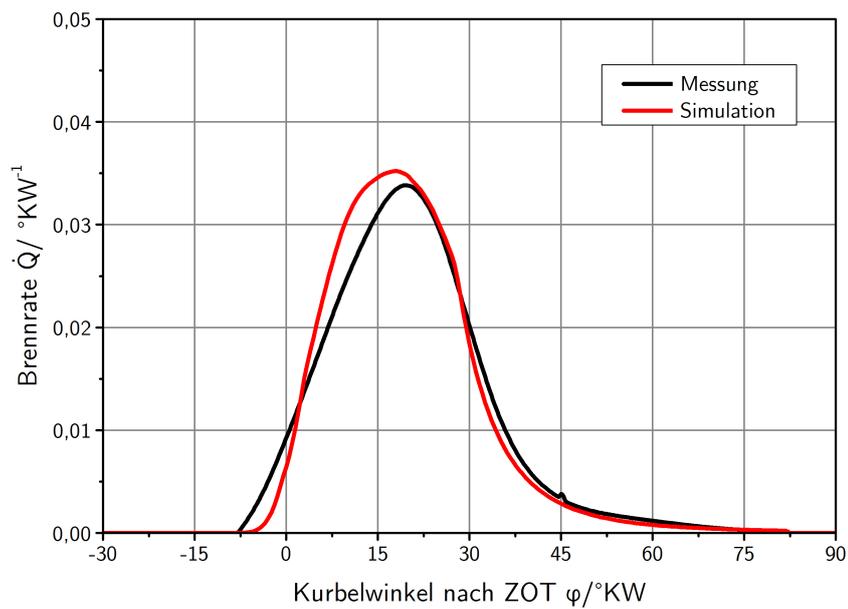


Abbildung 3.23: Brennrate bei Volllast $n = 2250 \text{ min}^{-1}$; Vergleich von Messung und Simulation.

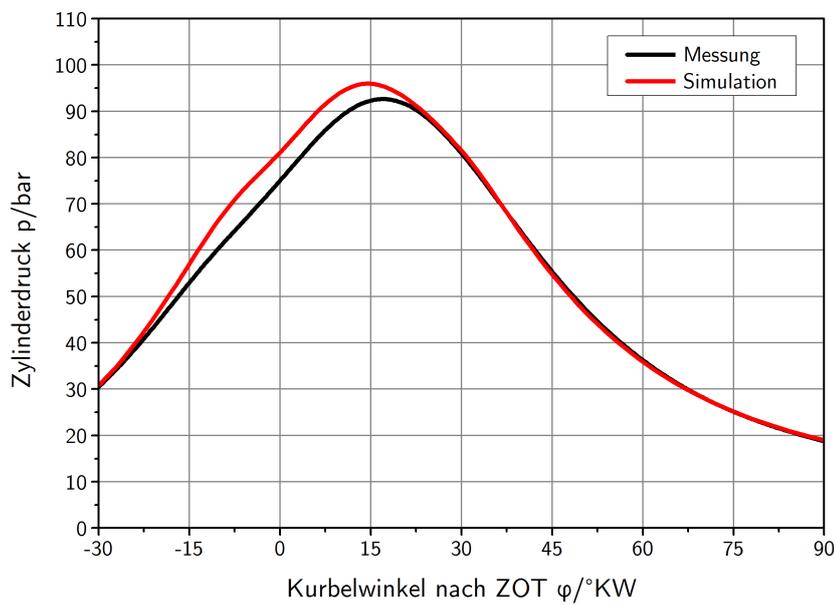


Abbildung 3.24: Zylinderdruck bei Volllast $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; Vergleich von Messung und Simulation.

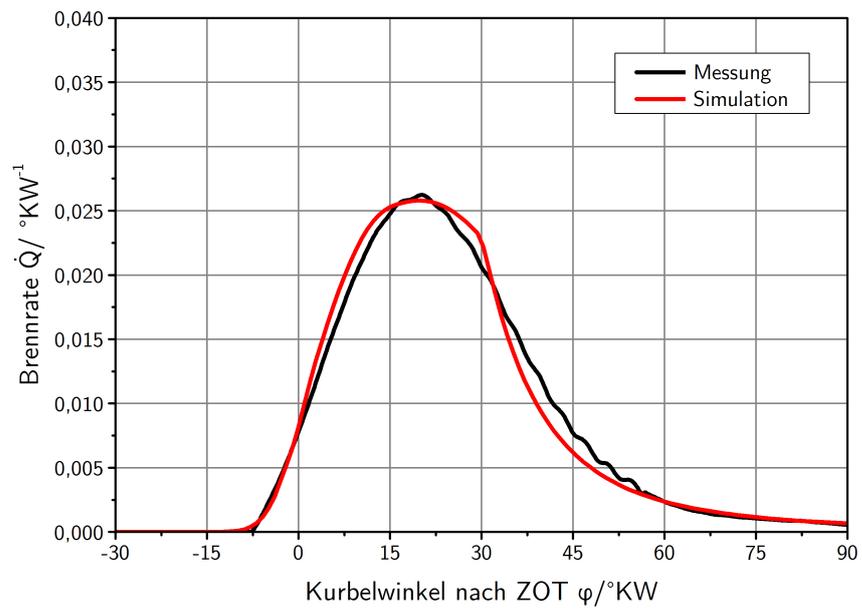


Abbildung 3.25: Brennrate bei Volllast $n = 5000 \text{ min}^{-1}$; Vergleich von Messung und Simulation.

Neben der Auslegung und Optimierung des Motors ist die Optimierung des Gesamtsystems im transienten Zyklus die Kernaufgabe des Simulationsmodells. Im vorliegenden Projekt war die Aufgabenstellung, das System im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ) zu optimieren.

Zunächst wurde dieser Zyklus für das untersuchte Fahrzeug analysiert und für die einzelnen Lastpunkte eine Häufigkeitsverteilung ausgewertet. Abbildung 3.26 zeigt diese Häufigkeiten in relevanten Kennfeldbereich.

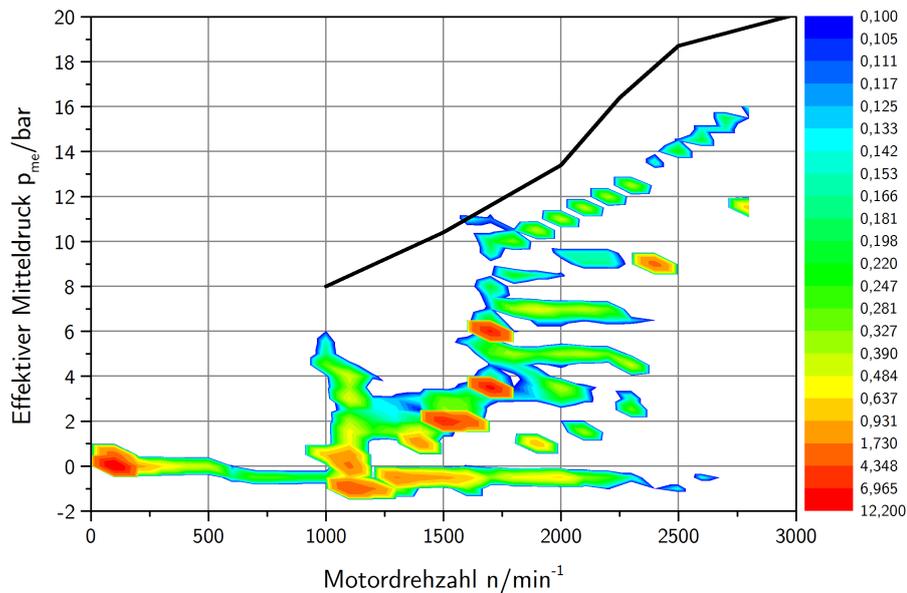


Abbildung 3.26: Relative Häufigkeitsverteilung der Betriebspunkte im NEFZ. Last-Drehzahl-Kennfeld mit Vollastlinie, Häufigkeit in Prozent.

Dabei ist eine Häufung der Lastpunkte in einem niedrigen Last- und Drehzahlbereich zu erkennen; den größten Zeitanteil im Zyklus haben Lastpunkte zwischen 0 und 2500 min^{-1} und 0 und 6 bar.

Abbildung 3.27 zeigt daher als relevante Größe den spezifischen Teillastverbrauch bei 2, 4 und 6 bar im Vergleich mit den Messergebnissen.

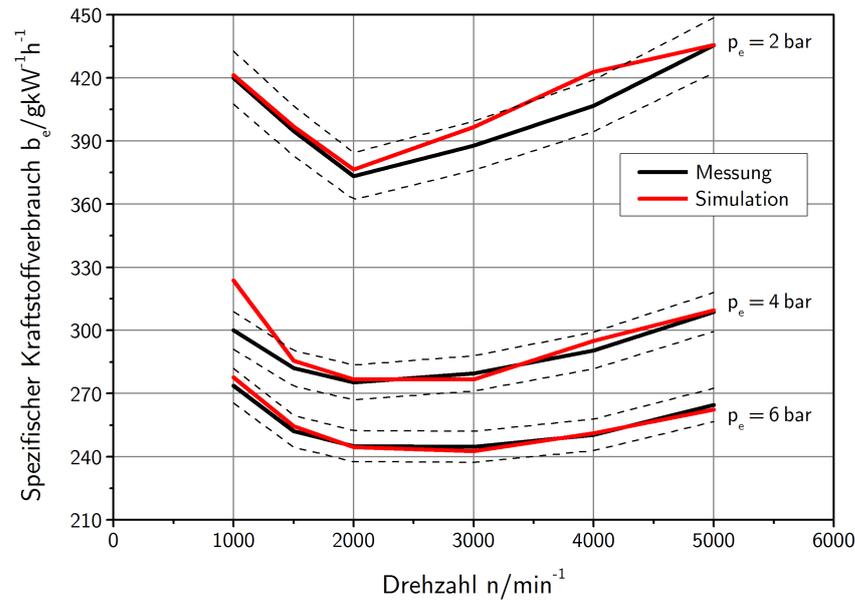


Abbildung 3.27: Spezifischer Teillastverbrauch über der Drehzahl für verschiedene Lasten; Vergleich von Messung und Simulation.

3.3.2 Turbolader

Nachdem im vorangegangenen Abschnitt die Modellgüte überprüft wurde, wird in diesem Abschnitt auf die Auswahl eines geeigneten Abgasturboladers (ATL) mit Hilfe des Simulationsmodells eingegangen.

Der Motor war in der Basiskonfiguration mit einem Abgasturbolader ausgerüstet, der in weiterer Folge mit »Standard« bezeichnet wird. Abbildung 3.28 zeigt das Verdichterkennfeld dieser Variante, Abbildung 3.29 das Turbinenkennfeld.

In beiden Diagrammen erkennt man, dass der Turbolader nicht optimal ausgewählt ist; sowohl Verdichter als auch Turbine arbeiten in Kennfeldbereichen mit vergleichsweise niedrigen Wirkungsgraden. Mit einem kleineren Lader kann einerseits der Arbeitsbereich in einen Bereich besseren Wirkungsgrads sowohl des Verdichters als auch der Turbine gelegt werden, andererseits kann durch die geringere Trägheit des Laufzeugs auch das Ansprechverhalten verbessert werden. [68]

Die Abbildungen 3.30 und 3.31 zeigen Verdichter- und Turbinenkennfeld eines solchen kleineren Laders, der in weiterer Folge mit »Option« bezeichnet wird. Tabelle 3.10 zeigt die Außendurchmesser der Verdichter- und Turbinenräder der untersuchten Turbolader.

Im Verdichterkennfeld und besonders deutlich im Turbinenkennfeld ist eine Verschiebung des Betriebsbereichs hin zu besseren Wirkungsgraden zu erkennen.

Vergleicht man die Volllastkurven der beiden Ladervarianten (Abbildung 3.32) so zeigt sich ein etwas besserer Drehmomentaufbau im untersten Drehzahlbereich und ein Erreichen des höchsten zulässigen Mitteldrucks bei einer niedrigeren Drehzahl.

