

DISSERTATION

**Parameterbasiertes Modell zur
Vorausberechnung von Wärmeeintrag
und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf**

Sebastian Salbrechter

**Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz**

7. August 2014

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am 7. August 2014

(Unterschrift)

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Zuge meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik - Arbeitsbereich LEC - der Technischen Universität Graz entstanden.

Aus diesem Grund möchte ich mich bei meinem Betreuer, Univ.-Prof. Dr. Andreas Wimmer, für die erhaltene Möglichkeit und das in mich gesetzte Vertrauen sowie die hilfreiche Unterstützung bei der Erstellung meiner Dissertation bedanken.

Weiters danke ich Prof. Dr.-Ing. Ulrich Spicher für die Übernahme der Zweitbegutachtung dieser Arbeit.

Ich danke dem „COMET K2 Forschungsförderungs-Programm“ des Österreichischen Bundesministeriums für Verkehr, Innovation und Technologie (BMVIT), des Österreichischen Bundesministeriums für Wirtschaft, Familie und Jugend (BMWFJ), der Österreichischen Forschungsförderungsgesellschaft mbH (FFG), des Landes Steiermark sowie der Steirischen Wirtschaftsförderung (SFG) für die finanzielle Unterstützung im Rahmen des Forschungsprogramms „K2-Mobility“. Ebenfalls danke ich den unterstützenden Firmen Porsche AG, AVL List GmbH und ECS-Magna Powertrain GmbH.

Weiterer Dank gilt meinen Arbeitskollegen Dr. Thomas Jauk, Dr. Gerhard Pirker, Dr. Peter Unterguggenberger und Dipl.-Ing. Markus Krenn, die mir in zahllosen Diskussionen viele wertvolle Anregungen lieferten und so zum Gelingen der Arbeit in hohem Maße beigetragen haben.

Markus Krebs und Günter Rumpf gilt mein Dank für die freundschaftliche Hilfe beim Aufbau und Vermessen des Versuchsträgers.

Bedanken möchte ich mich auch bei allen Mitarbeitern des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz, die mir in unzähligen fachlichen Gesprächen wertvolle Ratschläge erteilen konnten.

Last but not least bedanke ich mich bei meiner Familie und meiner Freundin Birgit für Ihre Unterstützung und Geduld.

Graz, 7. August 2014

Kurzfassung

Zur Zielerreichung der sich verschärfenden CO₂-Grenzwerte müssen aktuell alle Einzelpotenziale am Fahrzeug ausgeschöpft werden. Neben einer Vielzahl an Einsparungsmöglichkeiten bietet auch ein verbessertes Wärmemanagement einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag, da die erhöhte Reibung während des Warmlaufs einen Kraftstoffmehrverbrauch zur Folge hat. Eine vergleichsweise kostengünstige Alternative zu aufwendigen empirischen Untersuchungen bieten vor allem thermische Motormodelle, mit denen das Aufwärmverhalten des Versuchsträgers vorausberechnet werden kann [41].

Für die Simulation des thermischen Verhaltens von Motoren, die insbesondere die Vorausberechnung des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf ermöglichen soll, ist die möglichst exakte Abbildung des gaseitigen Wandwärmeübergangs im Brennraum und Auslasskanal von entscheidender Bedeutung. Da die relevanten Testzyklen einen großen Kennfeldbereich abdecken und zudem im Warmlauf Applikationseinflüsse eine große Rolle spielen, werden an die Formulierungen dieses Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells sehr hohe Anforderungen gestellt [26].

Während in diesem Zusammenhang bisher relativ einfache Modelle zum Einsatz kamen, welche den Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von Lastpunkt und Kühlmitteltemperatur bestimmen, wird für zukünftige Anwendungen immer häufiger gefordert, diese beiden Größen in Abhängigkeit diverser Steuergeräteparameter zu bestimmen, um so auch die Auswirkungen unterschiedlicher ECU-Datenstände auf den Warmlauf darzustellen. So werden im Rahmen dieser Arbeit zwei parameterbasierte Modelle erstellt. Einerseits ein rein empirisches Modell mit Hilfe von Prüfstandsmessungen, andererseits wird die Möglichkeit untersucht, Prüfstandsmessungen durch Vorausberechnung der Brennrate zu ersetzen, um so rein simulatorisch auf Wärmeeintrag und Verbrauch zu schließen.

Abstract

At present, full advantage must be taken of all individual potentials to meet the increasingly strict CO₂ limits for vehicles. From the variety of possible measures to reduce fuel consumption, the contribution of improved heat management should not be ignored since increased friction during engine warm-up results in greater fuel consumption. Engine warm-up models that calculate the thermal behavior of a test engine are a relatively inexpensive alternative to empirical investigations [41].

Accurate reproduction of gas-side heat transfer in the combustion chamber and the exhaust port is of utmost importance in the simulation of the thermal behavior of internal combustion engines to enable prediction of fuel consumption during warm-up. Since the relevant test cycles cover a broad area of the engine map and changes in the application play a large role during warm-up, formulating the gas-side heat transfer model and the fuel consumption model is very challenging [26].

Up to the present, relatively simple models that determine heat transfer and fuel consumption from load point and coolant temperature have been used. For future applications, it is increasingly required that both of these values are determined from various control unit parameters in order to describe the impact of different ECU databases on engine warm-up. This dissertation presents two parameter-based models. One is a purely empirical model based on test bed measurements. The second model replaces test bed measurements with precalculation of the rate of heat release in order to determine heat transfer and fuel consumption by simulation alone.

Inhaltsverzeichnis

1 Einleitung	1
2 Simulation des Motorwarmlaufs	5
2.1 Simulationsumgebung	5
2.1.1 Monolithischer Ansatz	5
2.1.2 Co-Simulation	5
2.2 Modellaufbau	5
2.2.1 Motorstruktur	8
2.2.2 Fluidkreise	9
2.2.3 Reibungsmodell	9
2.2.4 Wärmeeintragsmodell	10
2.2.5 Kraftstoffverbrauchsmodell	11
2.2.6 ECU-Modell	11
2.3 Genauigkeitsanforderungen	13
2.3.1 Wärmeeintragsmodell	13
2.3.2 Reibung	15
3 Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodellierung	19
3.1 Stand der Technik	19
3.1.1 Kennfeldbasiertes Wärmeeintragsmodell	19
3.1.1.1 Leistungsbilanz	20
3.1.1.2 Motorprozessrechnung	21
3.1.2 Kennfeldbasiertes Kraftstoffverbrauchsmodell	23
3.1.3 Applikationseinfluss im Warmlauf	23
3.2 Zielsetzung der Arbeit	24
4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis	26
4.1 Versuchsträger	26
4.2 Prüfstand	28
4.2.1 Anforderungen an die Messtechnik	31
4.3 Messprogramm	34
5 Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs	36
5.1 Modelle auf Basis des Newton'schen Ansatzes	36
5.2 Vergleich ausgewählter Wärmeübergangsbeziehungen	39
5.2.1 Wärmeübergang nach Woschni/Huber	39
5.2.2 LEC Heat Transfer Model	40
5.2.3 Auswahl der Wärmeübergangsbeziehung	41

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells	43
6.1 Empirisches Modell auf Basis von Messdaten	43
6.1.1 Modellerstellung	43
6.2 Physikalisch basiertes Modell auf Basis von Simulationsergebnissen	45
6.2.1 Modellerstellung	46
6.2.2 Entwicklung des Verbrennungsmodells	47
6.2.2.1 Zündverzugsmodell	48
6.2.2.2 Brennratenmodell	50
6.2.2.3 Turbulenzmodell	56
6.2.2.4 Validierung des Verbrennungsmodells	65
7 Modellanwendung und Verifikation	71
7.1 Empirisches Modell auf Basis von Messdaten	71
7.1.1 Verifikation des Modells	71
7.1.1.1 Verifikation in stationären Betriebspunkten	71
7.1.1.2 Verifikation in Fahrzyklen	74
7.1.2 Sensitivitätsanalysen	80
7.2 Physikalisch basiertes Modell auf Basis von Simulationsergebnissen	84
7.2.1 Verifikation des Modells	84
7.2.1.1 Verifikation in stationären Betriebspunkten	84
7.2.1.2 Verifikation in Fahrzyklen	87
7.3 Modellvergleich durch Betrachtung der Relativaussagen von NEFZ-Varianten	90
7.3.1 Einfluss der NEFZ-Varianten auf den Wärmeeintrag	90
7.3.2 Einfluss der NEFZ-Varianten auf den Kraftstoffverbrauch	94
7.4 Ergebnisse im Gesamtverbund	98
8 Interpretation der Ergebnisse	100
9 Zusammenfassung und Ausblick	103
Literaturverzeichnis	104
Abbildungsverzeichnis	109
Tabellenverzeichnis	112

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A	Arbeit; Fläche	J m^2
c	spez. Wärmekapazität	$\text{J}/\text{kg K}$
c_p	spez. Wärmekapazität bei $p = \text{konst.}$	$\text{J}/\text{kg K}$
c_v	spez. Wärmekapazität bei $v = \text{konst.}$	$\text{J}/\text{kg K}$
c_m	mittlere Kolbengeschwindigkeit	m/s
d	Durchmesser	m
e_a	spez. äußere Energie	J/kg
E_a	äußere Energie	J
h	(Kolben-)Hub; spezifische Enthalpie	mm J/kg
H_u	unterer Heizwert	J/kg
l	Länge, Abstand	m
k	Turbulenz	m^2/s^2
m	Masse; Konstante	kg –
n	Drehzahl	min^{-1}
Nu	Nußelt-Zahl	–
p	Druck	bar
p_e	effektiver Mitteldruck	bar
p_i	indizierter Mitteldruck	bar
p_r	Reibmitteldruck	bar
P	Leistung	W
Pr	Prandtl-Zahl	–
Q	Wärme	J
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf	$\text{J}/^\circ\text{KW}$
$dQ_H/d\varphi$	Heizverlauf	$\text{J}/^\circ\text{KW}$
$dQ_W/d\varphi$	Wandwärmeverlauf	$\text{J}/^\circ\text{KW}$
R	spezifische Gaskonstante	$\text{J}/\text{kg K}$
Re	Reynoldszahl	–
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
U	innere Energie	J
v	Geschwindigkeit	m/s
V	Volumen	m^3

Griechische Formelzeichen

α	Wärmeleitkoeffizient	$\text{W}/\text{m}^2 \text{K}$
λ	Luftverhältnis	–
μ	dynamische Viskosität	Ns/m^2
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ρ	Dichte	kg/m^3
φ	Kurbelwinkel	$^\circ\text{KW}$

Indizes und Abkürzungen

Δ	Differenz zweier Größen
0	Bezugs- oder Standardzustand
1	Zustand, Position 1
2	Zustand, Position 2
0D	nulldimensional
1D	eindimensional
3D	dreidimensional
a,b,c	Konstanten
ab	abgeführt
AG	(im) Abgas
AK	Auslasskanal
Ar	Arrhenius
ATL	Abgasturbolader
AÖ	Auslaß öffnet
AS	Auslaß schließt
Br	Brennstoff
BMEP	Break Mean Effective Pressure
char	charakteristisch
C	Konstante
CP	CamPhaser; Nockenwellenverstellung
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
ECU	Engine Control Unit
EÖ	Einlaß öffnet
ES	Einlaß schließt
F	Fluid
Ges	Gesamt
Geo	Geometrie
HC	Kohlenwasserstoff
HD	Hochdruck(phase)
i	innen; indiziert; Zählvariable
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
KM	Kühlmittel
KW	Kurbelwinkel
L	Luft; Ladeluft
LW	Ladungswechsel(phase)
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
Mag	Magnussen
Mech	Mechanisch
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
PM	Punktmasse
RG	Restgas
uv	Unverbrannte
V	Ventil
VH	Ventilhub
zu	zugeführt
Z, Zyl	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

1 Einleitung

Eine ständig wachsende Weltbevölkerung in Verbindung mit dem vorherrschenden Verlangen nach Energie und Mobilität ziehen eine Reihe von Konflikten nach sich. Die genannten Bedürfnisse stehen den begrenzten fossilen Rohstoffressourcen gegenüber und werden darüber hinaus auch für den anthropogenen Treibhauseffekt verantwortlich gemacht [27]. Eine intensive Auseinandersetzung unserer Gesellschaft mit diesem Konflikt ist daher unausweichlich.