Die Turboladervariante »Option« wurde auch am realen Motor aufgebaut. Ein Ver-

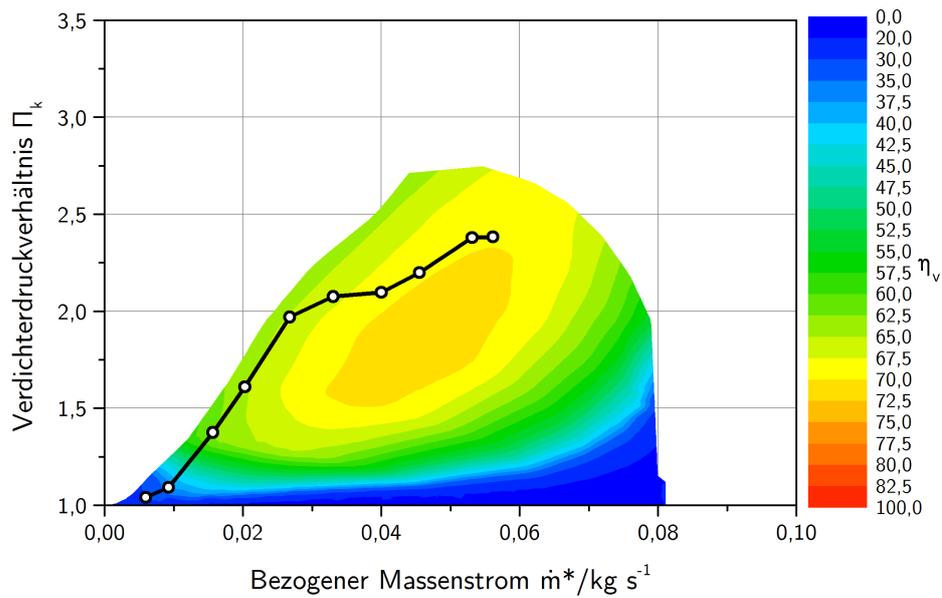


Abbildung 3.28: Verdichterkennfeld des Turboladers »Standard« mit Motorschlucklinie. Wirkungsgrad η_v in % über bezogenem Massenstrom und Druckverhältnis.

	Standard	Option
Verdichter	37	33
Turbine	36,5	31

Tabelle 3.10: Verdichter- und Turbinendurchmesser der untersuchten Turbolader in mm

gleich der Simulation mit der Messung zeigt eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse (Abbildung 3.33).

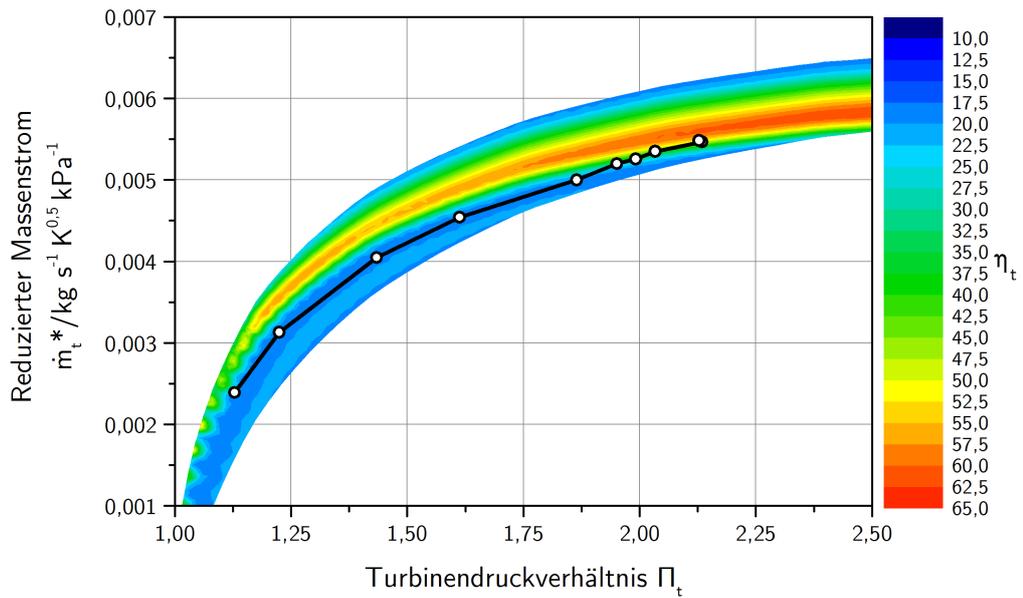


Abbildung 3.29: Turbinenkennfeld des Turboladers »Standard« mit Schlucklinie. Wirkungsgrad η_t in % über Druckverhältnis und reduziertem Massenstrom.

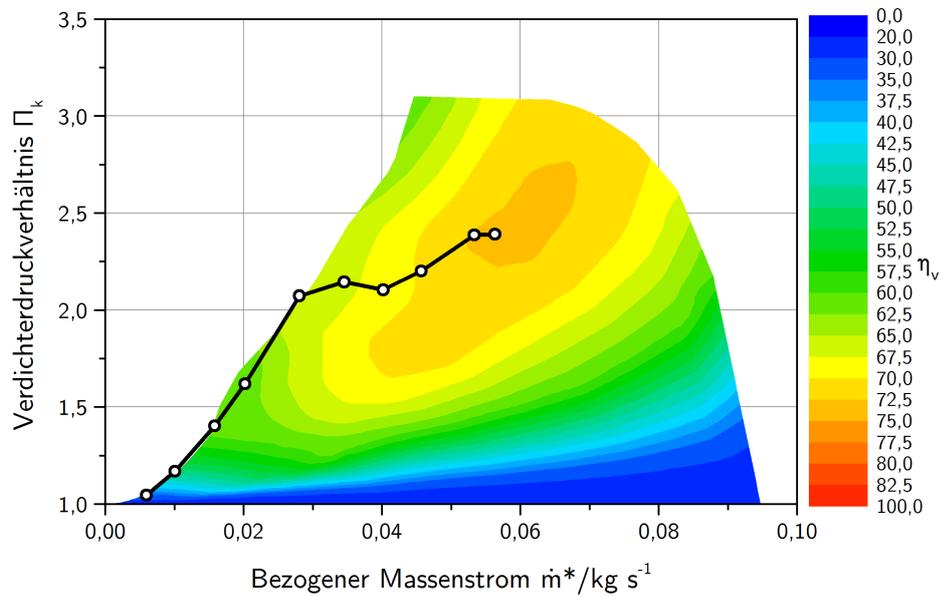


Abbildung 3.30: Verdichterkennfeld des Turboladers »Option« mit Motorschlucklinie. Wirkungsgrad η_v in % über bezogenem Massenstrom und Druckverhältnis.

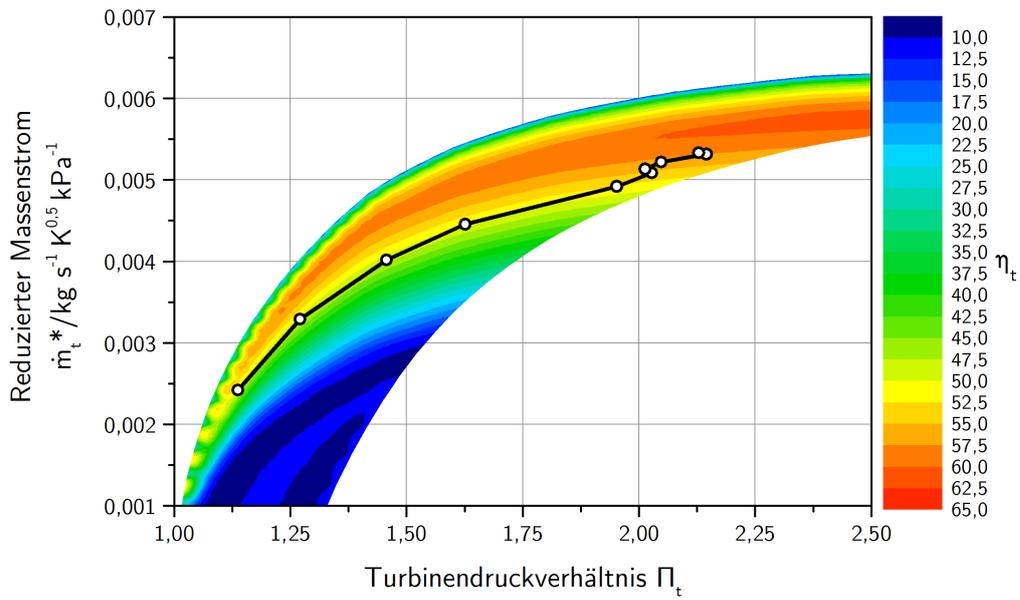


Abbildung 3.31: Turbinenkennfeld des Turboladers »Option« mit Schlucklinie. Wirkungsgrad η_t in % über Druckverhältnis und reduziertem Massenstrom.

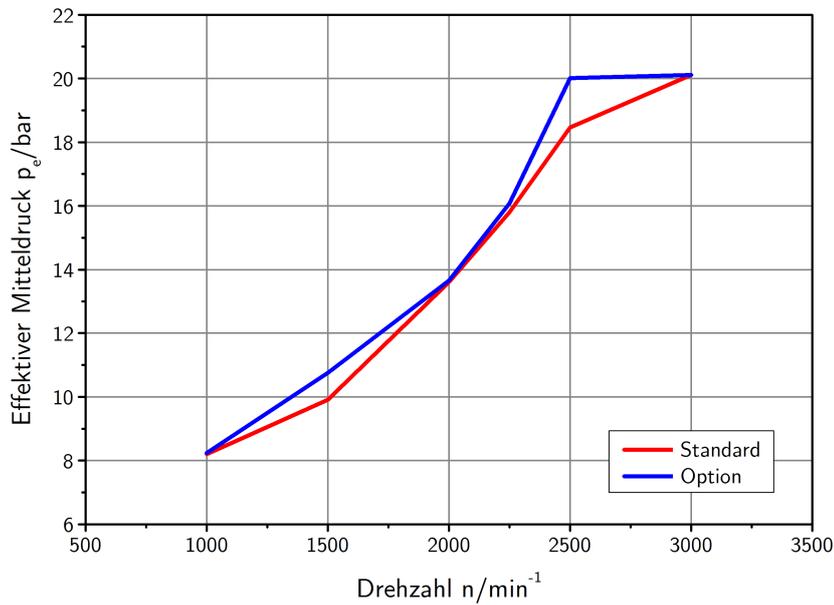


Abbildung 3.32: Effektiver Mitteldruck bei Vollast; Vergleich der Turboladervarianten »Standard« und »Option«.

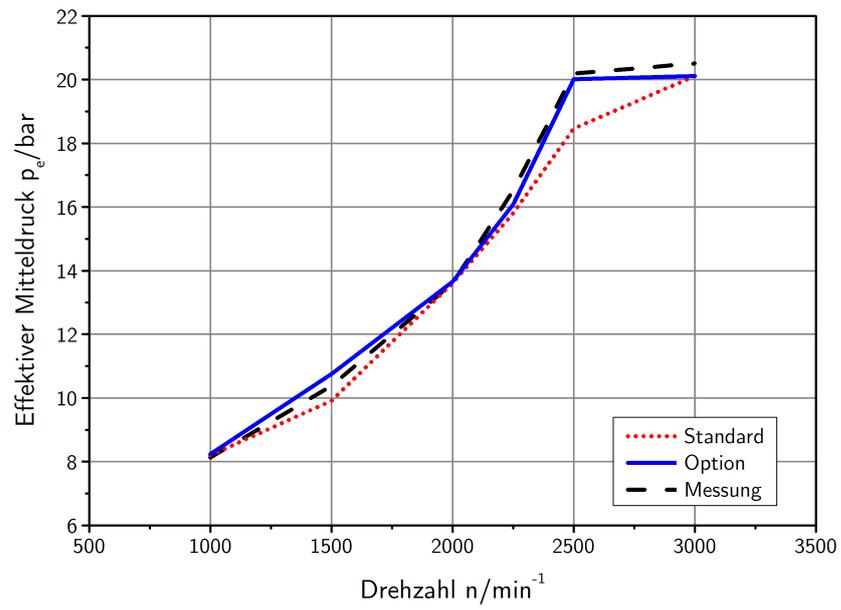


Abbildung 3.33: Effektiver Mitteldruck bei Vollast; Turboladervariante »Option«, Vergleich mit Messung.

3.3.3 Nockenwelle – Atkinson-Zyklus

Eine Variante der thermodynamischen Prozessführung ist der sogenannte Atkinson-Zyklus [4]. Hierbei wird das Einlassventil im Vergleich zu konventionellen Verfahren extrem spät – erst während des Kompressionstakts – geschlossen, was zur Folge hat, dass angesaugte Ladung zum Teil wieder durch das Einlassventil ausgestoßen wird und die Ladungsmasse reduziert wird („später Einlassschluss“). Gegenüber einer Füllungsregelung durch Verringerung des Saugrohrdrucks (Androsseln) werden hierbei merklich geringere Ladungswechselverluste generiert. Ein weiterer Effekt dieses Verfahrens ist – unter Beibehaltung eines unverändert hohen Expansionsverhältnisses – eine Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses. Insgesamt kann durch diese Verfahrensvariante jedoch der thermodynamische Wirkungsgrad gesteigert werden.

Abbildung 3.34 zeigt Ventilhub und Massenstrom durch Einlass- und Auslassventile beim Atkinson-Zyklus. Zum Vergleich sind in Abbildung 3.35 die gleichen Größen für ein herkömmliches Verfahren im gleichen Lastpunkt aufgetragen.

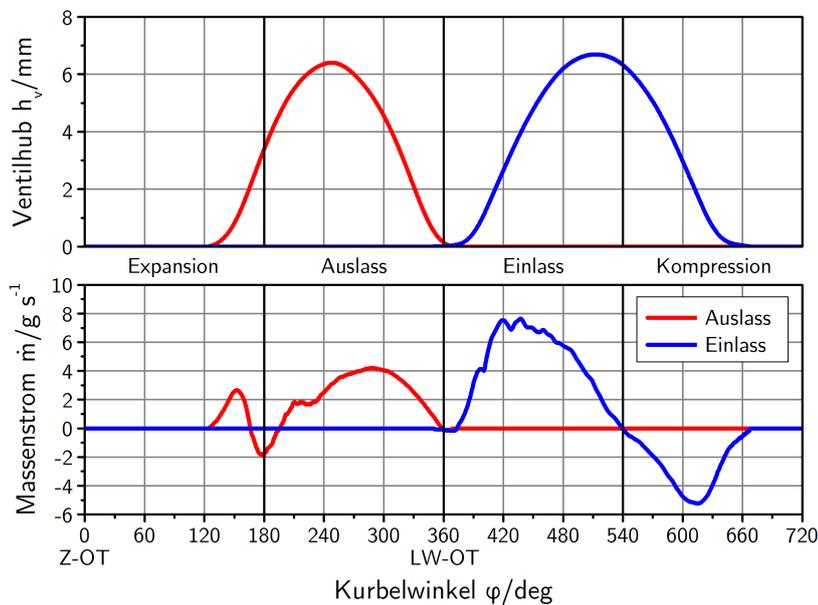


Abbildung 3.34: Atkinson-Zyklus – später Einlassschluss: Ventilhub und Massenstrom von Einlass und Auslass. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$.

Abbildung 3.36 zeigt einen Vergleich zwischen Atkinson- und konventionellem Zyklus im p-V-Diagramm. Durch den höheren Saugrohrdruck und den späten Einlassschluss ist die Ladungswechselschleife beim Atkinson-Zyklus kleiner. Abbildung 3.37 zeigt eine Verlustanalyse von konventionellem und Atkinson-Zyklus. Während sich die anderen Verluste kaum unterscheiden, ist beim Atkinson-Zyklus der Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$ merklich geringer. Tabelle 3.11 zeigt einen Vergleich der verschiedenen Anteile am Mitteldruck. Der Ladungswechselmitteldruck $p_{i,LW}$ ist beim Atkinson-Zyklus deut-

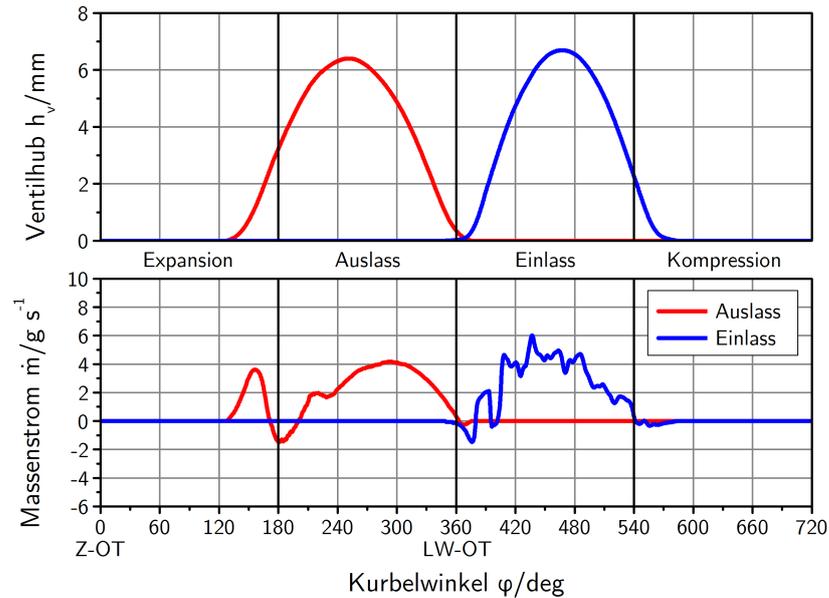


Abbildung 3.35: Konventionelle Steuerzeiten: Ventilhub und Massenstrom von Einlass und Auslass. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$.

lich geringer, dadurch ist auch der Mitteldruck der Hochdruckschleife $p_{i,HD}$ bei gleichem Lastpunkt (gleicher effektiver Mitteldruck p_e , indizierter Mitteldruck p_i und Reibmitteldruck p_r) niedriger.

	Konventionell	Atkinson
$p_{i,HD}$	3,43	3,19
$p_{i,LW}$	-0,62	-0,38
p_r	0,82	0,82
p_i	2,81	2,81
p_e	2,00	2,00

Tabelle 3.11: Vergleich der Mitteldrücke zwischen Atkinson- und konventionellem Zyklus. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$.

Bei einem Mehrventilmotor – genauer: bei einem Motor mit zwei Einlassventilen – lässt sich dieser Effekt nicht nur durch eine symmetrische Verlängerung der Ventilhubkurven beider Einlassventile erzielen, sondern auch durch eine Verschiebung der Einlassventilhubkurven zueinander. [69] Abbildung 3.38 zeigt Ventilhub und Massenstrom, die sich durch diese Maßnahme ergeben. Zwar bedeutet der über die Öffnungszeit integrierte geringere Öffnungsquerschnitt eine höhere Ladungswechselerbeit durch höhere Strömungsverluste, aus der höheren Strömungsgeschwindigkeit und der asymmetrischen Anströmung des Brennraums ergibt sich jedoch eine erhöhte Ladungsbewegung, die über

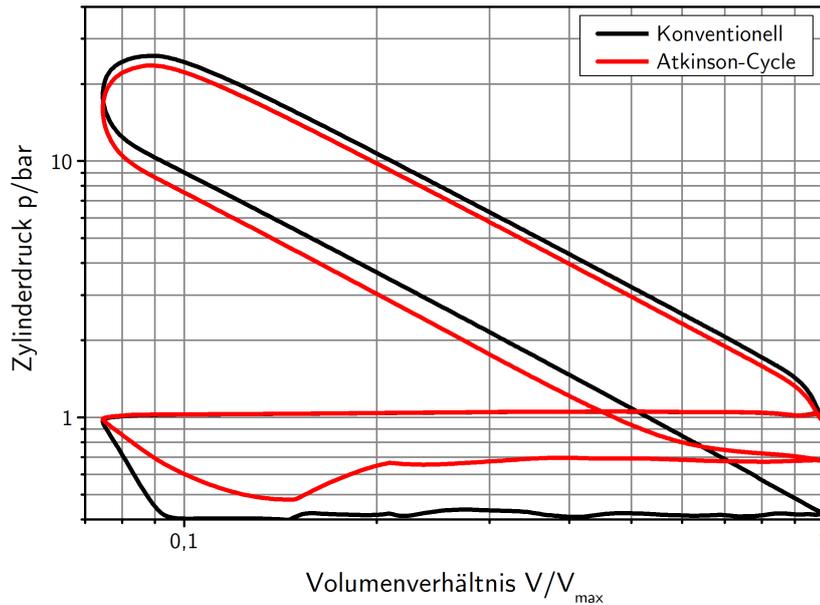


Abbildung 3.36: Vergleich der p - V -Diagramme von Atkinson-Zyklus und konventionellem Betrieb. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$.

eine reduzierte Brenndauer positiven Einfluss auf den Wirkungsgrad hat. Diese Vorteile durch erhöhte Ladungsbewegung konnten in der gewählten Modelltiefe jedoch nicht abgebildet werden.

Diese Variante des Atkinson-Zyklus wurde am realen Motor umgesetzt. Abbildung 3.39 zeigt die Nockenwellen für konventionellen und Atkinson-Zyklus im Vergleich.

Der Vorteil des Betriebs im Atkinson-Zyklus mit verschränkten Einlassnockenprofilen wird in Abbildung 3.40 dargestellt: Die Simulation zeigt, dass sich mit dieser Maßnahme der spezifische Kraftstoffverbrauch bei niedrigen Lasten ($2 \dots 4 \text{ bar}$) und Drehzahlen ($1000 \dots 2500 \text{ min}^{-1}$), die auch für den NEFZ relevant sind, senken lässt, während bei höheren Drehzahlen und Lasten kein Unterschied zum konventionellen Verfahren bemerkbar ist.

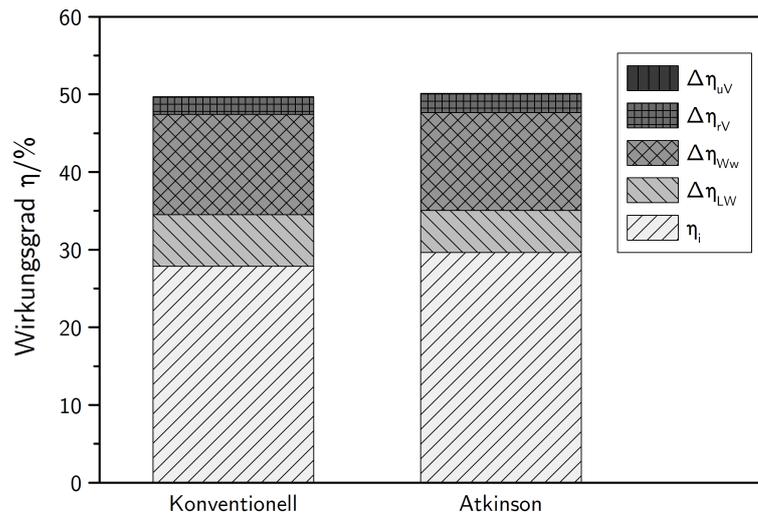


Abbildung 3.37: Verlustanalyse von konventionellem und Atkinson-Zyklus. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$. Die Indizes der einzelnen Verluste $\Delta\eta$ stehen für Verluste durch unvollständige Verbrennung (uV), realen Verbrennungsablauf (rV), Wandwärmeeübergang (Ww) und Ladungswechsel (LW). η_i ist der indizierte Wirkungsgrad.

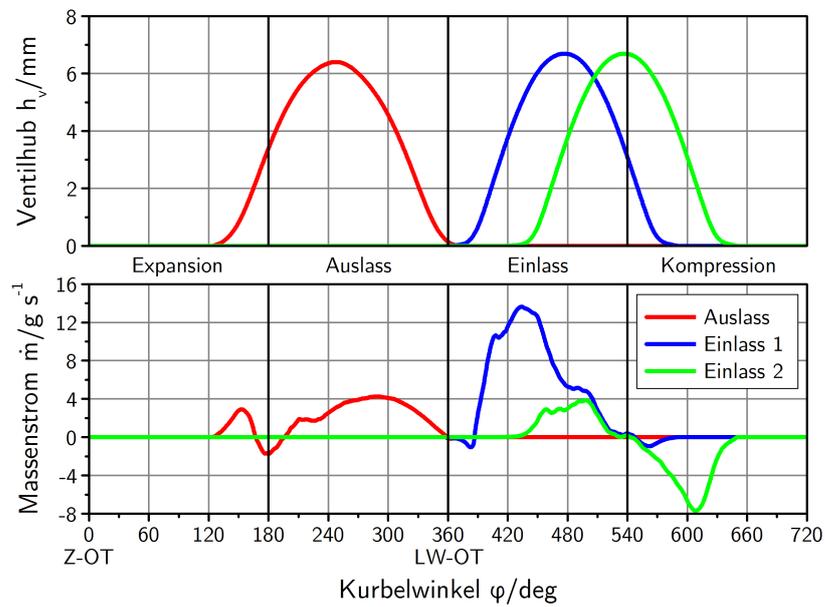


Abbildung 3.38: Atkinson-Zyklus durch Verschiebung eines Einlassnockenprofils: Ventilhub und Massenstrom. Betriebspunkt $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$.



Abbildung 3.39: Vergleich der Nockenwellenvarianten: links Standardvariante, rechts 60° KW verschränkt.