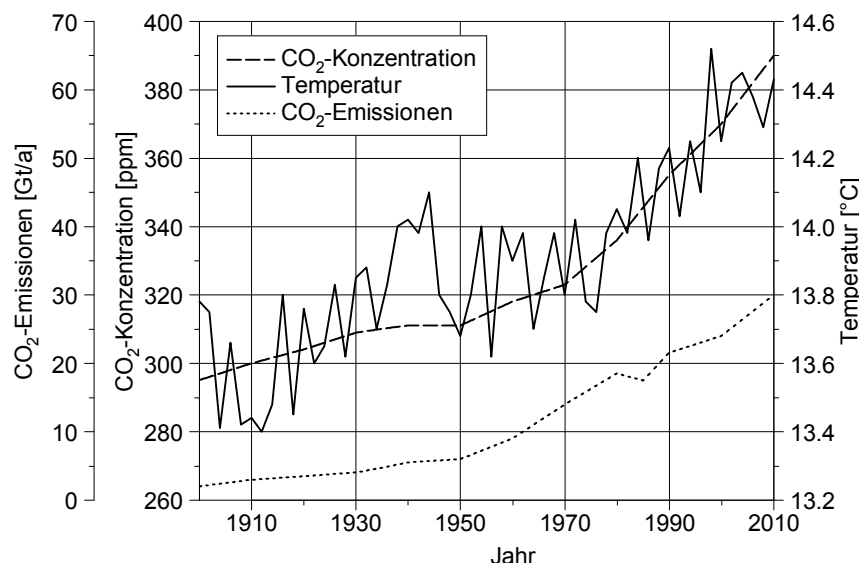


Abbildung 1.1: CO₂-Emissionen, CO₂-Konzentration und Temperatur seit Beginn des 20. Jahrhunderts [12], [24]

In Abbildung 1.1 sind der Verlauf der energiebedingten CO₂-Emissionen, der CO₂-Konzentration in der Erdatmosphäre und die globale Temperaturentwicklung dargestellt. Alle drei Kurven verzeichnen seit Mitte des 20. Jahrhunderts einen deutlichen Anstieg. Durch die Wirkung von CO₂ als Treibhausgas liegt die Vermutung nahe, dass der Temperaturanstieg in direktem Zusammenhang mit den anthropogenen CO₂-Emissionen steht, und nicht wie lange Zeit erhofft, durch natürliche Veränderungen, wie z.B. verstärkte Sonnenaktivität, bedingt wird. Der letzte Sachstandsbericht des Intergovernmental Panel on Climate Change (Weltklimarat) bestärkt diese Aussage, indem „*der menschliche Einfluss auf die globale Erwärmung*“ als „*sehr wahrscheinlich*“ und „*der Grad des wissenschaftlichen Verständnisses über die Wirkung von Treibhausgasen*“ als „*hoch*“ bezeichnet wird [9]. Basierend auf diesen Erkenntnissen ist mittlerweile auch der politische Wille entstanden, die vom Menschen verursachten CO₂-Emissionen zu reduzieren, um dem dargestellten Trend entgegenzuwirken.

Die Aufteilung der anthropogenen CO₂-Emittenten nach Sektoren in Abbildung 1.2 zeigt, dass der Verkehr für 22% der weltweiten CO₂-Emissionen verantwortlich ist. In Österreich beläuft sich dieser Anteil auf 27%. Obwohl der Automobilverkehr nur eine Untergruppe dieses Sektors bildet, unternimmt die Automobilindustrie dennoch große Anstrengungen, einen wesentlichen Beitrag zur allgemeinen Senkung der CO₂-Emissionen zu leisten. Da der CO₂-Ausstoß direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch ist,

1 Einleitung

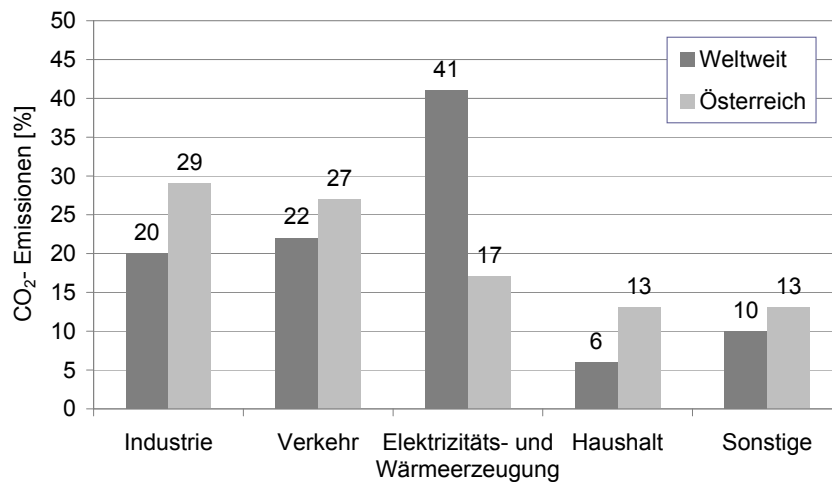


Abbildung 1.2: Anteil der CO₂-Emittenten weltweit und in Österreich [42] [34]

resultiert aus dem eingangs erwähnten politischen Ansatz die technische Herausforderung, den Kraftstoffverbrauch bzw. den Flottenverbrauch kontinuierlich zu senken [14].

In diesem Zusammenhang hat sich die Vereinigung der europäischen Automobilindustrie (ACEA) zum Ziel gesetzt, den kilometerbezogenen CO₂-Ausstoß von durchschnittlich 186g CO₂/km im Jahr 1995 auf einen Durchschnittswert von 140g CO₂/km bis zum Jahr 2008, sowie auf 120g CO₂/km bis zum Jahr 2012 zu senken. Dies entspricht einem Verbrauch von 5.1 Liter/100km für Otto- bzw. 4.5 Liter/100km für Dieselfahrzeuge. Zwar konnte die Effizienz der PKWs im Zeitraum von 1995 bis 2010 um rund 25% verbessert werden, dieser Trend reichte jedoch nicht aus, um die ACEA Selbstverpflichtung als erfolgreich zu bewerten (siehe Abbildung 1.3). Neben dem Fehlen von internen Steuermechanismen, welche die Hersteller gezwungen hätten die notwendigen Maßnahmen konsequent umzusetzen, wurde die Zielerreichung zusätzlich durch den Trend zu immer größeren Fahrzeugen erschwert. So stieg etwa im Zeitraum von 1995 bis 2008 die durchschnittliche Motorleistung um rund 34%, der Hubraum um 3% [2] [39].

Aus diesem Grund einigten sich Rat und Parlament der Europäischen Union auf ein neues Gesamtkonzept zur Verringerung der CO₂-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen, welches ein Erreichen des Gemeinschaftsziels von 120g CO₂/km ab 2012 im Rahmen eines wettbewerbsfähigen Regelungssystems für das 21. Jahrhundert vorsieht. Zusätzlich zu den 120g können noch weitere 10g als Bonus für Maßnahmen angerechnet werden, die nicht in direktem Zusammenhang mit Motor bzw. Antriebsstrang stehen, wie z.B. der Einsatz von Biokraftstoffen oder der Einbau energieeffizienter Klimaanlage. Die EU-Verordnung schreibt weiters vor, dass ab 2012 jeder Autohersteller für einen bestimmten Prozentsatz seiner Neuwagenflotte den durchschnittlichen Grenzwert von 130g CO₂/km (unter Berücksichtigung des Bonus) einhalten muss. Dieser Grenzwert gilt für folgende Anteile der Neuwagenflotte eines jeden Herstellers und wird bis 2015 kontinuierlich erhöht [39]:

- 65% ab 2012
- 75% ab 2013
- 80% ab 2014
- 100% ab 2015

1 Einleitung

Eine Nichteinhaltung dieser Grenzwerte sieht vor, dass für das erste zusätzliche Gramm CO₂ fünf Euro, das zweite 15 Euro, das dritte 25 Euro und ab dem vierten Gramm 95 Euro Strafsteuer für jedes verkaufte Fahrzeug vom Hersteller zu entrichten sind [43].

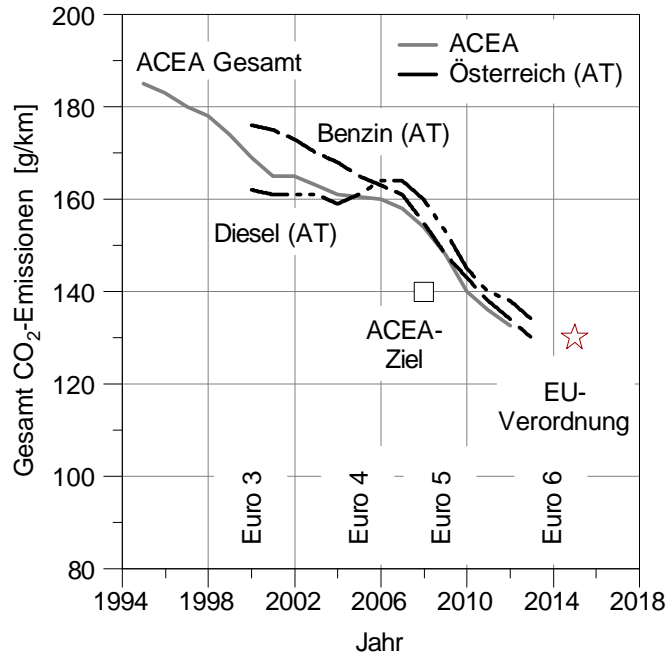


Abbildung 1.3: CO₂-Emissionen neu zugelassener PKW [1] [35] [39] [44]

Um diese ambitionierten Vorgaben zu erreichen, muss die Automobilindustrie künftig alle Möglichkeiten ausschöpfen, da ein Absenken auf dieses Niveau nicht durch Einzelmaßnahmen zu erreichen sein wird. Neben der Weiterentwicklung von Brennvorgängen, Verwendung von Leichtbaumaterialien, Verringerung der Fahrwiderstände, Optimierung der Nebenverbraucher, kann auch ein verbessertes Motor-Warmlaufmanagement einen Beitrag zur Kraftstoffverbrauchsabsenkung leisten. In diesem Fall wird darauf abgezielt, den Motor schnellstmöglich auf Betriebstemperatur zu bringen, da gerade in der Warmlaufphase ein Mehrverbrauch eintritt.

Abbildung 1.4 zeigt das theoretische Einsparungspotenzial beim Kaltstart gegenüber dem betriebswarmen Start für unterschiedliche Motoren im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ). Die Ursachen für den Mehrverbrauch im kalten Zustand sind auf die erhöhten Reibungsverluste im kalten Zustand und darüber hinaus auf Eingriffe der Motorsteuerung (z.B. Kaltstartanreicherung, Katalysatorheizen) zurückzuführen [25].

Neben der Möglichkeit diese Effekte im Motor-Warmlauf empirisch zu untersuchen, stellen thermische Motormodelle eine kostengünstige Alternative dar. Diese Modelle ermöglichen eine simulatorische Bewertung des Aufwärmverhaltens und des Kraftstoffverbrauchs in unterschiedlichen Fahrzyklen. Zusätzlich können auch Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen untersucht und hinsichtlich ihres Kraftstoffeinsparungspotenzials bewertet werden. Aufgrund der begrenzten Potenziale solcher Maßnahmen ist eine exakte Abbildung aller Wärmequellen, im Besonderen des gaseitigen Wandwärmeeintrags, gefordert.