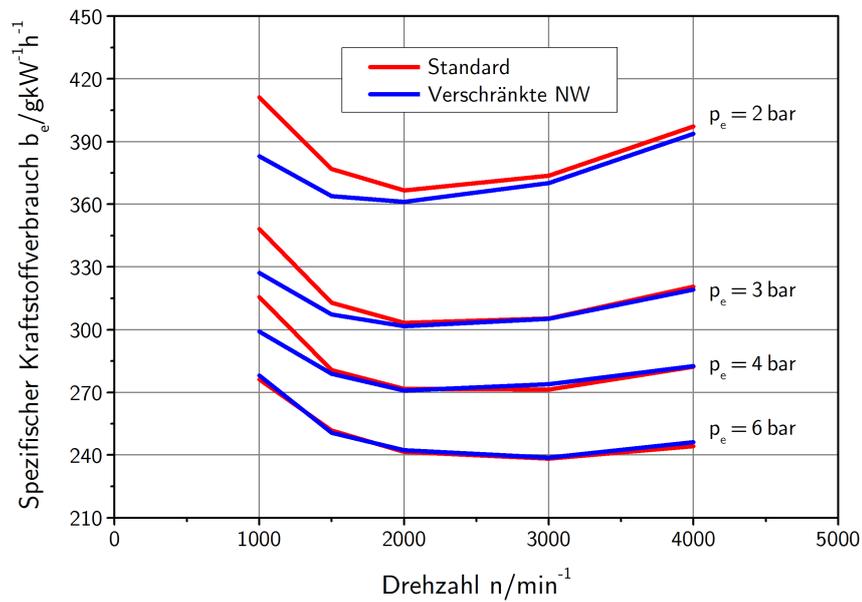


Abbildung 3.40: Spezifischer Kraftstoffverbrauch in verschiedenen Teillastbetriebspunkten. Vergleich der Standardvariante mit der Variante verschränkte Nockenwelle.

3.4 Gesamtfahrzeugmodell

In den vorhergehenden Abschnitten konnte gezeigt werden, dass das prädiktive Motormodell in der Lage ist, den Motorbetrieb hinreichend genau abzubilden und den Einfluss von Änderungen sowohl der Prozessparameter als auch mechanischer Baugruppen auf die wesentlichen Zielgrößen wiederzugeben.

Der Motorprozess darf jedoch nicht isoliert betrachtet werden, sondern muss – um die Auswirkungen der Maßnahmen auf den realen Betrieb zu beurteilen – in Zusammenhang mit dem Fahrzeug untersucht werden. Der nächste logische Schritt ist daher, dieses prädiktive Motormodell in ein Gesamtfahrzeugmodell zu integrieren.

3.4.1 Integration des prädiktiven Motormodells in das Fahrzeugmodell

In [70] ist ein Gesamtfahrzeugmodell beschrieben, das zur Bewertung der Längsdynamik (insbesondere Beschleunigung und Verbrauch) im CULT-Projekt zum Einsatz kam. Für diese Aufgabenstellung ist ein kennfeldbasiertes Motormodell eine geeignete Basis; über Drehmoment und Drehzahl werden stationäre Verbrauchswerte für die Berechnung des Fahrzeugverbrauchs bereitgestellt.

Werden nun wie in den vorangegangenen Abschnitten beschrieben tiefer gehende Eingriffe in das Motorkonzept vorgenommen, eine prädiktive Reaktion auf Änderungen der Prozessparameter verlangt oder Untersuchungen zum dynamischen Verhalten des Fahrzeugs durchgeführt, ist ein detaillierteres Motormodell erforderlich. Das kennfeldbasierte Modell wurde deshalb für die folgenden Untersuchungen in dem erwähnten Fahrzeugmodell durch das detaillierte, prädiktive Modell ersetzt. Dazu war es erforderlich, einige Regler im Modell an das geänderte dynamische Verhalten des Motormodells anzupassen.

Die Abbildungen 3.41 bis 3.43 zeigen, dass das um das prädiktive Motormodell erweiterte Fahrzeugmodell in der Lage ist, dem geforderten Fahrzyklus zu folgen.

Die wesentliche Zielgröße für die vorliegenden Untersuchungen war der Kraftstoffverbrauch oder die Kohlendioxidemissionen. Die Abbildungen 3.44 und 3.45 zeigen, dass das Modell in der Lage ist, auch die CO₂-Emissionen abzubilden.

Tabelle 3.12 fasst die Ergebnisse aus den Abbildungen 3.44 und 3.45 zusammen.

	Simulation	Messung	Δ
CO ₂ kumuliert	836,7 g	865,6 g	3,3 %
CO ₂ spezifisch	75,5 g km ⁻¹	79,6 g km ⁻¹	5,2 %

Tabelle 3.12: Ergebnisse des Vergleichs zwischen Simulation und Messung (Abbildungen 3.44 und 3.45)

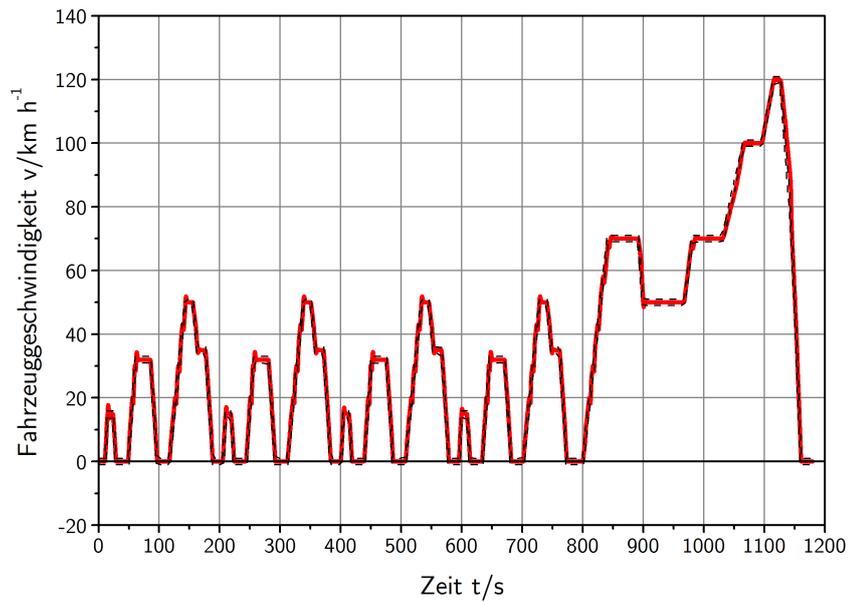


Abbildung 3.41: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Simulation mit zulässigen Grenzen

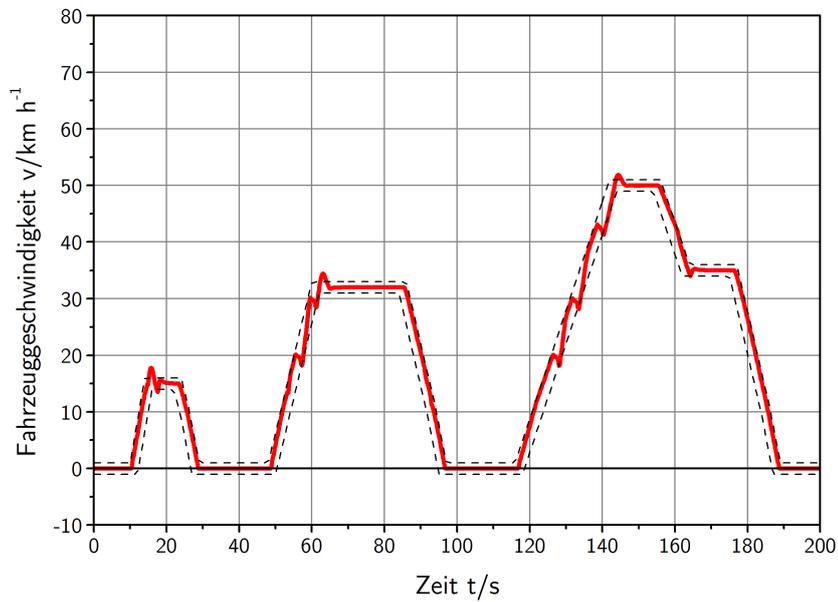


Abbildung 3.42: Neuer Europäischer Fahrzyklus – Stadtanteil; Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Simulation mit zulässigen Grenzen

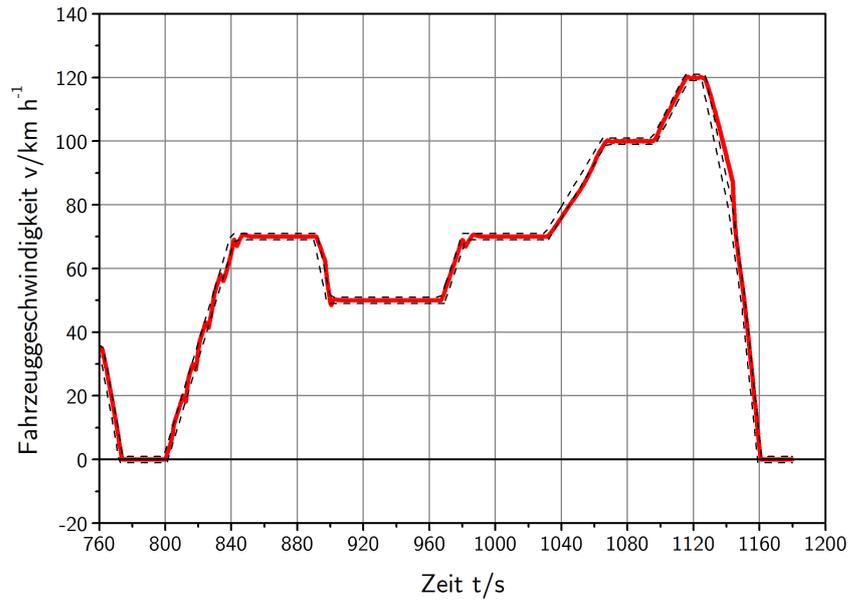


Abbildung 3.43: Neuer Europäischer Fahrzyklus – außerstädtischer Anteil; Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Simulation mit zulässigen Grenzen

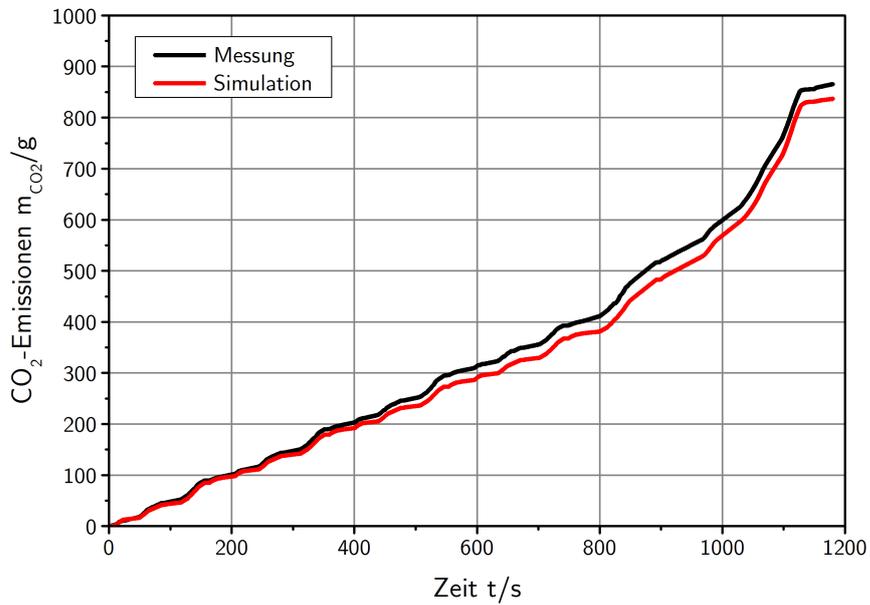


Abbildung 3.44: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Kumulierte CO₂-Emissionen: Vergleich von Simulation und Messung

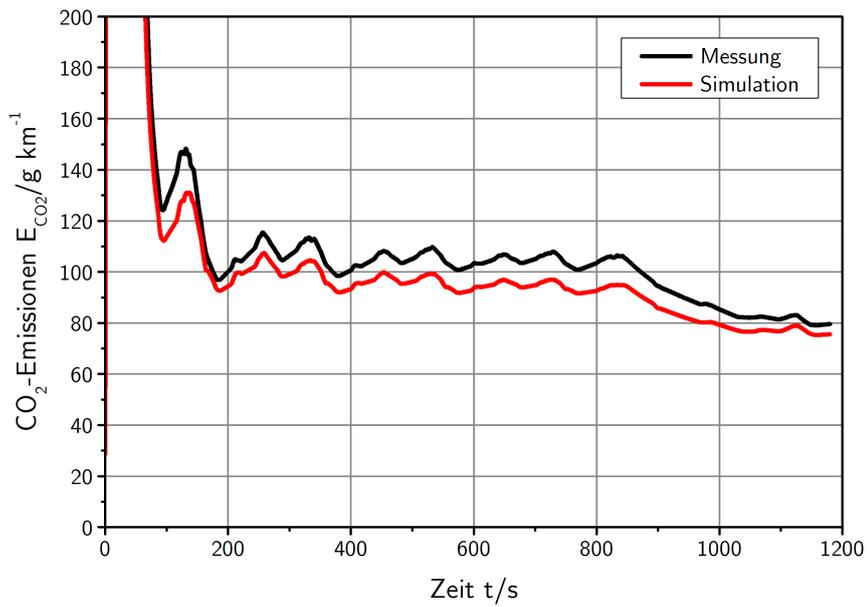


Abbildung 3.45: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Spezifische CO₂-Emissionen: Vergleich von Simulation und Messung

3.4.2 Beschleunigung

Je dynamischer der untersuchte Betriebsbereich ist, desto problematischer ist der Einsatz von kennfeldbasierten Modellen. Insbesondere bei Motoren mit Abgasturboaufladung kann ohne ein entsprechend detailliertes Modell der dynamische Drehmomentaufbau und damit das Ansprechverhalten des Fahrzeugs nicht korrekt wiedergegeben werden. [12] Zur Untersuchung solcher transienter Vorgänge ist es daher notwendig, ein detailliertes Modell des Abgasturboladers zu verwenden, das nicht nur die Strömungsverhältnisse, sondern auch die Massenträgheit des Laufzeugs berücksichtigt. Abbildung 3.46 zeigt den Vergleich zwischen dem detaillierten Modell und dem kennfeldbasierten Modell; der langsamere Beschleunigungsvorgang des detaillierten Modells ist deutlich zu erkennen.