1 Einleitung

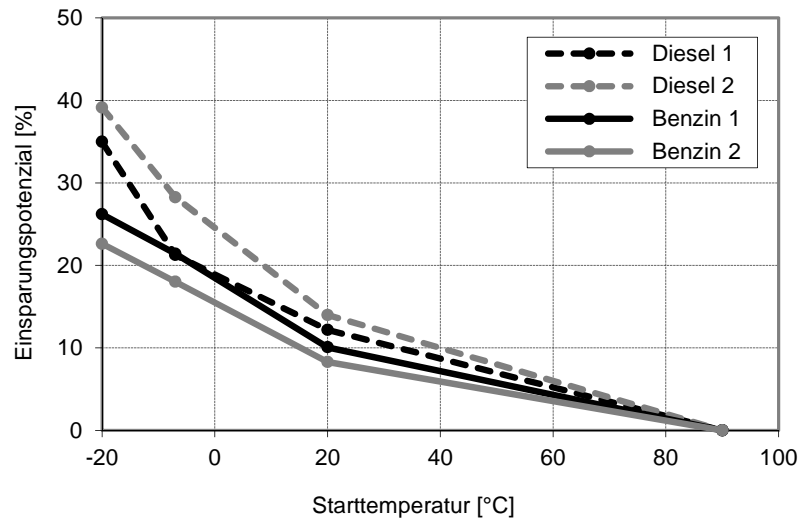


Abbildung 1.4: Einsparungspotenziale diverser Versuchsträger im NEFZ bei unterschiedlichen Starttemperaturen [25]

Für eine frühe Integration von thermischen Motormodellen im Entwicklungsprozess, müssen diese Modelle auch in der Lage sein, Auswirkungen unterschiedlicher Datenstände des Motorsteuergerätes auf den Warmlauf darzustellen. Aus diesem Aspekt heraus ist es notwendig ein parameterbasiertes Modell zu erstellen, welches den Einfluss veränderter Betriebsparameter erkennt und dementsprechend wiedergeben kann.

Vor diesem Hintergrund soll als Ziel dieser Arbeit ein parameterbasiertes Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodell entwickelt werden. Dabei werden zwei unterschiedliche Methoden untersucht. So soll einerseits ein rein empirisches Modell mit Hilfe von Prüfstandsmessungen erstellt werden, andererseits soll die Möglichkeit untersucht werden, Prüfstandsmessungen durch Vorausberechnung der Brennrate zu ersetzen, um so rein simulatorisch auf Wärmeeintrag und Verbrauch zu schließen.

2 Simulation des Motorwarmlaufs

2.1 Simulationsumgebung

Durch die hohe Komplexität von Motorwarmlaufmodellen ist eine Gliederung in einzelne Teilsysteme unerlässlich. Der Aufbau der Systeme und die Art der Interaktion hängen von der gewählten Simulationsumgebung ab. Diese lassen sich grundsätzlich in zwei verschiedenen Kategorien einteilen [39].

2.1.1 Monolithischer Ansatz

Beim monolithischen Ansatz erfolgt die gesamte Modellierung innerhalb einer Simulationsumgebung. Dies führt zu einfachen Schnittstellen zwischen den Teilsystemen, da sämtliche Informationen innerhalb dieser Umgebung zur Verfügung stehen. Da die Fahrzeughersteller einzelne Teilmodelle oft schon vorrätig haben (z.B. hydraulisches Kühlkreismodell), ist eine Übertragung und erneute Validierung notwendig. Aus diesem Grund geht der Trend in Richtung Co-Simulation.

2.1.2 Co-Simulation

Ziel der Co-Simulation ist es, Teilmodelle die fachbereichsspezifisch auf verschiedenen Softwareplattformen entstanden sind, zusammenzuführen und in einem Gesamtverbund zu nutzen. Die Interaktion zwischen den Teilmodellen kann direkt erfolgen, was bei einer steigenden Anzahl an Teilmodellen mit entsprechend vielen Schnittstellen einhergeht. Häufiger wird vom sogenannten „Middleware“ Ansatz Gebrauch gemacht. Dabei kommuniziert jedes Teilmodell über eine zentrale Datenschnittstelle, in welcher alle benötigten Informationen zur Verfügung stehen. Zusätzlich fungiert diese „Middleware“ auch als Datenserver, welcher die Synchronisationen des Datenaustausches verwaltet. Durch die zentrale Verwaltung dieser Schnittstelle ergeben sich überaus flexible Systeme [13].

2.2 Modellaufbau

Das vorrangige Ziel der Motorwarmlaufsimulation ist die Bewertung der Kraftstoffeinsparungspotenziale bei unterschiedlichen Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen. Da sich Verbrauchseffekte je nach zu untersuchender Maßnahme und zugrunde gelegtem Fahrprofil auf einige Prozentpunkte begrenzen, werden sehr hohe Genauigkeitsanforderungen an die Simulation gestellt. Als Mindestanforderung wurde eine Prognosegenauigkeit von $\pm 0.5\%$ definiert, vgl. [40]. Dieser Wert entspricht auch der erwarteten Genauigkeit bei experimentellen Untersuchungen [26].

2 Simulation des Motorwarmlaufs

Nachfolgend soll der am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz entwickelte Modellaufbau dargestellt werden. Dieser ermöglicht es, thermische Motorwarmlaufmodelle rasch und den Genauigkeitsanforderungen entsprechend zu entwickeln. Grundsätzlich besteht der Modellaufbau aus den folgenden sechs Teilsystemen, die miteinander gekoppelt sind [26]:

- Wärmeeintragsmodell
- Reibungsmodell
- Verbrauchsmodell
- Motorstruktur
- Kühlsystem
- Schmiersystem

Abbildung 2.1 zeigt das Zusammenwirken der angeführten Teilmodelle des Motorwarmlaufmodells. Neben dem System „Motor“ sind auch alle Schnittstellen nach außen hin zum Gesamtfahrzeugmodell dargestellt.

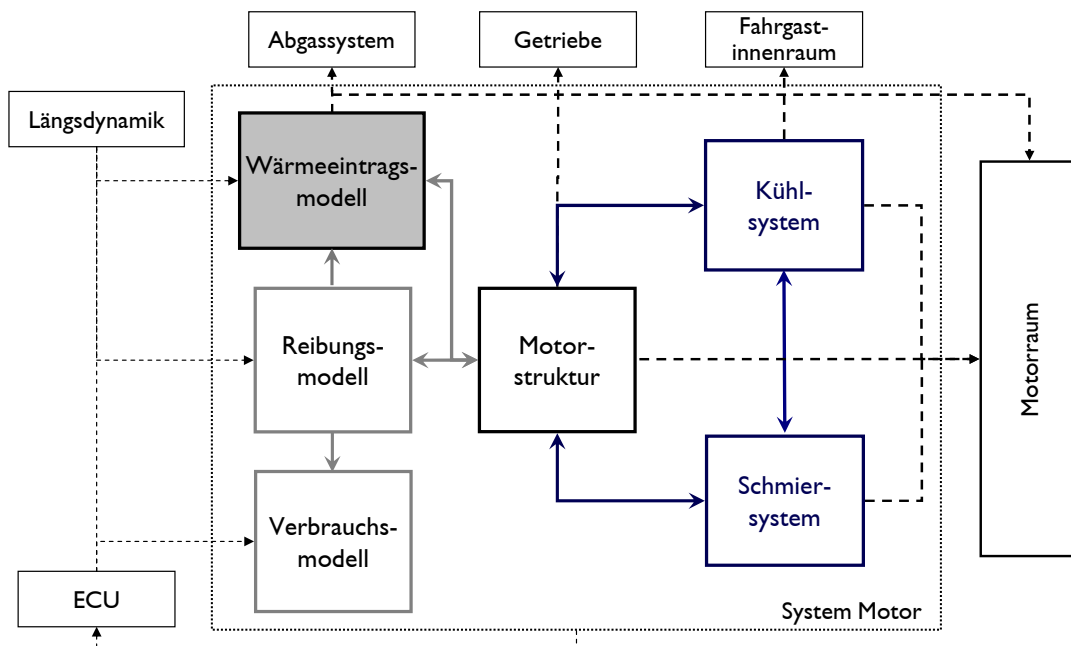


Abbildung 2.1: Grundsätzlicher Modellaufbau [26]

Eine wesentliche Eingangsgröße in das Motorwarmlaufmodell ist der Betriebspunkt, also die im Motor indizierte Leistung in Form von Drehzahl und Drehmoment. Diese setzt sich aus dem effektiv benötigten Antriebsbedarf, welcher in einer *Längsdynamiksimulation* berechnet wird, und der zusätzlich aufzubringenden Reibarbeit, zusammen.

Die *Motorstruktur* wird vom Wärmeeintrags- und Reibungsmodell mit Wärme beaufschlagt. Innerhalb der Motorstruktur verteilen sich die Wärmen und werden in weiterer Folge über das *Kühl- und Schmier-system* weitergeführt.

2 Simulation des Motorwarmlaufs

Der gasseitige Wärmeeintrag (*Wärmeeintragsmodell*) wird vor allem durch die darzustellende Last sowie der Applikation des Motorsteuergeräts (*ECU*) beeinflusst. Innerhalb des Wärmeeintragsmodells wird der gasseitige Wärmeübergang vom Verbrennungsgas an die Brennraumwände und an die Kanalwand des Auslasskanals berechnet. Abbildung 2.2a zeigt eine mögliche Diskretisierung der gasbeaufschlagten Komponenten zur Berechnung des Wärmeeintrags. Die Zylinderlaufbuchse wird hierbei in die Abschnitte Buchse oben und Buchse mitte unterteilt, um die höhere thermische Belastung des oberen Buchsenbereiches berücksichtigen zu können. Nach unten hin wird der Brennraum durch den Kolben, nach oben hin durch das Feuerdeck begrenzt. Weiters wird auch der Wärmeübergang im Auslasskanal des Zylinderkopfes berechnet, welcher einen nicht zu vernachlässigenden Anteil am gesamten gasseitigen Wärmeeintrag darstellt.

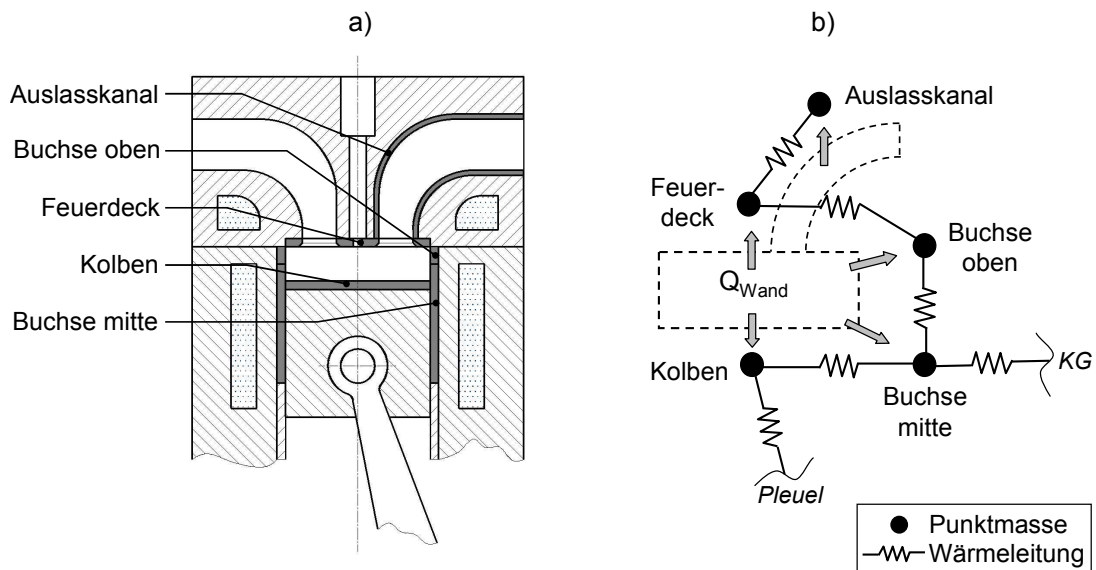


Abbildung 2.2: Interaktion zwischen Wärmeeintragsmodell und Motorstruktur [26]

Abbildung 2.2b zeigt die Koppelung des Wärmeeintragsmodells (symbolisiert durch Q_{Wand}) mit der *Motorstruktur*. Bei der Modellierung des thermischen Verhaltens kommt die Methode der konzentrierten Punktmassen (Ersatzmassen) zur Anwendung. Der gasseitige Wärmeeintrag selbst erfolgt gemäß Diskretisierung direkt an den jeweiligen Punktmassen. Unter Berücksichtigung der Wärmeleitung zwischen den Punktmassen erhält man so die Temperaturverteilung in der Motorstruktur [26].

Schlussendlich kann auf Basis der vorherrschenden Temperaturverteilung und des aktuellen Lastpunktes die Reibung (*Reibmodell*) der jeweiligen Reibgruppe (z.B. Kolbengruppe) berechnet werden. Dies erfordert allerdings einen geeigneten Detaillierungsgrad des thermischen Modells, in dem die wesentlichen reibrelevanten Temperaturen abgebildet sind. Darüber hinaus werden auch sämtliche Nebenaggregate (z.B. Generator) berücksichtigt, um so die Gesamtreibung zu erhalten.

Mit Hilfe der Gesamtreibung kann der geforderte indizierte Mitteldruck ermittelt werden, welcher für den aktuellen Kraftstoffverbrauch (*Verbrauchsmodell*) relevant ist. Zusätzlich werden im Verbrauchsmodell auch applikatorische Eingriffe (*ECU*) im Motorwarmlauf (z.B. Katalysatorheizen) berücksichtigt.

2.2.1 Motorstruktur

Die Motorstruktur beschreibt den mechanischen Aufbau des Versuchsträgers und kann auch als thermisches Netzwerk verstanden werden. Sie ist über die Methode der konzentrierten Punktmassen (Ersatzmassen) aufgebaut. Dabei werden Stoffbereiche zu einer Punktmasse, mit einer dem Bereich äquivalenten Wärmekapazität, zusammengefasst und mit Hilfe von Wärmeleitungen verbunden. Die Temperatur der Punktmasse entspricht der mittleren Temperatur des Bereichs und somit dessen Energieinhalt [26].

Für die Bewertung von Wärmemanagement-Maßnahmen benötigt die Motorstruktur einen ausreichend hohen Detaillierungsgrad. So muss z.B. bei der Maßnahme „Split-Cooling“, welche auf eine Reduzierung der Kolben-Buchse-Reibung abzielt, die Temperaturspreizung zwischen Zylinderkopf und Kurbelgehäuse im Modell auch darstellbar sein, um in weiterer Folge das Reibungsmodell mit der passenden Temperaturinformation zu versorgen. In der Literatur [4] [28] [39] finden sich eine Reihe von Abhandlungen über die Verwendung unterschiedlicher Punktmassenzahlen (4-20 Punktmassen). Grundsätzlich sei erwähnt, dass die Anzahl der Punktmassen so hoch wie nötig, aber so gering wie möglich zu wählen ist, da mit steigender Punktmassenanzahl der Abstimmungsaufwand deutlich ansteigt.

Für die Berechnung des Temperaturverlaufs einer Punktmasse erfolgt eine nulldimensionalen Bilanzierung mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für geschlossene Systeme:

$$dQ + dA = dU + dE_a \quad (2.1)$$

Bei Vernachlässigung der technischen Arbeit dA und der äußeren Energie dE_a , sowie Ableitung nach der Zeit ergibt sich:

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (2.2)$$

Nach Auflösung des totalen Differenzials für die innere Energie ergibt sich Gleichung 2.3:

$$\frac{dQ}{dt} = \sum \dot{Q}_{zu} - \sum \dot{Q}_{ab} = \frac{dm}{dt} c T_{PM} + m \frac{dc}{dt} T_{PM} + mc \frac{dT_{PM}}{dt} \quad (2.3)$$

Bei konstanter Masse und Vernachlässigung des Gradienten der Wärmekapazität reduziert sich Gleichung 2.3 zu:

$$\sum \dot{Q}_{zu} - \sum \dot{Q}_{ab} = mc \frac{dT_{PM}}{dt} \quad (2.4)$$

Somit lässt sich mit Gleichung 2.4 in Abhängigkeit der zu- und abgeführten Wärmeströme die zeitliche Temperaturänderung einer beliebigen Punktmasse berechnen.

Die Berechnung der zu- und abgeführten Wärmeströme zwischen zwei Punktmassen erfolgt mit Hilfe der Fourier'schen Wärmeleitungsbeziehung:

$$\dot{Q} = \frac{\lambda}{l} A (T_{PM_1} - T_{PM_2}) \quad (2.5)$$

2.2.2 Fluidkreise

Die Fluidkreise enthalten sowohl den Kühlmittel- als auch den Schmiermittelkreislauf. Grundsätzlich erfolgt eine getrennte Modellierung der beiden Kreise um das unterschiedliche thermische bzw. hydraulische Verhalten berücksichtigen zu können. Der Wärmeaustausch zwischen den beiden Fluiden wird, sofern im realen Fahrzeug vorhanden, über den Öl-Wasser-Wärmetauscher berücksichtigt. Je nach Detaillierungsgrad der Motorstruktur sind in den beiden Fluidkreisen alle wesentlichen Komponenten abgebildet, welche auch im realen Motor zu finden sind. Einzig bei den sehr einfachen Vier- bzw. Fünf-Massen Modellen werden aufgrund der geringen Diskretisierung auch die Fluidkreise sehr einfach gehalten.

Für die Berechnung des Wärmeübergangs zur Motorstruktur, welcher entscheidend für das Aufwärmverhalten des Versuchsträgers ist, wird häufig der Ansatz nach Dittus-Boelter verwendet.

$$Nu = aRe^bPr^c \quad (2.6)$$

Die Berechnung des Temperaturverlaufs des Fluids innerhalb eines Kontrollvolumens erfolgt mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik für offene Systeme:

$$dQ + dA + dm(h + e_a) = dU + dE_a \quad (2.7)$$

Bei Vernachlässigung der technischen Arbeit dA und der äußeren Energie $dE_a(e_a)$, sowie durch Ableitung nach der Zeit ergibt sich:

$$\frac{dQ}{dt} + \frac{dm}{dt}h = \frac{dU}{dt} \quad (2.8)$$

Nach Auflösung des totalen Differenzials für die innere Energie ergibt sich Gleichung 2.3:

$$\sum \dot{Q}_{zu} - \sum \dot{Q}_{ab} + \sum \dot{m}_{zu}h_{zu} - \sum \dot{m}_{ab}h_{ab} = \frac{dm}{dt}c T_F + m \frac{dc}{dt}T_F + mc \frac{dT_F}{dt} \quad (2.9)$$

Bei Vernachlässigung der beiden Gradienten von Masse und Wärmekapazität reduziert sich Gleichung 2.8 zu:

$$\sum \dot{Q}_{zu} - \sum \dot{Q}_{ab} + \sum \dot{m}_{zu}h_{zu} - \sum \dot{m}_{ab}h_{ab} = mc \frac{dT_F}{dt} \quad (2.10)$$

Somit lässt sich mit Gleichung 2.10 in Abhängigkeit der zu- und abgeführten Wärme- und Enthalpieströme die zeitliche Temperaturänderung des Fluids berechnen.

2.2.3 Reibungsmodell

Das Reibungsmodell ist maßgeblich für die Qualität der Simulationsergebnisse verantwortlich. Es liefert in Abhängigkeit des Betriebspunktes und der Temperatur den Reibmitteldruck und in weiterer Folge lässt sich der indizierte Mitteldruck daraus berechnen. Letzterer ist Eingangsgröße im Wärmeeintrags-

2 Simulation des Motorwarmlaufs

und Verbrauchsmodell und somit eine zentrale Führungsgröße innerhalb der Simulation.

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.11)$$

Die benötigte Tiefe der Reibungsmodellierung hängt stark vom Einsatzzweck des Motor-Warmlaufmodells ab. Sind lediglich Maßnahmen zu untersuchen, die eine globale Anhebung bzw. Absenkung des Temperaturniveaus bedingen (z.B. Lastpunktverschiebung), genügen relativ einfache Reibungsmodelle ohne exakte Aufschlüsselung der Reibungsaufteilung. Sollen hingegen Maßnahmen untersucht werden, die eine veränderte Temperaturverteilung innerhalb der Motorstruktur nach sich ziehen, muss das Reibungsmodell die Einzelreibverluste in Abhängigkeit der Temperatur der jeweiligen Reibstellen aufschlüsseln können.

In der Literatur finden sich eine Reihe unterschiedlicher Ansätze für die Reibungsmodellierung, von relativ einfachen Reibkennfeldern bis hin zu kurbelwinkel aufgelösten Modellen unter Berücksichtigung von Brennraumdruck, Schmierfilmdicke und Oberflächenrauigkeit [4] [6] [36] [37] [38] [39] [45].

Im Rahmen dieser Arbeit wird ein empirischer Ansatz unter Berücksichtigung der tribologischen Eigenschaften des Motoröls gewählt. Dazu wurden Reibleistungsmessungen bei verschiedenen Temperaturniveaus am Motorenprüfstand des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz durchgeführt. Zusätzlich ist die Reibungsaufteilung bei diversen Temperaturniveaus aus Spreizungsmessungen bzw. Strip-Down-Untersuchungen bekannt. Der funktionale Zusammenhang zwischen dem Reibmitteldruck der jeweiligen Baugruppe und den Eingangsgrößen wird mit folgender Gleichung ermittelt:

$$pr_i = C_{1_i} + C_{2_i} \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_{ref}}} + C_{3_i} n + C_{4_i} \frac{\mu_i}{\mu_{ref}} + C_{5_i} n^2 + C_{6_i} n \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_{ref}}} + C_{7_i} n^2 \sqrt{\frac{\mu_i}{\mu_{ref}}} \quad (2.12)$$

Dabei wurden die Koeffizienten der Gleichung 2.12 unter Verwendung der Messdaten mit Hilfe der Least-Square-Methode bestimmt. Die Bestimmung der Öltemperatur an der zu berechnenden Reibstelle erfolgte unter der Annahme, dass die Temperatur des Öls im Schmierspalt praktisch der des Bauteils entspricht.

2.2.4 Wärmeeintragsmodell

Bei der Verbrennung von Kraftstoff im Brennraum wird chemisch gebundene Energie freigesetzt. Dieser Vorgang bewirkt einerseits eine Volumenänderungsarbeit am Kolben, andererseits ergibt sich ein Wärmeübergang an die angrenzenden Brennraumwände. Der so genannte gaseitige Wandwärmeübergang stellt den wichtigsten Anteil des Wärmeeintrags in die Struktur dar. In den meisten Anwendungen wird der gaseitige Wärmeeintrag über Leistungsbilanzen oder durch Analyse des Motorprozesses bestimmt, nur in seltenen Fällen werden Wärmestrommessungen durchgeführt.

Leistungsbilanz

Für einfache thermische Motormodelle mit einer geringen Modellierungstiefe erfolgt die Bestimmung des gaseitigen Wärmeeintrags häufig über globale Leistungsbilanzen. Dabei erfolgt eine Gegenüberstellung der zugeführten Kraftstoffleistung und der abgegebenen mechanischer Leistung bzw. des Abgasenthalpiestroms [15]. Aus dem Fehlbetrag lässt sich die zugeführte Wärmeleistung errechnen.

Motorprozessrechnung

Im zweiten häufig verwendeten Ansatz zur Bestimmung des Wandwärmestroms wird auf eine Wärmeübergangsbeziehung, welche im Rahmen der Motorprozessrechnung eingesetzt wird, zurückgegriffen [4], [11], [28], [33]. Dabei wird der Wärmeeintrag ausgehend vom Newton'schen Ansatz durch Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten und der Gastemperatur ermittelt. Die Gaszustandsgleichung liefert hierfür die örtlich gemittelte Gastemperatur in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten erfolgt mit aus der Literatur bekannten halbempirischen Wärmeübergangsbeziehungen (z.B.: Woschni, Bargende, Hohenberg, ...). Aus Rechenzeitgründen werden die zyklusaufgelösten Werte zur Verwendung in einem Motorwarmlaufmodell über das Arbeitsspiel gemittelt.

Üblicherweise werden die betriebspunktabhängig gewonnenen Daten einer Leistungsbilanz oder Motorprozessrechnung dem Modell in Form von Kennfeldern hinterlegt [39]. Dem Einfluss der sich über den Warmlauf ändernden Applikation wird mittels Korrekturfunktionen Rechnung getragen. Eine detaillierte Betrachtung der kennfeldbasierten Methode wird in Kapitel 3 vorgenommen.

2.2.5 Kraftstoffverbrauchsmodell

Die Berechnung des Kraftstoffverbrauchs in der Simulation basiert häufig auf einem gemessenen Kraftstoffverbrauchskennfeld. Dieses wird für den betriebswarmen Motor über Drehzahl und indizierter Last bestimmt. Durch Interpolation in diesem Kennfeld kann je nach Betriebspunkt der benötigte Kraftstoffverbrauch ermittelt werden. Veränderungen des inneren Wirkungsgrades im Warmlauf werden oftmals vernachlässigt ([4], [28]), wodurch der Mehrverbrauch im kalten Zustand rein über den schlechteren mechanischen Wirkungsgrad erklärt wird [39]. Wie auch für den gaseitigen Wärmeeintrag soll diese Vorgehensweise in Kapitel 3 detailliert vorgestellt werden.