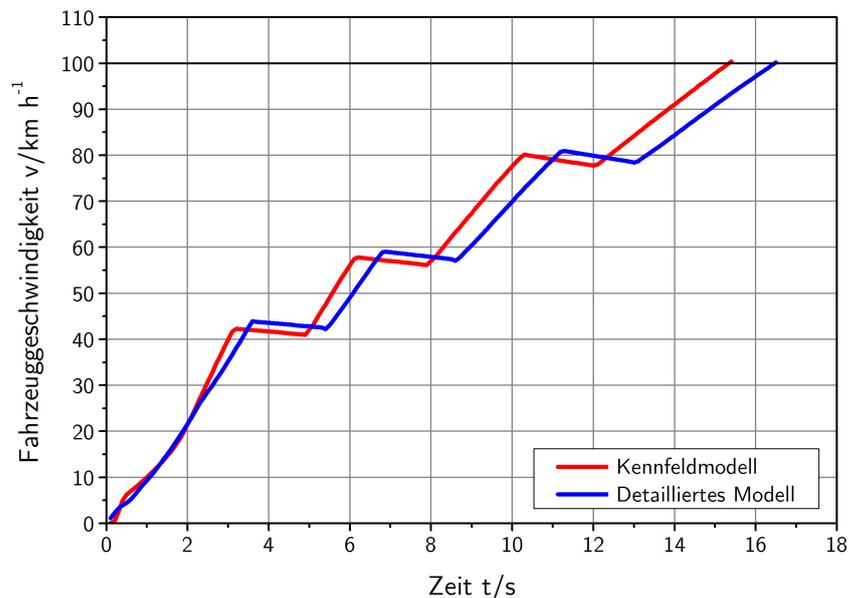


Abbildung 3.46: Beschleunigung 0–100 km h⁻¹. Vergleich Kennfeldmodell mit detailliertem Motormodell. Jeweils mit Turbolader »Standard«.

Mit Hilfe dieses Modells ist es nun möglich, den Einfluss des verbesserten Abgasturboladers, der in Abschnitt 3.3.2 beschrieben wurde, auf den Fahrzeugbetrieb zu bewerten. Sowohl die Turboladervariante »Standard« als auch die Variante »Option« wurden in das Gesamtfahrzeugmodell integriert. Mit beiden Varianten wurde ein Beschleunigungsvorgang von 0–100 km h⁻¹ simuliert.

Abbildung 3.47 zeigt einen Vorteil von etwa 0,5 s, das heißt mit einer optimierten Aufladung kann ohne sonstige Maßnahmen die Dynamik des Fahrzeugs verbessert werden. Die größte Verbesserung wird hierbei, wie aus den Stationärergebnissen zu erwarten ist, im unteren Drehzahlbereich bei der Beschleunigung aus dem Stand im ersten Gang erzielt. Liegt jedoch das Hauptaugenmerk nicht auf der Fahrzeugdynamik, sondern auf der Effizienz des Fahrzeugs, kann durch die optimierte Aufladung bei gleichbleibender

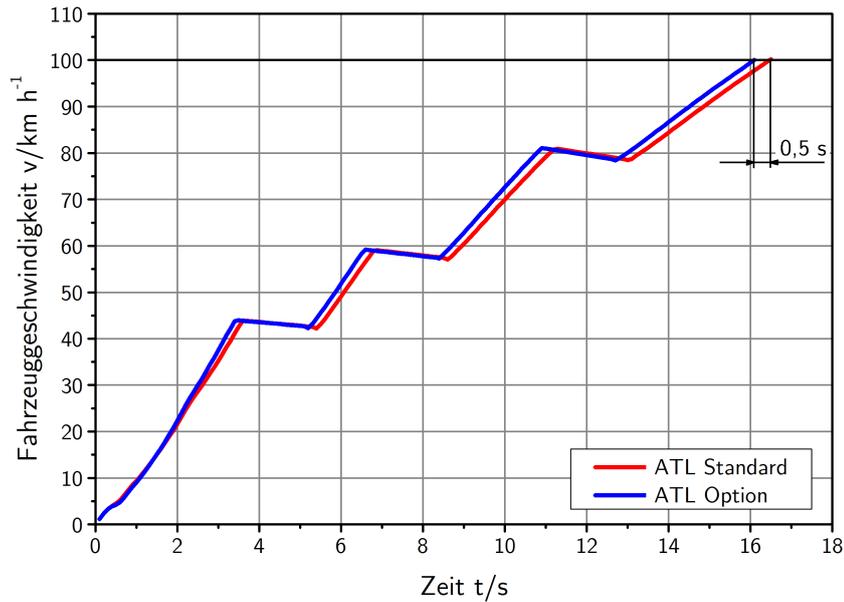


Abbildung 3.47: Beschleunigung 0–100 km h⁻¹. Vergleich Turboladervariante »Standard« mit Variante »Option«.

Beschleunigung eine längere Getriebeübersetzung verwendet werden.

Abbildung 3.48 zeigt den Beschleunigungsvorgang mit der längeren Übersetzung im Vergleich mit der Standardübersetzung. Trotz längerer Übersetzung kann durch die optimierte Aufladung dasselbe dynamische Ergebnis erzielt werden.

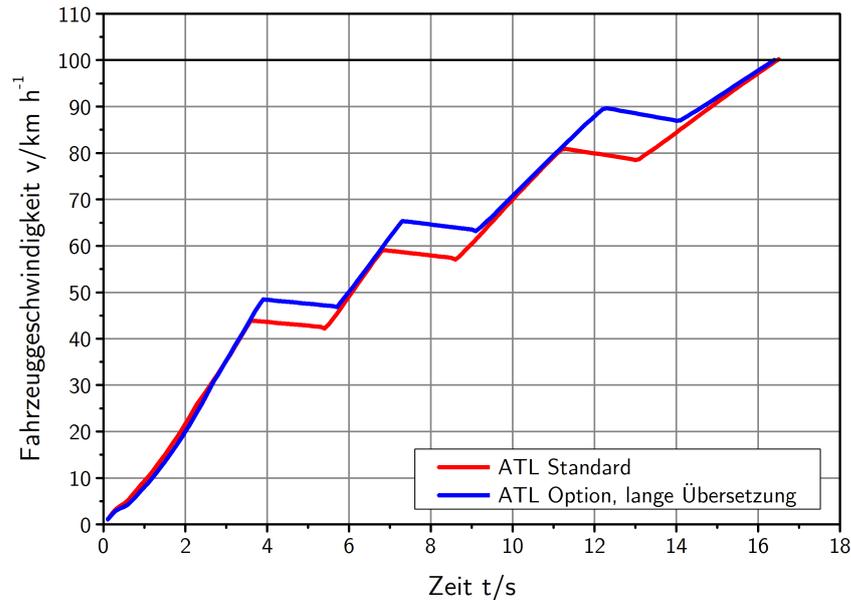


Abbildung 3.48: Beschleunigung 0–100 km h⁻¹. Vergleich Turboladervariante »Standard« mit Variante »Option« und langer Übersetzung.

3.4.3 Transienter Fahrzyklus

In Abschnitt 3.3.3 wurde anhand von Stationärergebnissen gezeigt, wie mit Hilfe von verschränkten Nockenwellen und dem damit eingesetzten Atkinson-Prozess die Effizienz gesteigert werden kann. Um die Auswirkungen im Fahrzeugbetrieb zu bewerten, wird nun das Gesamtfahrzeugmodell mit einem Motormodell kombiniert, das diese verschränkten Nockenwellen abbildet.

Die folgenden Diagramme zeigen die Ergebnisse im transienten Zyklus mit dem detaillierten prädiktiven Gesamtmodell mit der um 60°KW verschränkten Einlassnockenwelle wie in Abschnitt 3.3.3 beschrieben. Abbildung 3.49 zeigt die Fahrzeuggeschwindigkeit im Verlauf des NEFZ. Es ist zu erkennen, dass die Grenzen wie bei der Simulation der Standardvariante eingehalten werden können.

Abbildung 3.50 zeigt die kumulierten, Abbildung 3.51 die spezifischen CO₂-Emissionen im Verlauf des transienten Zyklus. Auch im transienten Betrieb ist eine Steigerung der Effizienz bemerkbar; die spezifischen CO₂-Emissionen können durch diese Maßnahme um 2,4 g km⁻¹ gesenkt werden.

Als unerwünschter Nebeneffekt haben effizienzsteigernde Maßnahmen oft einen negativen Einfluss auf das Abgasverhalten der Fahrzeuge. Durch den Atkinson-Prozess werden die Abgastemperaturen merklich gesenkt, wie der Verlauf der Temperatur über den Zyklus in Abbildung 3.52 zeigt. Der Unterschied der über den Zyklus gemittelten Temperatur beträgt 20,6 K. Dadurch kann weniger Enthalpie in einen nachgeschalteten Katalysator eingebracht werden, der dadurch seine Anspringtemperatur erst später im Zyklus erreicht. Gerade die Abgasnachbehandlung von mit Erdgas betriebenen Verbren-

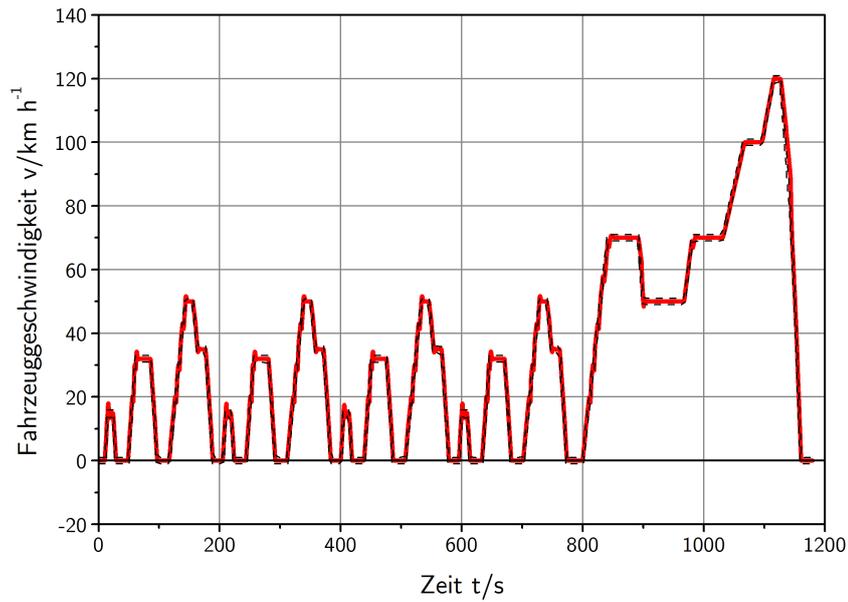


Abbildung 3.49: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Simulation mit zulässigen Grenzen: Variante verschränkte Nockenwelle

nungskraftmaschinen reagiert sehr sensibel auf die Temperatur im Abgasstrom. [1] Als Folge davon muss mit gestiegenen Schadstoffemissionen gerechnet werden. [55]