2.2.6 ECU-Modell

Im Rahmen dieser Arbeit wird eine Methode vorgestellt, welche es erlaubt, den gaseitigen Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch als Funktion verschiedener Steuergeräteparameter zu beschreiben (siehe Zielsetzung Kapitel 3.2). Eine Verwendung dieser sogenannten parameterbasierten Modelle setzt zusätzlich das Vorhandensein eines ECU-Modells voraus um die Modelle mit den entsprechenden Steuergeräteparametern zu versorgen. Dies kann entweder als Hardware im Rahmen einer HIL-Simulation, oder als Soft-ECU, bei der alle Funktionen der ECU in einer Simulations-Software abgebildet werden, geschehen.

Übersicht

Der Verbrennungsmotor und die Motorsteuerung (ECU) interagieren miteinander. Um diese Interaktion im Rahmen einer Co-Simulation umzusetzen werden folgende drei Komponenten benötigt.

- Thermisches Motormodell
- Physikalisches Motorteilmodell
- ECU

2 Simulation des Motorwarmlaufs

Der Aufbau dieser Co-Simulation kann auf drei Arten erfolgen:

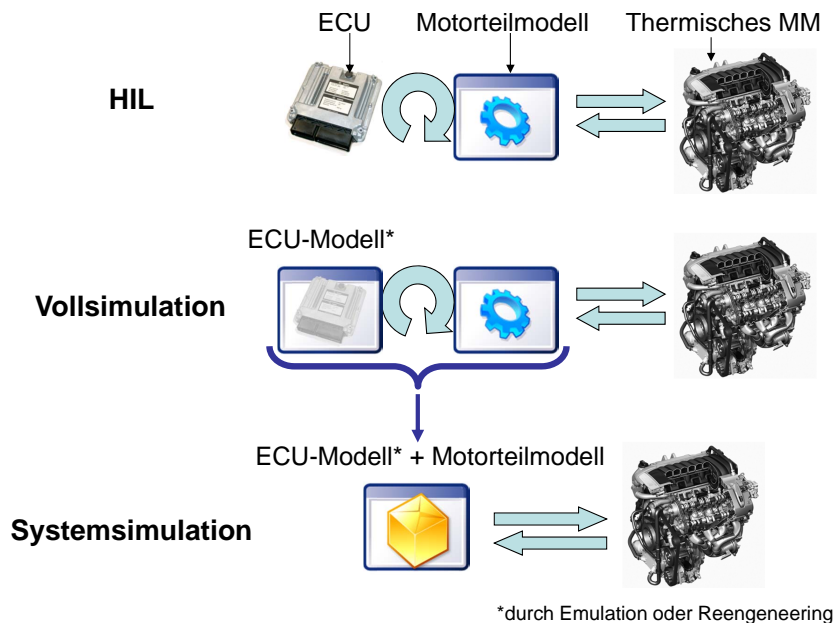


Abbildung 2.3: Möglichkeiten zur Integration der ECU in der Co-Simulation

Im Folgenden sollen kurz die jeweiligen Vor- und Nachteile der drei Möglichkeiten diskutiert werden.

Hardware In the Loop (HIL)

Diese Variante entspricht einem gängigen HIL-Aufbau erweitert um das thermische Motormodell. Die reale Motorsteuerung wird über Endstufen mit einem Echtzeitrechner verbunden, auf dem das physikalische Motorteilmodell (in Echtzeit) simuliert wird. Innerhalb des physikalischen Motorteilmodells erfolgt die Echtzeitberechnung wichtiger physikalischer Größen (z.B. Luftmassenstrom in Abhängigkeit des Drosselklappenwinkels, Lambda in Abhängigkeit des Einspritztimings, usw.) um so Signale, welche im realen Motor von Sensoren bereit gestellt werden, abzubilden. Damit ist es möglich die vorhandenen Regelkreise darzustellen.

Bei einer Erweiterung der virtuellen Strecke (Motorteilmodell) um das thermische Motormodell ist es erforderlich, dass die Simulation des Wärmehaushalts ebenso in Echtzeit erfolgen kann. Diese Anforderung kann aktuell noch nicht erfüllt werden, weshalb diese Variante ausscheidet.

Vollsimulation

Bei einer Vollsimulation werden sämtliche Funktionen der ECU in einer Simulations-Software abgebildet. Die Schnittstellen mit dem physikalischen Motorteilmodell sind analog zur HIL-Variante aufgebaut. Das bedeutet auch, dass alle Regelkreise zwischen diesen beiden Teilen erhalten bleiben. Die Rechengeschwindigkeit der Soft-ECU kann an die des thermischen Motormodells angepasst werden (was bei einer realen ECU nicht möglich ist), wodurch die Echtzeitanforderung wegfällt.

Systemsimulation

Unter der Systemsimulation wird eine Kombination des ECU-Modells und des physikalischen Motor-
teilmodells verstanden. Durch Verschmelzung und Partitionierungsänderungen kann eine drastische Ver-
einfachung erreicht werden. Regelkreise werden in dieser Variante nur als Gesamtheit modelliert. Das
heißt, dass die Sollwertvorgaben der ECU nach einer bestimmten Einschwingzeit ohne Abbildung der
Regelkreise erreicht wird.

Für die Bedatung des Modells können Sollwertvorgaben, Korrekturkennfelder und Ähnliches direkt aus
der Funktionsdokumentation der Motorsteuerung übernommen werden und ermöglichen so eine rasche
Untersuchung verschiedener ECU-Datenstände. Aus den genannten Gründen wurde im Rahmen dieses
Projekts auf eine Vollsimulation zurückgegriffen.

2.3 Genauigkeitsanforderungen

Aufgrund der begrenzten Potenziale von Wärmemanagementmaßnahmen werden von Unterguggenber-
ger et al. [41] Genauigkeitsanforderungen an thermischen Simulationsmodelle gestellt, welche im Fol-
genden näher behandelt werden sollen.

Als Zielvorgabe wird von Unterguggenber et al. gefordert, den Kraftstoffverbrauch mit einer Genauigkeit
von $\pm 0.5\%$ wiederzugeben, was in etwa der möglichen Genauigkeit bei experimentellen Untersuchun-
gen entspricht. Dies setzt in weiterer Folge auch eine genaue Abbildung des thermischen Verhaltens
voraus, weshalb die erlaubte Abweichung in der Aufwärmzeit mit $\pm 4\%$ definiert wird, was je nach
Motor einer Temperaturabweichung bei Thermostatöffnung von rund $\pm 2^\circ\text{C}$ im NEFZ entspricht.

Um nun den Abstimmungsaufwand gering zu halten und gleichzeitig die Modellqualität zu erhöhen, ist
es notwendig, aus der zuvor genannten Zielsetzung Anforderungen an die jeweiligen Teilsysteme abzu-
leiten. Dafür müssen geeignete Qualitätskriterien definiert werden, die eine Überprüfung der Teilmodelle
zulassen. Eine Fülle durchgeführter Untersuchungen an verschiedenen Otto- und Dieselmotormodellen
haben gezeigt, dass speziell der gasseitige Wärmeeintrag und die Reibung die beiden entscheidenden
Subsysteme sind. Aus diesem Grund wurden mit Hilfe von Sensitivitätsanalysen im Rahmen des NEFZ
(Neuer Europäischer Fahrzyklus) diese beiden Teilsysteme am Beispiel eines Otto- und eines Dieselmotors
näher untersucht.

2.3.1 Wärmeeintragsmodell

Wie Abbildung 2.4a zeigt, haben Unsicherheiten im gasseitigen Wärmeeintrag deutliche Auswirkungen
auf das thermische Verhalten des Versuchsträgers. Unter dem definierten Ziel, dass die simulierte Auf-
wärmzeit im NEFZ um maximal $\pm 4\%$ abweichen darf, liegt der erlaubte Fehler im gasseitigen Wärme-
eintrag im Bereich von $\pm 5\%$ und $\pm 8\%$. Dabei sind die Genauigkeitsanforderungen an die Modellierung
des gasseitigen Wärmeeintrags von Ottomotoren höher, da der Anteil des gasseitigen Wärmeeintrags am
gesamten Wärmeeintrag (inkl. Reibungswärme) etwas kleiner ist (siehe Zielbereich in Abbildung 2.4a).
Etwas geringer fallen die Einflüsse des Wärmeeintrags in Folge des veränderten Aufwärmverhaltens auf
den Kraftstoffverbrauch der beiden Motoren aus (siehe Abbildung 2.4b). Für Verbrauchsergebnisse mit
einer maximalen Abweichung von $\pm 0.5\%$ liegen die erlaubten Unsicherheiten bei $\pm 9\%$. Es sei bei
dieser Analyse darauf hingewiesen, dass es sich um eine isolierte Bewertung des Wärmeeintragsmodells
handelt. Rückwirkungen auf das Verbrauchsmodell aufgrund eines veränderten inneren Wirkungsgrades
werden nicht berücksichtigt.

2 Simulation des Motorwarmlaufs

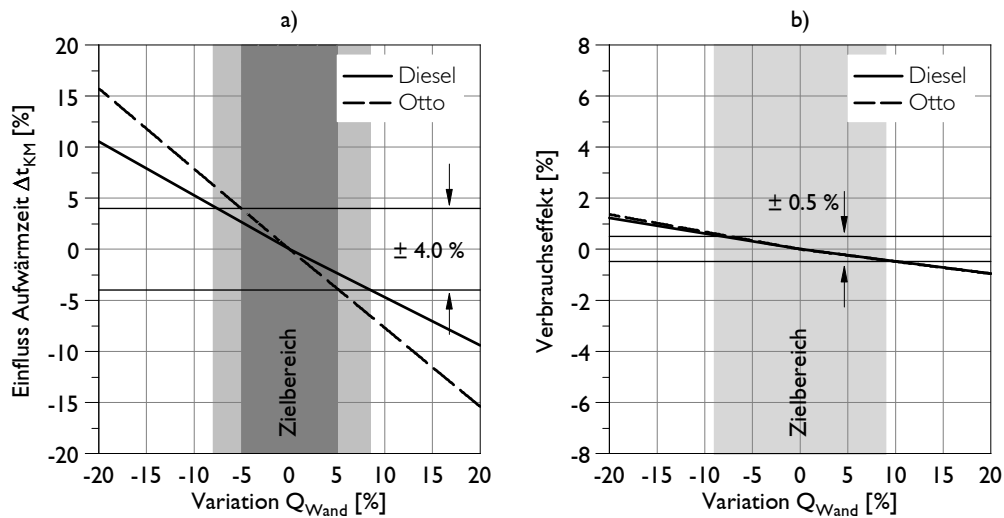


Abbildung 2.4: Anforderungen an den gaseitigen Wärmeeintrag

Um die Qualität der Berechnung des Wärmeübergangs im Zuge der Motorprozessanalyse quantitativ bewerten zu können, eignet sich die Bestimmung der Energiebilanz. Dabei erfolgt eine Gegenüberstellung der eingebrachten Kraftstoffenergie (abzüglich der Verluste durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung) und der aus dem Brennverlauf berechneten Energie, welche wiederum in Abhängigkeit des Wärmeübergangs steht (siehe Gleichung 2.13). Sofern Messfehler ausgeschlossen werden können, kann mit Hilfe der Energiebilanz die Qualität der Berechnung des Wärmeübergangs in der Hochdruckphase bewertet werden.

$$\text{Energiebilanz} = \frac{\int \frac{dQ_B}{d\varphi} d\varphi}{m_{Br} H_u - Q_{uv}} 100\% = \frac{\int \left(\frac{dQ_H + dQ_W}{d\varphi} \right) d\varphi}{m_{Br} H_u - Q_{uv}} 100\% \quad (2.13)$$

Nachdem der Anteil des Wärmeeintrags an der umgesetzten Kraftstoffenergie abhängig vom Lastpunkt ist (Abbildung 2.5a), wirkt sich ein konstanter Fehler im Wärmeeintrag ebenso lastpunktabhängig auf die Energiebilanz aus. Wird für den Kennfeldbereich des NEFZ eine maximal erlaubte Abweichung von 5% im Wärmeeintrag eines Ottomotors (laut Zielbereich Abbildung 2.4a) auf einen zulässigen Energiebilanzfehler umgerechnet, ergibt sich eine maximal erlaubte Abweichung im Bereich von 0.7% bis 2.3% (siehe Abbildung 2.5b).