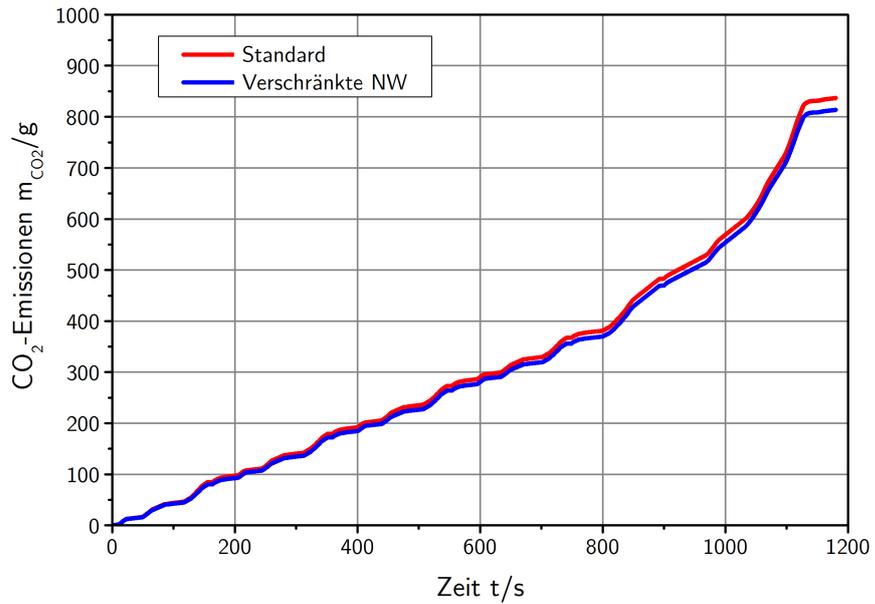


Abbildung 3.50: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Kumulierte CO₂-Emissionen Vergleich Standardvariante mit Variante verschränkte Nockenwelle

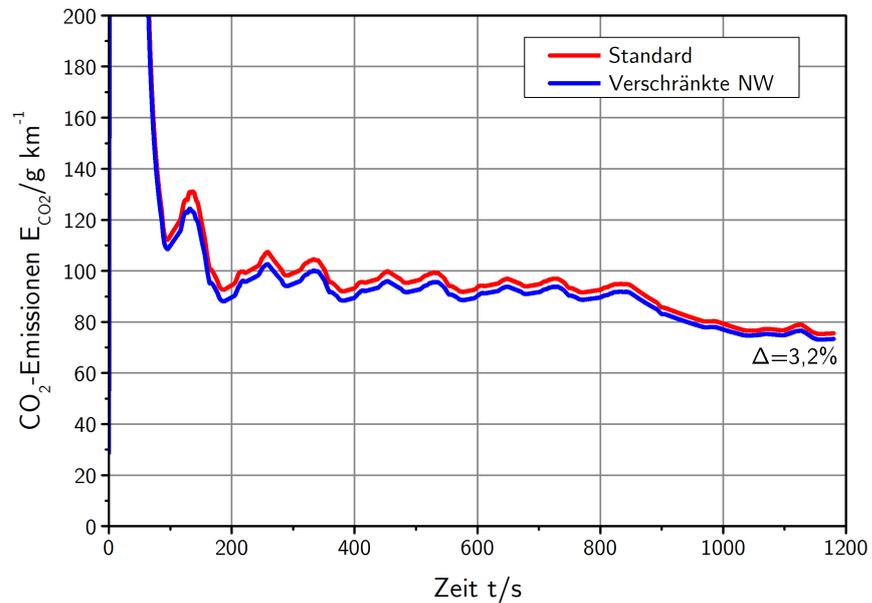


Abbildung 3.51: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Spezifische CO₂-Emissionen Vergleich Standardvariante mit Variante verschränkte Nockenwelle

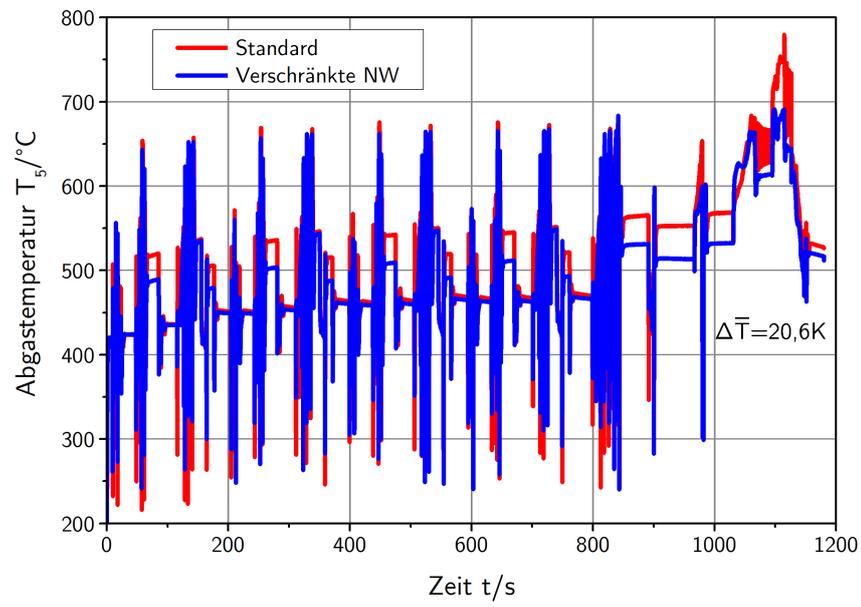


Abbildung 3.52: Neuer Europäischer Fahrzyklus; Abgastemperatur – Vergleich Standardvariante mit Variante verschränkte Nockenwelle

4 Zusammenfassung und Ausblick

4.1 Zusammenfassung

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit sollte anhand von zwei Beispielen Methodenentwicklung in der eindimensionalen Simulation betrachtet werden. Neben dem wirtschaftlichen Druck verlangt auch die aktuelle internationale Gesetzgebung über eine Einführung von Grenzwerten für CO₂-Emissionen eine Effizienzsteigerung von Fahrzeugantrieben. Ein möglicher Weg, dieses Ziel zu erreichen, ist die Simulation mit komplexen integrierten Modellen, die eine Optimierung von Gesamtsystemen ermöglicht.

Neben der Optimierung bestehender Antriebskonzepte ist der Einsatz von innovativen Konzepten ein Bereich, in dem die eindimensionale Simulation erfolgreich eingesetzt werden kann.

In den betrachteten Projekten wurde jeweils ein integratives Gesamtmodell zur Gesamtsystemoptimierung aufgebaut und besonderes Augenmerk auf die Modellierung der motorischen Verbrennung gelegt, die unter Verwendung von phänomenologischen Modellen berücksichtigt wurde.

Dabei konnten folgende wesentliche Ergebnisse erzielt werden:

- **Kopplung eines detaillierten, prädiktiven Motormodells mit einem Reaktionskinetikmodell für das Abgasnachbehandlungssystem:** Das Strahl- aufbruchmodell nach Hiroyasu konnte in den vorliegenden Untersuchungen erfolgreich eingesetzt werden; insbesondere die Methodik zur Kalibrierung des Modells wurde ausführlich beschrieben. Die Methodik zur Kopplung der beiden Teilm- odelle (Motor und Abgasnachbehandlung) erlaubt sowohl eine detaillierte Unter- suchung von mechanischen Aufbauvarianten als auch eine Analyse des Einflusses von Einstellparametern auf das Gesamtsystem.
- **Untersuchung von Modellen für die laminare Flammengeschwindigkeit von Methan und Implementierung in das *Entrainment*-Modell:** Ausge- hend von in der Literatur verfügbaren Versuchsergebnissen zur laminaren Flam- mengeschwindigkeit von Methan wurden vier verschiedene Submodelle für das *Entrainment*-Modell erstellt, der *Software-Code* wurde für alle vier Modelle in das Verbrennungsmodell integriert und die Qualität der verschiedenen Ansätze in der Simulation der motorischen Verbrennung bewertet. Das am besten geeignete Modell wurde für die weiterführenden Untersuchungen eingesetzt.
- **Einsatz des so erstellten prädiktiven Erdgas-Motormodells in einem Fahrzeugmodell zur Beurteilung von Verbrauch und Längsdynamik:** Das zuvor beschriebene Modell wurde mit einem bestehenden Fahrzeugmodell

gekoppelt. Dazu musste die Regelung für den Einsatz eines detaillierten Motormodells angepasst werden. Mit diesem Fahrzeug-Gesamtmodell konnten die zuvor am Motormodell evaluierten Änderungen (Abgasturbolader, Atkinson-Prozess) im Fahrzeug bewertet werden.

New Diesel In diesem Projekt wurde der MAN D2066LUH – ein doppelt aufgeladener, direkteinspritzender Diesel-Reihensechszylindermotor mit 10,5l Hubraum für die Verwendung in Stadtbussen mit der Abgasnorm Euro VI – untersucht. Ein Exemplar dieses Motors wurde inklusive Abgasanlage am Prüfstand untersucht und parallel wurde ein Simulationsmodell aufgebaut, das ein prädiktives Motormodell mit einem Modell des Abgasnachbehandlungssystem koppelt, das die Reaktionskinetik der SCR-Reaktionen abzubilden in der Lage ist.

Als Verbrennungsmodell wurde dazu das Strahlaufbruchmodell nach Hiroyasu eingesetzt, die wesentlichen Parameter zur Kalibrierung des Modells sind Faktoren für die Lufteinbringungsrate vor und nach der Entflammung sowie ein Faktor für die Zündverzugszeit der einzelnen Pakete. Mit Hilfe dieser Parameter konnte das Modell kalibriert werden und gemeinsam mit einem Modell zur Stickoxidbildung können die wesentlichen Ergebnisgrößen Verbrauch und NO_x -Emissionen berechnet werden.

Zur Simulation der Abgasanlage wurde im ersten Schritt das thermische Verhalten der Strömungskomponenten im Modell abgebildet. Die chemische Reaktionskinetik zur Ammoniakaufbereitung aus wässriger Harnstofflösung, die für die katalytische Umsetzung wichtige Oxidation von NO zu NO_2 im DOC sowie insbesondere die Reduktion der Stickoxide wurde anschließend in das Modell integriert. Sowohl in Stationärpunkten als auch im transienten Betrieb konnte eine realitätsnahe Funktion der Modelle bestätigt werden.

Die beiden Teilmodelle – Motormodell und Abgasnachbehandlungsmodell – konnten im nächsten Schritt zu einem Gesamtmodell gekoppelt werden, mit dem die Interaktion der beiden Modelle nachgebildet werden konnte. Auch hier wurde eine gute Übereinstimmung der Modellergebnisse mit den Messdaten sowohl in stationären Betriebspunkten als auch in transienten Zyklen gezeigt.

Mit diesem Gesamtmodell wurden verschiedene Aufbauvarianten des Gesamtsystems untersucht. Durch eine Optimierung der Abgasanlage durch verkürzte und isolierte Rohrleitungen, die sich positiv auf das Temperaturverhalten des SCR-Katalysators auswirken, konnten die spezifischen Stickoxid-Auspuffemissionen im transienten Zyklus um 19% gesenkt werden. Durch eine optimierte AGR-Kühlung konnte der spezifische Verbrauch um knapp 1% gesenkt werden und die spezifischen Stickoxid-Rohemissionen um 19%.

Von diesem Gesamtmodell wurde ein sogenanntes Mittelwertmodell abgeleitet, das mit deutlich kürzeren Rechenzeiten ein geeignetes Werkzeug für die systematische Optimierung darstellt. In diesem Modell wurden die Strömungsgeometrien wesentlich vereinfacht und die einzelnen Zylinder durch einen einzigen »mittleren« Zylinder ersetzt. Die Verbrennung wurde dabei nicht durch ein phänomenologisches Modell abgebildet, sondern durch neuronale Netze.

Mit den so gewonnenen Werten für die optimierten Größen Ladedruck, Luftzahl und SCR-Katalysatorlänge wurde ein Zyklus im detaillierten Modell berechnet. Das Ergebnis dieser Optimierung war eine Verringerung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs im transienten Zyklus um 2,1 % sowie eine Absenkung der NO_x -Rohemissionen um 4,9 % und der NO_x -Auspuffemissionen um 4 %.

CULT Das zweite Projekt, das im Rahmen dieser Arbeit betrachtet wurde, behandelt den Antriebsstrang eines viersitzigen Ultraleicht-Fahrzeugs mit einer Ziel-Fahrzeugmasse von weniger als 600 kg und CO_2 -Emissionen im NEFZ von unter 50 g km^{-1} .

Zum Erreichen dieser ambitionierten Emissionsziele wurde auf Erdgas als Kraftstoff zurückgegriffen, das allein durch das günstige C/H-Verhältnis schon eine CO_2 -Reduktion um 20...25 % ermöglicht. Um das darüber hinausgehende Potenzial dieses Kraftstoffes zur Effizienzsteigerung zu nutzen, wurde ein monovalenter, direkteinblasender, abgasturboaufgeladener Dreizylindermotor mit einer im Vergleich zum Benzinbetrieb erhöhten Verdichtung eingesetzt.

Basis für das zur Auslegung und zur späteren Optimierung vorgesehene Motormodell war das Verbrennungsmodell. Auch hier kam ein phänomenologisches Modell zum Einsatz. Das für die ottomotorische Verbrennung verbreitet genutzte *Entrainment*-Modell musste allerdings zuvor für die Simulation der Verbrennung von Erdgas angepasst werden. Dazu wurden verschiedene Ansätze für die laminare Flammengeschwindigkeit aus der Literatur verglichen und für den Einsatz im Verbrennungsmodell bewertet. Das Verbrennungsmodell wurde mit den verschiedenen Flammengeschwindigkeiten kalibriert. Der Ansatz, der die Verbrennung mit der geringsten Abweichung abbilden konnte, wurde für die weiteren Untersuchungen ausgewählt.