Für den Dieselmotor zeigt sich, dass der Anteil des Wärmeeintrags etwas über dem des Ottomotors liegt (Abbildung 2.6a). Der erlaubte Fehler im Wärmeeintrag liegt an dieser Stelle bei rund 8% (laut Zielbereich Abbildung 2.4a). Abbildung 2.6b zeigt den daraus abgeleiteten zulässigen Energiebilanzfehler, welcher etwas moderater ausfällt als beim Ottomotor.

Damit stellt ein maximaler Fehler von rund 0.7% bis 2.3% vor allem für die ottomotorische Prozessrechnung, welche prinzipbedingt schon mit größeren Unsicherheiten behaftet ist, eine durchaus ambitionierte Herausforderung dar.

2 Simulation des Motorwarmlaufs

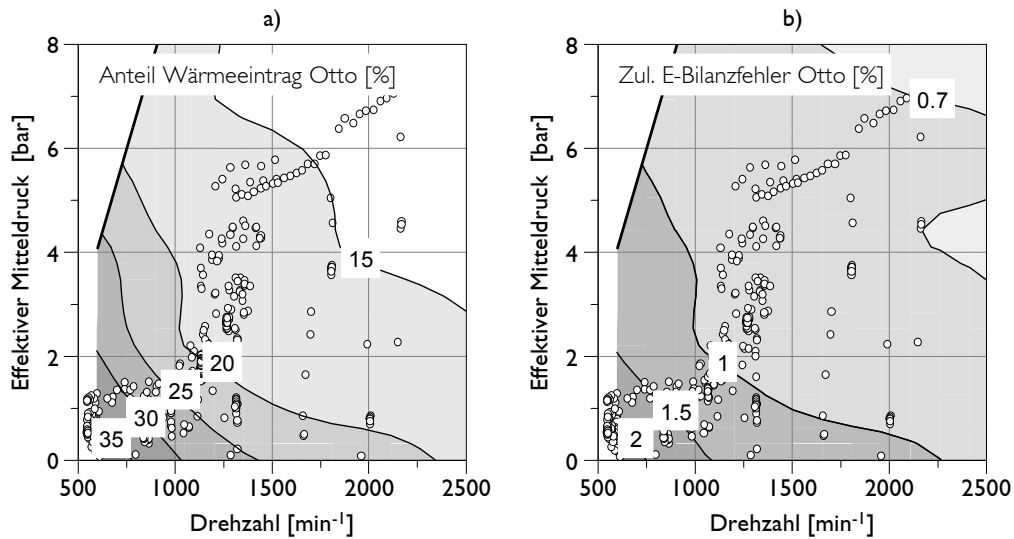


Abbildung 2.5: Anteil gaseitiger Wärmeenergieeintrag an umgesetzter Kraftstoffenergie und zulässiger Energiebilanzfehler im NEFZ-Kennfeldbereich (Ottomotor)

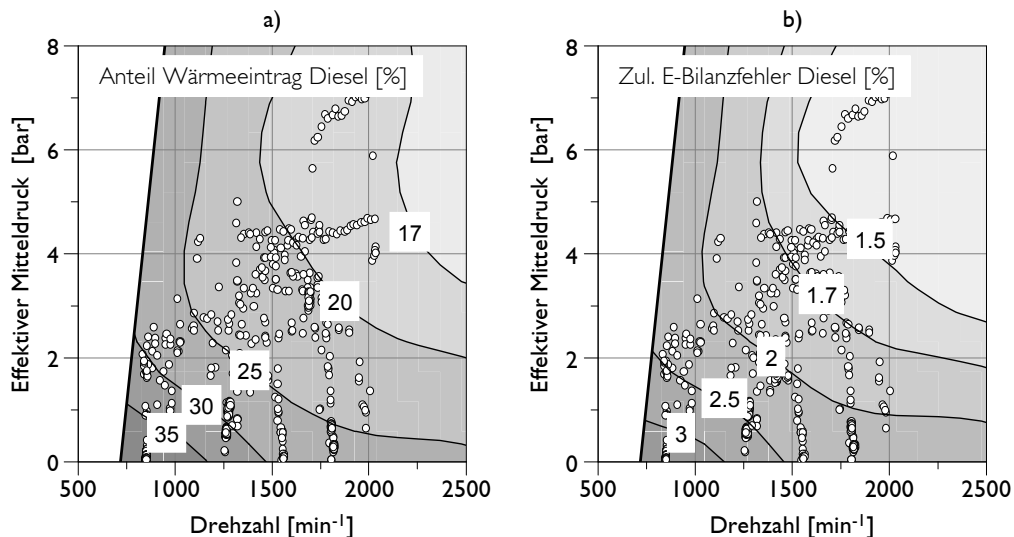


Abbildung 2.6: Anteil gaseitiger Wärmeenergieeintrag an umgesetzter Kraftstoffenergie und zulässiger Energiebilanzfehler im NEFZ-Kennfeldbereich (Dieselmotor)

2.3.2 Reibung

Neben dem gaseitigen Wärmeenergieeintrag ist die Motorreibung die zweite wesentliche Wärmequelle einer Verbrennungskraftmaschine und liefert speziell im Kaltstart einen nicht zu vernachlässigenden Beitrag zur Erwärmung des Motors. Darüber hinaus beeinflusst die Reibung die bereitzustellende indizierte Leistung und ist somit entscheidend für den Kraftstoffverbrauch. Damit ist das Reibungsmodell ein Subsystem, welches auf die Wiedergabe der Verbrauchspotenziale von Wärmemanagementmaßnahmen großen Einfluss nimmt.

Üblicherweise werden Motorwarmlaufmodelle zur raschen Bewertung verschiedenster Wärme- und Energiemanagementmaßnahmen eingesetzt. Da viele Maßnahmen die Temperaturverteilung im Motor verändern, werden die Potenziale größtenteils durch den Reibanteil der jeweiligen Baugruppe beeinflusst.

Aus diesem Grund ist es wichtig, die Reibungsaufteilung zu kennen und im Modell zu berücksichtigen. Anders als erwartet ist die Motorgesamtreibung üblicherweise nicht der entscheidende Faktor, da diese hauptsächlich für den absoluten Kraftstoffverbrauch verantwortlich ist und bei der Bewertung von Maßnahmen gewöhnlich nur Relativaussagen gefragt sind. Allerdings gibt es sehr wohl auch Maßnahmen wo die Motorgesamtreibung entscheidend für die Verbrauchseinsparung ist. Dabei handelt es sich etwa um Wärmemanagementmaßnahmen die das gesamte Temperaturniveau anheben und so die Gesamtreibung reduzieren (z.B. Wärmespeicher).

Motorgesamtreibung

Sensitivitätsuntersuchungen haben gezeigt, dass Abweichungen im Reibmitteldruck von $\pm 20\%$ die Aufwärmzeit von Dieselmotormodellen um -5% bis $+7.5\%$ ändern. Der Einfluss bei Ottomotoren ist aufgrund des geringeren Anteils der Reibungswärme am Gesamtwärmeeintrag kleiner und liegt bei rund $\pm 3\%$ (siehe Abbildung 2.7a). Unter dem definierten Ziel, dass die simulierte Aufwärmzeit um maximal $\pm 4\%$ abweichen darf, liegt der erlaubte Fehler in der Gesamtreibung im Bereich von -11% bis $+17\%$ für den Dieselmotor und bei mehr als $\pm 20\%$ für den Ottomotor.

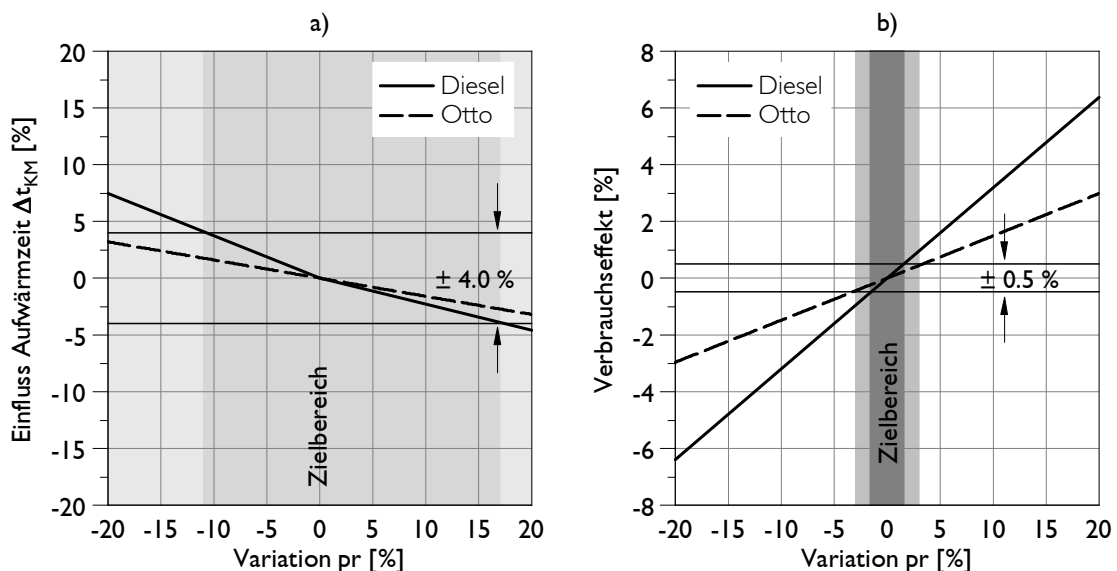


Abbildung 2.7: Einfluss des Reibmitteldruckniveaus

Für genaue Verbrauchsberechnungen mit erlaubten Abweichungen von $\pm 0.5\%$ sind beim Reibmitteldruck maximale Abweichungen von $\pm 1.6\%$ (Otto) und $\pm 2.8\%$ (Diesel) erlaubt (siehe Abbildung 2.7b). Damit stellt speziell beim Dieselmotor die Reibungsmodellierung eine große Herausforderung dar.

Reibungsaufteilung

Soll das Reibungsmodell für die Untersuchung sämtlicher Maßnahmen eingesetzt werden können, müssen alle Einzelreibanteile getrennt berücksichtigt werden. Somit sind für die Abstimmung des Reibungsmodells Strip-Down Daten notwendig. Stehen solche Messungen nicht zur Verfügung, bieten allgemein gültige Ansätze oder auch Daten eines Vorgängermotors bzw. eines ähnlichen Versuchsträgers der gleichen Generation eine mögliche Abhilfe.

2 Simulation des Motorwarmlaufs

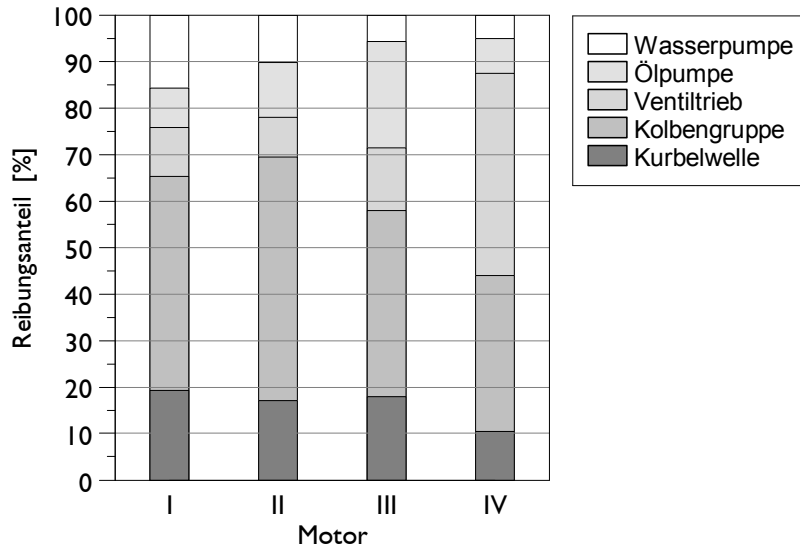


Abbildung 2.8: Aufteilung der Reibungsverluste bei unterschiedlichen Motoren

Betrachtet man die Anteile der einzelnen Reibgruppen verschiedener Motoren, dann zeigen sich deutliche Unterschiede. In Abbildung 2.8 ist beispielsweise die Reibungsaufteilung von vier verschiedenen Motoren für eine typische NEFZ Drehzahl dargestellt. Damit wird klar, dass die zu treffenden Annahmen zu Abweichungen führen können und so die Ergebnisqualität entscheidend beeinflussen. Da viele der Wärmemanagement Maßnahmen auf eine Reduktion der Kolbenreibung abzielen (z.B. elektrische Wasserpumpe, Split-Cooling), sollte jedenfalls deren Einfluss genauer bekannt sein.