Im nächsten Schritt konnte das Motormodell zur Auslegung des Motorkonzepts verwendet werden. Da der Basismotor mit einem zu großen Abgasturbolader ausgerüstet war, wurde in der Simulation ein besser geeigneter Lader untersucht und ausgewählt. Um eine weitere Effizienzsteigerung zu erzielen, wurde die Einlassnockenwelle so verändert, dass durch einen Atkinson-Prozess der Motor im Teillastbereich entdrosselt werden konnte.

Das so optimierte Motormodell wurde in ein bestehendes Fahrzeugmodell integriert. Dazu mussten gegenüber dem ursprünglich verwendeten kennfeldbasierten Modell einige Änderungen in der Regelung vorgenommen werden.

Dieses Gesamtmodell wurde nun im ersten Schritt zur Bewertung des dynamischen Verhaltens eingesetzt, in dem die Beschleunigung von 0 auf 100 km h^{-1} simuliert wurde. Im transienten Zyklus konnte durch die Simulation mit dem Gesamtmodell eine Reduktion der CO_2 -Emissionen durch den Atkinson-Prozess um $2,4 \text{ g km}^{-1}$ gezeigt werden.

4.2 Ausblick

Die vorliegenden Untersuchungen haben gezeigt, mit welchen Methoden integrierte prädiktive Gesamtmodelle erstellt werden können. Die weiterhin scheinbar unbegrenzt steigende Rechenleistung macht den Einsatz von immer komplexeren Modellen möglich und

sinnvoll, damit lassen sich die vorgestellten detaillierten Simulationsmodelle in immer umfangreicheren Untersuchungen anwenden; auch eine weiter gesteigerte Komplexität erscheint vor diesem Hintergrund sinnvoll.

Der gezeigte Ansatz für die Simulation eines direkteinblasenden Erdgasantriebs macht eine systematische Untersuchung von solchen Antrieben im Kontext eines Gesamtfahrzeugmodells möglich und kann so einen Beitrag leisten, die Entwicklung schneller und effizienter zu gestalten, indem die Auswirkungen einzelner Maßnahmen vor der Umsetzung am Prüfstand bereits im Simulationsmodell evaluiert werden können.

Die durchgeführte numerische Optimierung ist nur ein schmaler Einblick in die Möglichkeiten dieser Methoden; der zukünftige Einsatz von bereits erprobten Optimierungsmethoden und -werkzeugen [24, 48] mit den hier beschriebenen integrierten Gesamtmodellen bietet vielversprechende Möglichkeiten in der Entwicklung von Antriebs- und Fahrzeugkonzepten.

Literaturverzeichnis

- [1] BASSHUYSEN, Richard van (Hrsg.): *Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugantrieb – Wege zur klimaneutralen Mobilität*. Wiesbaden: Springer, 2015 (Der Fahrzeugantrieb). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-07159-2>. – ISBN 978-3-658-07159-2
- [2] MOCK, Peter (Hrsg.): *European Vehicle Market Statistics – Pocketbook 2015/2016*. Berlin: International Council on Clean Transportation Europe, 2015
- [3] WESTERHOFF, Martin: Der Verbrennungsmotor bleibt immer eine Wärmekraftmaschine – Interview mit Helmut Eichlseder. In: *Motortechnische Zeitschrift* 77. Jahrgang (2016), Mai, S. 26–28. – ISSN 0024-8525
- [4] EICHLSEDER, Helmut; KLÜTING, Manfred; PLOCK, Walter F.; LIST, Helmut (Hrsg.): *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Wien: Springer, 2008 (Der Fahrzeugantrieb). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-211-47104-3>. – ISBN 978-3-211-25774-6
- [5] N., N.: EPA and NHTSA Propose Greenhouse Gas and Fuel Efficiency Standards for Medium- and Heavy-Duty Trucks: By the Numbers. In: *EPA Regulatory Announcement EPA-420-F-15-903* (2015)
- [6] MUNCRIEF, Rachel; SHARPE, Ben: Overview of the heavy-duty vehicle market and CO₂ emissions in the European Union. In: *ICCT Working Paper 2015-6* (2015)
- [7] N., N.: EPA and NHTSA Adopt First-Ever Program to Reduce Greenhouse Gas Emissions and Improve Fuel Efficiency of Medium- and Heavy-Duty Vehicles. In: *EPA Regulatory Announcement EPA-420-F-11-031* (2011)
- [8] FORSTHUBER, Friedrich; KRENEK, Thorsten; LAUER, Thomas; GERINGER, Bernhard: Integrative Betrachtung von Motorprozess und Abgasnachbehandlung für einen Nfz-Motor mittels numerischer Modelle. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.): *13. Internationales Stuttgarter Symposium*. Stuttgart, 2013
- [9] HOEPKE, Erich (Hrsg.); BREUER, Stefan (Hrsg.): *Nutzfahrzeugtechnik: Grundlagen, Systeme, Komponenten*. 6. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2010. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9757-2>. – ISBN 978-3-8348-9757-2
- [10] EDWARDS, Simon; EITEL, Jochen; PANTOW, Eberhard; LUTZ, Rainer; DREISBACH, Rolf; GLENSVIG, Michael: Emissionskonzepte und Kühlsysteme für Euro 6 bei schweren Nutzfahrzeugen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 69. Jahrgang (2008), September, S. 690–700. – ISSN 0024-8525

- [11] PISCHINGER, Rudolf; KLELL, Manfred; SAMS, Theodor: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. 3. Auflage. Wien New York: Springer, 2009 (Der Fahrzeugantrieb). – ISBN 978–3211–99276–0
- [12] MERKER, Günter P. (Hrsg.); SCHWARZ, Christian (Hrsg.); TEICHMANN, Rüdiger (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*. 5. Auflage. Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2012. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-1393-0>. – ISBN 978–3–8348–1393–0
- [13] VIBE, Ivan I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*. Berlin: VEB Verlag Technik, 1970
- [14] SCHARRER, Otmar: *Einflusspotenzial Variabler Ventiltriebe auf die Teillast-Betriebswerte von Saug-Ottomotoren – eine Studie mit der Motorprozess-Simulation*. Berlin, Technische Universität Berlin, Dissertation, 2005
- [15] HIROYASU, Hiroyuki; KADOTA, Toshikazu; ARAI, Masataka: Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions : Part 1 Combustion Modeling. In: *Bulletin of JSME* 26 (1983), April, Nr. 214, 569-575. <http://dx.doi.org/10.1299/jsme1958.26.569>. – DOI 10.1299/jsme1958.26.569. – ISSN 00213764
- [16] YOSHIZAKI, Takuo; NISHIDA, Keiya; HIROYASU, Hiroyuki: Approach to Low NO_x and Smoke Emission Engines by Using Phenomenological Simulation. In: *SAE Technical Paper* (1993), Nr. 930612. <http://dx.doi.org/10.4271/930612>. – DOI 10.4271/930612
- [17] JOOS, Franz: *Technische Verbrennung*. London: Springer, 2006. – ISBN 978–3540–34334–9
- [18] GAMMA TECHNOLOGIES INC. (Hrsg.): *GT-SUITE Engine Performance Application Manual*. 7.3. Westmont, IL: Gamma Technologies Inc., 2012
- [19] MOREL, Thomas; WAHIDUZZAMAN, Syed: Modeling of Diesel Combustion and Emissions. In: *XXVI FISITA Congress*, 1996
- [20] ZELDOVICH, Yakov B.: The oxidation of nitrogen in combustion and explosions. In: *Acta Physicochimica* 21. Jahrgang (1946), S. 577–628
- [21] LAVOIE, George A.; HEYWOOD, John B.; KECK, James C.: Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines. In: *Combustion Science and Technology* 1 (1970), Nr. 4, S. 313–326. – ISSN 0010–2202
- [22] HEYWOOD, John B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. New York: McGraw-Hill, 1988. – ISBN 0–07–100499–8
- [23] SIEBERTZ, Karl; VAN BEBBER, David; HOCHKIRCHEN, Thomas: *Statistische Versuchsplanung*. Berlin Heidelberg: Springer, 2010. – ISBN 978–3642–05493–8

- [24] KRENEK, Thorsten: *Verbrauchsminimierung eines Hybridfahrzeuges im Neuen Europäischen Fahrzyklus*. Wien, Technische Universität Wien, Diplomarbeit, 2011
- [25] REIF, Konrad: *Dieselmotor-Management im Überblick*. 1. Auflage. Vieweg + Teubner, 2010 (Bosch Fachinformation Automobil). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-9716-9>. – ISBN 978-3-8348-1313-8
- [26] JACOB, Eberhard: Perspektiven der mobilen SCR-Technik. In: *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*. Aachen, 2006
- [27] RESCHETIŁOWSKI, Wladimir: *Einführung in die Heterogene Katalyse*. Berlin, Heidelberg: Springer, 2015. – ISBN 978-3-662-46984-2
- [28] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2007. <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-540-72165-9>. – ISBN 978-3-540-72165-9
- [29] WINKLER, Christian; FLÖRCHINGER, Peter; PATIL, M. D.; GIESHOFF, Jürgen; SPURK, Paul; PFEIFER, Marcus: Modeling of SCR DeNO_x Catalyst – Looking at the Impact of Substrate Attributes. In: *SAE Technical Paper* (2003), Nr. 2003-01-0845. <http://dx.doi.org/10.4271/2003-01-0845>. – DOI 10.4271/2003-01-0845
- [30] LIETTI, Luca; NOVA, Isabella; TRONCONI, Enrico; FORZATTI, Pio: Transient kinetic study of the SCR-DeNO_x reaction. In: *Catalysis Today* 45 (1998), S. 85–92. – ISSN 0920-5861
- [31] CIARDELLI, Cristian; NOVA, Isabella; TRONCONI, Enrico; KONRAD, Brigitte; CHATTERJEE, Daniel; ECKE, Karlheinz; WEIBEL, Michel: SCR-DeNO_x for diesel engine exhaust aftertreatment: unsteady-state kinetic study and monolith reactor modelling. In: *Chemical Engineering Science* 59 (2004), S. 5301–5309. – ISSN 0009-2509
- [32] CHATTERJEE, Daniel; BURKHARDT, Thomas; BANDL-KONRAD, Brigitte; BRAUN, Tillmann; TRONCONI, Enrico; NOVA, Isabella; CIARDELLI, Cristian: Numerical Simulation of Ammonia SCR-Catalytic Converters: Model Development and Application. In: *SAE Technical Paper* (2005), Nr. 2005-01-0965. <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-0965>. – DOI 10.4271/2005-01-0965
- [33] CHATTERJEE, Daniel; BURKHARDT, Thomas; WEIBEL, Michel; TRONCONI, Enrico; NOVA, Isabella; CIARDELLI, Cristian: Numerical Simulation of NO/NO₂/NH₃ Reactions on SCR-Catalytic Converters: Model Development and Applications. In: *SAE Technical Paper* (2006), Nr. 2006-01-0468. <http://dx.doi.org/10.4271/2006-01-0468>. – DOI 10.4271/2006-01-0468
- [34] CHATTERJEE, Daniel; BURKHARDT, Thomas; WEIBEL, Michel; NOVA, Isabella; GROSSALE, Antonio; TRONCONI, Enrico: Numerical Simulation of Zeolite- and V-Based SCR Catalytic Converters. In: *SAE Technical Paper* (2007), Nr. 2007-01-1136. <http://dx.doi.org/10.4271/2007-01-1136>. – DOI 10.4271/2007-01-1136

- [35] ATKINS, Peter W.; PAULA, Julio de; LUDWIG, Ralf; APPELHAGEN, Andreas: *Kurzlehrbuch Physikalische Chemie*. 4. Auflage. Weinheim: Wiley-VCH, 2008. – ISBN 978-3-527-31807-0
- [36] TRONCONI, Enrico; CAVANNA, Andrea; FORZATTI, Pio: Unsteady Analysis of NO Reduction over Selective Catalytic Reduction-De-NO_x Monolith Catalysts. In: *Industrial and Engineering Chemistry Research* 37 (1998), S. 2341–2349. <http://dx.doi.org/10.1021/ie970729p>. – DOI 10.1021/ie970729p. – ISSN 1520-5045
- [37] WALZ, Christian: *NO_x-Minderung nach dem SCR-Verfahren: Untersuchungen zum Einfluß des NO₂-Anteils*. Karlsruhe, Universität Karlsruhe, Dissertation, 2000
- [38] SEABROOK, Justin; REBHAN, Martin; HE, Yongsheng; BATTISTON, Paul A.; HE, Xin: SCR-Applikation mittels statistischer Versuchsplanung. In: *Motortechnische Zeitschrift* 71. Jahrgang (2010), Juni, S. 414–420. – ISSN 0024-8525 10814
- [39] FISCHER, Simon: *Simulation of the Urea-Water-Solution Preparation and Ammonia-Homogenization with a Validated CFD-Model for the Optimization of Automotive SCR-Systems*. Wien, Technische Universität Wien, Dissertation, 2012
- [40] NOVA, Isabella (Hrsg.); TRONCONI, Enrico (Hrsg.): *Urea-SCR Technology for deNO_x After Treatment of Diesel Exhausts*. New York: Springer, 2014 (Fundamental and Applied Catalysis). <http://dx.doi.org/10.1007/978-1-4899-8071-7>. – ISBN 978-1-4899-8071-7
- [41] CARTUS, T.; SCHÜSSLER, M.; HERRMUTH, H.; MELZ GIOVANELLA, K.: SCR und DPF – Vom Konzept zur Serie. Die Bewältigung komplexer, multidimensionaler Herausforderungen. In: LENZ, Hans P. (Hrsg.): *28. Internationales Motorensymposium* Bd. 1. Düsseldorf: VDI-Verlag, 2007. – ISBN 978-3-18-363912-0, S. 265–295
- [42] LAUER, Thomas; FISCHER, Simon; FORSTHUBER, Friedrich: Simulation der Ammoniakaufbereitung und Stickoxidkonversion in SCR-Systemen. In: *Motortechnische Zeitschrift* 74. Jahrgang (2013), Februar, S. 166–171. – ISSN 0024-8525
- [43] FORSTHUBER, Friedrich; KRENEK, Thorsten; MARINITSCH, Franz; LAUER, Thomas; WEISS, Joachim; RAUP, Markus; SCHATZBERGER, Thorolf: Investigations on the Tail-Pipe Emissions of Commercial Engines with Advanced One-Dimensional Simulation Methods. In: *SAE Technical Paper* (2013), Nr. 2013-01-1117. <http://dx.doi.org/10.4271/2013-01-1117>. – DOI 10.4271/2013-01-1117
- [44] FORSTHUBER, Friedrich; LAUER, Thomas; GERINGER, Bernhard: Optimization of a Heavy Duty Engine by Integrated Numerical Models. In: *6th European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS)*. Wien, 2012
- [45] GAMMA TECHNOLOGIES INC. (Hrsg.): *GT-SUITE Engine Aftertreatment Application Manual*. 7.3. Westmont, IL: Gamma Technologies Inc., 2012

- [46] FORSTHUBER, Friedrich; KRENEK, Thorsten; LAUER, Thomas; WEISS, Joachim; RAUP, Markus; SCHATZBERGER, Thorolf: Simulation of the Tail-Pipe Emissions for a Heavy Duty Diesel Engine in GT-Power. In: *European GT-Suite Conference*. Frankfurt, 2012
- [47] MYERS, Raymond H.; MONTGOMERY, Douglas C.; ANDERSON-COOK, Christine M.: *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. John Wiley & Sons, 2009 (Wiley Series in Probability and Statistics). – ISBN 978-0-470-17446-3
- [48] KRENEK, Thorsten: *Optimierung von elektro-hybriden Antriebskonzepten mittels heuristischer Optimierungsverfahren*. Wien, Technische Universität Wien, Dissertation, 2015
- [49] HERTZ, John; KROGH, Anders; PALMER, Richard G.: *Introduction to the Theory of Neural Computation*. Boston, MA: Addison-Wesley Longman Publishing, 1991 (Addison-Wesley Computation and Neural Systems Series). – ISBN 978-0-2015-1560-2
- [50] PAPADIMITRIOU, Iakovos; WARNER, Matthew; SILVESTRI, John; LENNBLAD, Johan; TABAR, Said: Neural Network Based Fast-Running Engine Models for Control-Oriented Applications. In: *SAE Technical Paper* (2005), Nr. 2005-01-0072. <http://dx.doi.org/10.4271/2005-01-0072>. – DOI 10.4271/2005-01-0072
- [51] FRITZ, Wolfgang; KAMPELMÜHLER, Franz; HOFMANN, Peter; STEFFAN, Robert: 49gCO₂/km – A Modern, Efficient, Minimalistic Lifestyle Vehicle. In: *24th International AVL Conference Engine & Environment*, 2012
- [52] DAMBÖCK, Marko: *Darstellung und Entwicklung des Direktstarts für einen Dreizylinder-Erdgasmotor mit Direkteinblasung*. Wien, Technische Universität Wien, Dissertation, 2016
- [53] HOFHERR, Thomas; DAMBÖCK, Marko; FORSTHUBER, Friedrich; HOFMANN, Peter: Potenzial der Direkteinblasung zur Anhebung des Low-End-Torque von aufgeladenen Erdgasmotoren. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.): *8. Tagung Gasfahrzeuge*. Stuttgart, 2013
- [54] WARTH, Marco; STRENG, Simon; WIESKE, Peter; MOHR, Uwe; HALL, Jonathan: Monovalenter Erdgasbetrieb und Downsizing für niedrigste CO₂ Emissionen. In: LENZ, Hans-Peter (Hrsg.): *37. internationales Wiener Motorensymposium*. Wien, 2016
- [55] HOFHERR, Thomas: *Potenzialbetrachtung effizienzsteigernder Maßnahmen sowie Abgasnachbehandlungsmöglichkeiten eines direkteinblasenden Erdgasmotors für die PKW-Anwendung*. Wien, Technische Universität Wien, Dissertation, 2015
- [56] SPICHER, Ulrich (Hrsg.): *Direkteinspritzung im Ottomotor VI*. Renningen: Expert-Verlag, 2007 (Direkteinspritzung im Ottomotor). – ISBN 978-3-8169-2716-7

- [57] MAHLE GMBH (Hrsg.): *Ventiltrieb – Systeme und Komponenten*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2013. – ISBN 978-3-8348-2490-5
- [58] MERKER, Günter P. (Hrsg.); SCHWARZ, Christian (Hrsg.): *Grundlagen Verbrennungsmotoren*. 4. Auflage. Wiesbaden: Vieweg + Teubner, 2009. – ISBN 978-3-8348-0740-3
- [59] MOREL, Thomas; RACKMILL, C. I.; KERIBAR, Rifat; JENNINGS, Mark J.: Model for Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and Its Comparison with Experiments. In: *SAE Technical Paper* (1988), Nr. 880198. <http://dx.doi.org/10.4271/880198>. – DOI 10.4271/880198
- [60] HIRES, S. D.; TABACZYNSKI, R. J.; NOVAK, J. M.: The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine. In: *SAE Technical Paper* (1978), Nr. 780232. <http://dx.doi.org/10.4271/780232>. – DOI 10.4271/780232
- [61] BLIZARD, Norman C.; KECK, James C.: Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines. In: *SAE Technical Paper* (1974), Nr. 740191. <http://dx.doi.org/10.4271/740191>. – DOI 10.4271/740191
- [62] RHODES, David B.; KECK, James C.: Laminar Burning Speed Measurements of Indolene-Air-Diluent Mixtures at High Pressures and Temperatures. In: *SAE Technical Paper* (1985), Nr. 850047. <http://dx.doi.org/10.4271/850047>. – DOI 10.4271/850047
- [63] LIAO, SY; JIANG, DM; CHENG, Q: Determination of laminar burning velocities for natural gas. In: *Fuel* 83 (2004), Nr. 9, S. 1247–1250. – ISSN 0016-23610
- [64] METHGALCHI, Mohamad: *Laminar Burning Velocity of Isooctane-Air, Methane-Air, and Methanol-Air Mixtures at High Temperature and Pressure*. Cambridge, Massachusetts, Massachusetts Institute of Technology, Master's Thesis, 1976
- [65] GU, X. J.; HAQ, M. Z.; LAWES, M.; WOOLLEY, R.: Laminar Burning Velocity and Markstein Lengths of Methane-Air Mixtures. In: *Combustion and Flame* 121 (2000), S. 41–58. – ISSN 0010-2180
- [66] GROTE, Karl-Heinrich (Hrsg.); FELDHUSEN, Jörg (Hrsg.): *Dubbel – Taschenbuch für den Maschinenbau*. 22. Auflage. Berlin Heidelberg New York: Springer, 2007. – ISBN 978-3-540-49714-1
- [67] BORCHERS, H. (Hrsg.); HAUSEN, H. (Hrsg.); HELLWEGE, K.-H. (Hrsg.); SCHÄFER, KL. (Hrsg.); SCHMIDT, E. (Hrsg.): *Landolt-Börnstein – Zahlenwerte und Funktionen aus Physik, Chemie, Astronomie, Geophysik und Technik*. 6. Auflage. Berlin Heidelberg: Springer, 2013 (Bd. IV). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-662-43298-3>. – ISBN 978-3-662-43234-1

- [68] HIERETH, Hermann; PRENNINGER, Peter: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*. Wien New York: Springer, 2003 (Der Fahrzeugantrieb). <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-7091-0650-1>. – ISBN 978-3-211-83747-4
- [69] HOFHERR, Thomas; FORSTHUBER, Friedrich; STEFFAN, Robert; HOFMANN, Peter: Atkinson beim CNG-DI Motor. In: BARGENDE, Michael (Hrsg.): *9. Tagung Gasfahrzeuge*. Potsdam, 2014
- [70] STEFFAN, Robert: *Entwicklung eines 48 Volt Full-Hybrid Antriebsstrangs für ein Ultraleicht-Fahrzeug*. Wien, Technische Universität Wien, Dissertation, 2015

Lebenslauf

Persönliche Daten

Friedrich Forsthuber
geb. am 9. September 1976 in Wien
Österreichischer Staatsbürger

Berufliche Tätigkeiten

- seit 09/2016 Bundesministerium für Verkehr, Innovation und Technologie: Abteilung für Kraftfahrwesen
- 04/2015–05/2016 Belassi GmbH: Leiter Produktentwicklung
- 08/2010–02/2015 Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien: Projektassistent
- 10/2008–06/2010 FH Wels: Nebenberuflich Lehrbeauftragter für Konstruktion und CAD
- 1/2006–07/2010 Magna Powertrain/Engineering Center Steyr: Entwicklung von Massenausgleichssystemen

Studium

- seit 08/2010 Doktoratsstudium der technischen Wissenschaften an der Technischen Universität Wien
- 5/2005 Sponsion zum Diplom-Ingenieur
- 5/2004–11/2004 Diplomarbeit „Vergleichende Bewertung von Saugrohr- und Benzindirekteinspritzung am 2,2l Opel Motor unter Berücksichtigung des Einflusses des Verdichtungsverhältnisses“ bei der Opel Powertrain GmbH, Abteilung Gasoline Base Engine Development and Simulation
- 10/1995–4/2005 Studium Maschinenbau an der Technischen Universität Wien mit dem Schwerpunkt Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeugbau

Veröffentlichungen

- 09/2014 T. Hofherr, **F. Forsthuber**, R. Steffan, P. Hofmann: *Atkinson beim CNG-DI Motor*. 9. Tagung Gasfahrzeuge, Potsdam; 2014
- 10/2013 T. Hofherr, M. Damböck, **F. Forsthuber**, P. Hofmann: *Potential der Direkteinblasung zur Anhebung des Low-End-Torque von aufgeladenen Erdgasmotoren*. 8. Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart; 2013
- 04/2013 **F. Forsthuber**, T. Krenek, F. Marinitsch, T. Lauer et al., *Investigations on the Tail-Pipe Emissions of Commercial Engines with Advanced One-Dimensional Simulation Methods*, SAE Technical Paper 2013-01-1117, 2013.
- 03/2013 **F. Forsthuber**, T. Krenek, T. Lauer, B. Geringer: *Integrative Betrachtung von Motorprozess und Abgasnachbehandlung für einen Nfz-Motor mittels numerischer Modelle*. 13. Internationales Stuttgarter Symposium, Stuttgart; 2013
- 02/2013 T. Lauer, S. Fischer, **F. Forsthuber**, *Simulation der Ammoniakaufbereitung und Stickoxidkonversion in SCR-Systemen*. MTZ 2013-02
- 10/2012 **F. Forsthuber**, T. Krenek, T. Lauer, J. Weiß, M. Raup, T. Schatzberger: *Simulation of the Tail-Pipe Emissions for a Heavy Duty Diesel Engine in GT-Power*. European GT-SUITE Conference, Frankfurt; 10-20-2012.
- 09/2012 **F. Forsthuber**, T. Lauer, B. Geringer: *Optimization of a Heavy Duty Engine by Integrated Numerical Models*. 6th European Congress on Computational Methods in Applied Sciences and Engineering (ECCOMAS 2012), University of Vienna; 09-10-2012