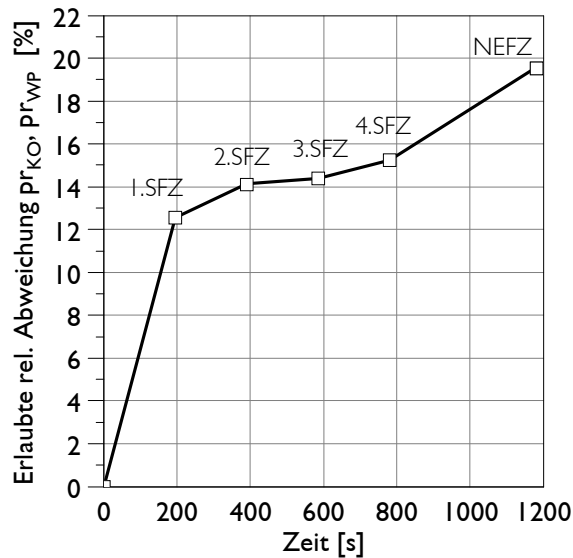


Abbildung 2.9: Erlaubte rel. Abweichung von Kolbenreibung und Wasserpumpe für die genaue Verbrauchssimulation einer stehenden Wasserpumpe

2 Simulation des Motorwarmlaufs

Welche relativen Abweichungen in der Reibung der Kolbengruppe und Wasserpumpe im NEFZ maximal erlaubt sind, zeigt Abbildung 2.9. Für Verbrauchsaussagen mit einer Abweichung kleiner $\pm 0.5\%$ darf die relative Abweichung der Kolbenreibung und die der Wasserpumpe im 1. Stadtfahrzyklus (1.SFZ) rund 12.5% und am Ende des NEFZ rund 19.5% betragen. Diese Aussagen gelten unter der Voraussetzung, dass die Motorgesamtreibung richtig abgebildet wurde.

Wie aus den zuvor gezeigten Untersuchungen ersichtlich, ist der aus dem Verbrennungsprozess resultierende Wärmeeintrag neben der Reibungswärme die Haupteinflussgröße auf das Aufwärmverhalten eines Verbrennungsmotors. Eine möglichst exakte Abbildung des gaseitigen Wärmeeintrags ist deshalb für die Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Kraftstoffverbrauchs von entscheidender Bedeutung [26]. Vor diesem Hintergrund werden im weiteren Verlauf dieser Arbeit bestehende und auch neu entwickelte Ansätze zur Beschreibung des gaseitigen Wärmeeintrags und des Kraftstoffverbrauchs untersucht und hinsichtlich ihrer Einsetzbarkeit bewertet.

3 Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodellierung

Im Folgenden sollen existierende Modellierungsansätze zu Beschreibung des gaseitigen Wärmeeintrags und des Kraftstoffverbrauchs vorgestellt werden. In einem zweiten Schritt wird die Zielsetzung dieser Arbeit daraus abgeleitet.

3.1 Stand der Technik

Zahlreiche Publikationen im Bereich der Motorwarmlaufsimulation zeigen, dass bei der Vorausberechnung des Warmlaufs die Daten für Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch dem Modell vorrangig in Form von Kennfeldern hinterlegt werden [4] [11] [15] [28] [33]. Innerhalb der Simulation werden anschließend diese Daten durch betriebspunktabhängige Interpolation abgerufen.

Eine alternative Möglichkeit besteht in der laufenden Vorausberechnung des Zyklus mit Hilfe eines Verbrennungsmodells [11]. Dazu werden neben den Zylindern alle wesentlichen Komponenten des Gaspfad innerhalb eines 1D-Simulationsprogrammes abgebildet. Je nach Lastbedarf werden die benötigten Randbedingungen (Drosselklappenstellung, Einspritzmenge, usw.) durch ein ECU-Modell vorgegeben. Anschließend kann der Verbrennungsablauf zyklusaufgelöst vorausberechnet werden und Wärmeeintrag bzw. Kraftstoffverbrauch werden auf diese Weise ermittelt.

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine zyklusaufgelöste Berechnung nicht in Betracht gezogen, zumal die Rechenzeiten dadurch deutlich ansteigen und auch keine entscheidende Verbesserung der Ergebnisqualität erwartet wird. Demgegenüber können bei der kennfeldbasierten Methode besagte Größen vorab dem Modell hinterlegt werden, wodurch eine echtzeitfähige Simulation ermöglicht wird.

Im Folgenden soll aus genannten Gründen ausschließlich die kennfeldbasierte Methode näher betrachtet werden.

3.1.1 Kennfeldbasiertes Wärmeeintragsmodell

Bei der Erstellung eines kennfeldbasierten Wärmeeintragsmodells werden die benötigten Daten vorab im Zuge von Prüfstandsuntersuchungen ermittelt. Dazu wird der Versuchsträger bei betriebswarmem Zustand in Abhängigkeit von Drehzahl und Mitteldruck vermessen und der gaseitige Wärmeeintrag wird durch Berechnung der Leistungsbilanz oder durch Analyse des Motorprozesses bestimmt.

Applikatorische Einflüsse in der Warmlaufphase können durch zusätzliche Kennfelder bei niedrigerem Temperaturniveau oder auch durch Korrekturfunktionen in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur abgebildet werden (siehe Kapitel 3.1.3)

3.1.1.1 Leistungsbilanz

Für die Bestimmung des gaseitigen Wärmeeintrags über Leistungsbilanzen kommen je nach Anwendungsfall und verfügbarer Messtechnik unterschiedlich genaue Vorgehensweisen zur Anwendung. Der einfachste Fall ist hierfür die Bilanzierung von zugeführter Kraftstoffleistung und abgegebener mechanischer Leistung bzw. Abgasenthalpiestrom [15]:

$$\dot{Q}_{\text{zuGes}} = \dot{Q}_{\text{Br}} - P_{\text{Mech}} - \dot{Q}_{\text{AG}} \quad (3.1)$$

In diesem Fall erfolgt jedoch keine Unterscheidung zwischen der zugeführten Wärme durch Verbrennung und der zugeführten Reibungswärme, weshalb noch Annahmen für die Reibleistung getroffen werden müssen.

Eine detailliertere Formulierung der Leistungsbilanz wurde im Rahmen dieser Arbeit erarbeitet (siehe Abbildung 3.1):

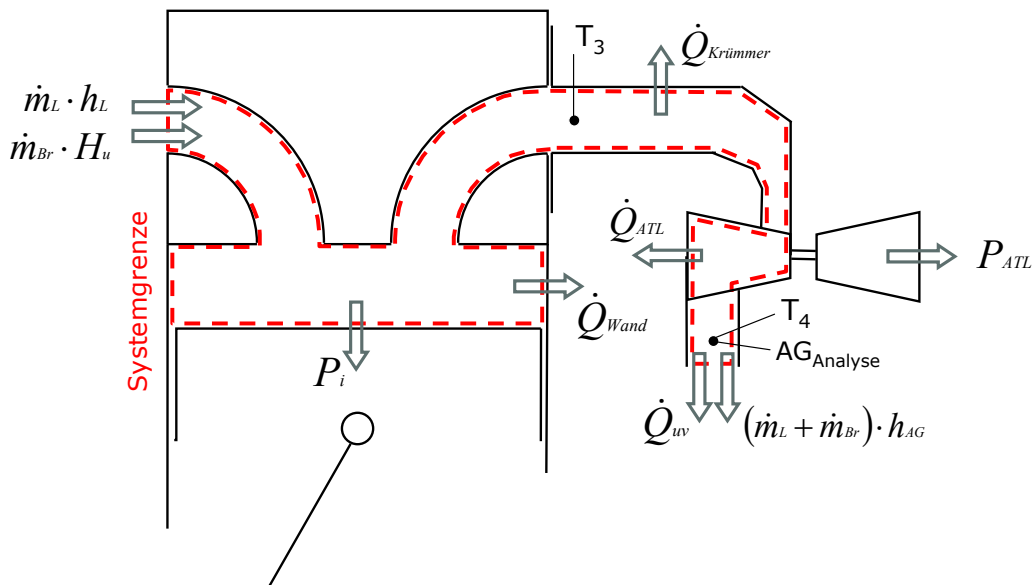


Abbildung 3.1: Bilanzierung der Verbrennung

$$\dot{m}_{Br} H_u + \dot{m}_L h_L = P_i + \dot{Q}_{Wand} + \dot{Q}_{Kruemmer} + \dot{Q}_{ATL} + P_{ATL} + \dot{Q}_{uv} + (\dot{m}_{Br} + \dot{m}_L) h_{AG} \quad (3.2)$$

In dieser Bilanz werden sämtliche über die Systemgrenze tretenden Energieströme und Leistungen berücksichtigt. Zugeführt wird dem System sowohl die Brennstoffleistung $\dot{m}_{Br} H_u$ als auch der Enthalpiestrom der Ladeluft $\dot{m}_L h_L$. Die Verbrennung des Kraftstoffs im Brennraum bewirkt eine indizierte Leistung am Kolben P_i und einen Wandwärmestrom an die angrenzenden Brennraumwände und den Auslasskanal \dot{Q}_{Wand} . Da die Abgasentnahmestelle zur Berücksichtigung der unvollständigen und unvollkommenen Verbrennung \dot{Q}_{uv} erst nach dem Turbolader verbaut werden konnte, wird auch die Systemgrenze bis dorthin gezogen. Dies hat zur Folge, dass folgende Größen noch berücksichtigt werden müssen: Wandwärmestrom im Krümmer $\dot{Q}_{Kruemmer}$, Wandwärmestrom im Turbinengehäuse des Turboladers \dot{Q}_{ATL} , die benötigte Verdichterleistung P_{ATL} sowie der Abgasenthalpiestrom $(\dot{m}_L + \dot{m}_{Br}) h_{AG}$.

Bei dieser Form der Bilanzierung ergeben sich jedoch erhöhte Anforderungen an die Messtechnik. So muss für die Bestimmung der indizierten Leistung P_i eine Zylinderdruckindizierung aller Zylinder durchgeführt werden. Eine Abgasanalyse ist vor allem bei der Untersuchung von Ottomotoren unerlässlich, um die HC- und CO-Emissionen zu bestimmen. Des Weiteren müssen Annahmen für den Wärmeübergang im Krümmer und im Turbinengehäuse vorgenommen werden.

Als Nachteil der Leistungsbilanzierung gegenüber der nachfolgend beschriebenen Motorprozessrechnung kann angeführt werden, dass keine Informationen über den Ort des anfallenden Wärmeeintrags (z.B. Wärmeeintrag am Kolben, Feuerdeck, Buchse, usw.) enthalten sind.

3.1.1.2 Motorprozessrechnung

Entscheidend bei der Bestimmung des Wärmeübergangs im Zuge der Motorprozessrechnung ist eine exakte Kenntnis des Zylinderdruckverlaufs. Für den Fall einer Druckverlaufsanalyse ist vor allem bei Mehrzylinder-Ottomotoren eine Zylinderdruckindizierung aller Zylinder unerlässlich. Zylinderspezifische Druckverläufe als Folge unterschiedlicher Füllgrade der einzelnen Zylinder würden bei Einzelindizierung zu einem nicht für den gesamten Motor repräsentativen Druckverlauf führen. Ungenauigkeiten in der Berechnung des Wärmeübergangs wären die Folge [26].

Innerhalb der Motorprozessrechnung erfolgt die Beschreibung des Wärmeübergangs im Brennraum mit Hilfe des Newton'schen Ansatzes:

$$\dot{Q}_{\text{Wand}}(\varphi) = A(\varphi)\alpha(\varphi)(T_{\text{Gas}}(\varphi) - T_{\text{Wand}}) \quad (3.3)$$

Dabei stellt $A(\varphi)$ die gasbeaufschlagte Wandoberfläche, $\alpha(\varphi)$ den Wärmeübergangskoeffizienten, $T_{\text{Gas}}(\varphi)$ die örtlich gemittelte Gastemperatur und T_{Wand} die über den Zyklus konstant angenommene Wandtemperatur dar.

Die örtlich gemittelte Gastemperatur wird mit Hilfe der Gaszustandsgleichung beschrieben:

$$T_{\text{Gas}}(\varphi) = \left(\frac{pV}{mR} \right) (\varphi) \quad (3.4)$$

Für die Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha(\varphi)$ stehen unterschiedliche Wärmeübergangsbeziehungen zur Verfügung, welche auf Basis der Ähnlichkeitstheorie entwickelt wurden [46] [32]. Eine Bewertung dieser soll in Kapitel 5 vorgenommen werden. Allgemein gilt: Der Wärmeübergangskoeffizient ist eine Funktion von Druck, Temperatur, Strömungsfeld und der Brennraumgeometrie [46].

$$\alpha(\varphi) = f(p, T, v_{\text{char}}, Geo) \quad (3.5)$$

Die Bestimmung der gasbeaufschlagten Fläche $A(\varphi)$ erfolgt über die Vorgabe von Geometriedaten und durch Lösen der Kurbeltriebsgleichung.

Zyklusmittelung

Die aus der Motorprozessrechnung gewonnenen, zyklusaufgelösten Werte werden aus Rechenzeitgründen in weiterer Folge über das Arbeitsspiel gemittelt. Mit der Zyklusmittelung erfolgt die Berechnung von flächengewichtet gemitteltem T_{Gas} und α für die jeweiligen Komponenten Zylinderkopf-Feuerdeck, Zylinderlaufbuchse oben und mitte, sowie Kolbenboden (siehe auch Abbildung 2.2). Die Mittelung erfolgt so, dass sich mit den auf diese Weise berechneten Werten der gleiche Wärmestrom wie in der zyklusaufgelösten Rechnung über ein Arbeitsspiel ergibt:

$$\int_0^{720} A_i(\varphi) \alpha_i(\varphi) (T_{\text{Gas}_i}(\varphi) - T_{\text{Wand}_i}(\varphi)) d\varphi = 720 \bar{A}_i \bar{\alpha}_i (\bar{T}_{\text{Gas}_i} - T_{\text{Wand}_i}) \quad (3.6)$$

Daher sind folgende Gleichungen anzuwenden [28]:

$$\bar{A}_i = \frac{1}{720} \int_0^{720} A_i(\varphi) d\varphi \quad (3.7)$$

$$\bar{\alpha}_i = \frac{1}{720 \bar{A}_i} \int_0^{720} A_i(\varphi) \alpha_i(\varphi) d\varphi \quad (3.8)$$

Unter Verwendung einer über den Zyklus konstant angenommenen Wandtemperatur $T_{\text{Wand}_i}(\varphi) = T_{\text{Wand}_i}$ ergibt sich aus Gleichung 3.8:

$$\int_0^{720} A_i(\varphi) \alpha_i(\varphi) T_{\text{Wand}_i}(\varphi) d\varphi = 720 \bar{A}_i \bar{\alpha}_i T_{\text{Wand}_i} \quad (3.9)$$

Dadurch vereinfacht sich Gleichung 3.6 zu:

$$\bar{T}_{\text{Gas}_i} = \frac{1}{720 \bar{A}_i \bar{\alpha}_i} \int_0^{720} A_i(\varphi) \alpha_i(\varphi) T_{\text{Gas}_i}(\varphi) d\varphi \quad (3.10)$$

Somit kann der mittlere gasseitige Wärmeübergang für die jeweiligen gasbeaufschlagten Komponenten unter Verwendung der simulierten Wandtemperatur an der Schnittstelle zur Motorstruktur bestimmt werden:

$$\bar{Q}_{\text{Wand}_i} = \bar{A}_i \bar{\alpha}_i (\bar{T}_{\text{Gas}_i} - T_{\text{Wand}_i}) \quad (3.11)$$

Die in diesem Abschnitt beschriebene Herangehensweise zur Bildung zyklusgemittelter Werte hat den entscheidenden Vorteil, dass Gastemperatur und Wärmeübergangskoeffizient vorab und wandtemperaturunabhängig berechnet werden können. So können diese anschließend in Abhängigkeit des Betrieb-

spunktes in Form von Kennfeldern dem Modell direkt hinterlegt werden.

$$\bar{\alpha}, \bar{T}_{\text{Gas}} = f(n, IMEP) \quad (3.12)$$

Wärmeübergang im Auslasskanal

Die zuvor beschriebene Berechnung des Wärmeübergangs mit Hilfe der Motorprozessrechnung betrifft rein den Wärmeeintrag vom Verbrennungsgas in die Zylinderwandungen. Im Gegensatz zur Leistungsbilanzierung muss im Falle einer Motorprozessrechnung noch der Wärmeübergang im Auslasskanal des Zylinderkopfes bestimmt werden, der einen nicht zu vernachlässigenden Anteil am gesamten Wärmeeintrag hat [6]. Für die Berechnung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten hat sich die Wärmeübergangsbeziehung nach Zapf bewährt [22]:

$$\bar{\alpha}_{\text{AK}} = 1.785 \left(1 - 0.797 \frac{h_V}{D_{\text{iAK}}} \right) \dot{m}^{0.5} T^{0.41} d_{\text{AK}}^{1.5} \quad (3.13)$$

Somit kann auch für den Auslasskanal ein gemittelter Wärmeübergangskoeffizient bestimmt werden. Die mittlere Gastemperatur um Gleichung 3.11 zu lösen erhält man durch Applikation einer Temperatursmessstelle am Versuchsträger. Beide Größen können somit wie gehabt betriebspunktabhängig in Form von Kennfeldern abgebildet werden.

3.1.2 Kennfeldbasiertes Kraftstoffverbrauchsmodell

Die Simulation des Kraftstoffverbrauchs erfolgt analog zu der zuvor beschriebenen Simulation des gasseitigen Wärmeeintrags. Dabei wird ein bei betriebswarmem Zustand vermessenes Verbrauchskennfeld in Abhängigkeit von Drehzahl und indiziertem Mitteldruck dem Modell hinterlegt. Der in Folge der Struktur Erwärmung veränderte mechanische Wirkungsgrad wird somit direkt über den indizierten Mitteldruck berücksichtigt und fließt in die Verbrauchsberechnung mit ein. Somit kann der Kraftstoffverbrauch bei gleichbleibendem indiziertem Wirkungsgrad über folgenden Zusammenhang dargestellt werden.

$$\dot{m}_{\text{Br}} = f(n, IMEP) \quad (3.14)$$

3.1.3 Applikationseinfluss im Warmlauf

Während der Warmlaufphase treten sowohl bei der ottomotorischen als auch bei der dieselmotorischen Anwendung Applikationsänderungen auf. Diese beeinflussen sowohl Wärmeeintrag als auch Kraftstoffverbrauch, weshalb es notwendig ist die kennfeldbasierten Modelle um eine weitere Eingangsgröße zu erweitern.

Die Abbildung dieser Applikationseinflüsse erfolgt häufig über sogenannte Kühlmitteltemperatur-Korrekturfunktionen. Dazu wird vorab mit Hilfe von stationären Warmläufen der Applikationseinfluss in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur bestimmt. Die daraus ermittelte Korrekturfunktion wird dem betriebswarmen Kennfeld überlagert, wodurch sich veränderliche Werte für Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Temperatur ergeben:

$$\bar{\alpha}, \bar{T}_{\text{Gas}}, \dot{m}_{\text{Br}} = f(n, \text{IMEP}, T_{\text{KM}}) \quad (3.15)$$

Abbildung 3.2 zeigt die Auswirkungen der Katalysator-Heizfunktion in einem Warmlauf mit stationärem Lastpunkt. Dabei wird zu Beginn des Versuchs zur Erhöhung der Abgasenthalpie der Zündwinkel deutlich Richtung spät gestellt, um rasch die Betriebstemperatur des Katalysators zu erreichen. Die Spätstellung der Zündung bewirkt jedoch eine drastische Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades.

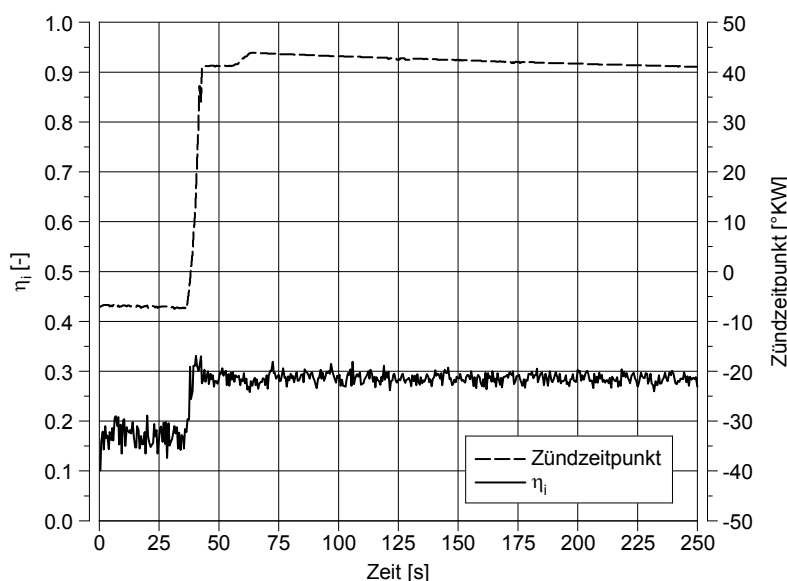


Abbildung 3.2: Verlauf des indizierten Wirkungsgrades und des Zündzeitpunktes bei niedriglastigem, stationärem Warmlauf

Untersuchungen von Unterguggenberger [39] zeigten, dass eine Vernachlässigung des Applikationseinflusses beim Diesel- zu einer um 4.7%, beim Ottomotormodell zu einer um 4.9% längeren Aufwärmzeit (Zeit bis Thermostatöffnung) führen. Im Gegensatz zum thermischen Verhalten, wo die Unterschiede zwischen Otto- und Dieselmotor gering sind, treten bei den Verbrauchseffekten deutlich größere Unterschiede auf. Das untersuchte Dieselmotormodell würde um 0.8% zu hohe, das Ottomotormodell um 3.3% zu geringe Verbrauchsergebnisse liefern. Die großen Verbrauchseinflüsse beim Ottomotor stammen aus der Kaltstartphase, in der durch Anfettung und späte Verbrennungsschwerpunktlage der Kraftstoffverbrauch steigt.

3.2 Zielsetzung der Arbeit

Im Zuge von Fahrzeugentwicklungsprozessen bekommen thermische Simulationsmodelle immer mehr an Bedeutung. Bei frühem Einsatz wird jedoch häufig gefordert, neben den Auswirkungen von konstruktiven Änderungen, auch die Auswirkungen von geänderten ECU-Datenständen untersuchen und bewerten zu können. Dazu müssen thermische Simulationsmodelle in der Lage sein, den Einfluss einzelner Steuergeräteparameter wiederzugeben. Infolgedessen ist die Verwendung von kennfeldbasierten Modellen nicht mehr möglich.

3 Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodellierung

Aus diesem Grund sollen im Zuge dieser Arbeit Möglichkeiten zur Erstellung eines parameterbasierten Modells vorgestellt werden, mit welchem es gelingt, den Einfluss einzelner Steuergeräteparameter auf Wärmeeintrag und Verbrauch darzustellen. Für die Erstellung sollen sowohl empirisch ermittelte Daten auf Basis von Parametervariationen am Motorenprüfstand, als auch Simulationsergebnisse von physikalischen Modellen herangezogen werden. Aus den gewonnenen Daten wird ein Modell in Form von Polynomen abgeleitet, welches den gaseitigen Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der jeweiligen Variationsparameter darstellt [41]:

$$\bar{\alpha}, \bar{T}_{\text{Gas}}, \dot{m}_{\text{Br}} = f(n, IMEP, \lambda, ZZP, \dots) \quad (3.16)$$

4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis

Für die Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells wird der Versuchsträger vorab am Motorenprüfstand vermessen. Neben den untersuchten Aggregaten werden die Anforderungen an die Messtechnik, sowie das durchzuführende Messprogramm in diesem Kapitel vorgestellt.

4.1 Versuchsträger

Die Untersuchungen erfolgten zeitlich gestaffelt an zwei unterschiedlichen Versuchsträgern der Firma Porsche AG. Dabei handelte es sich in beiden Fällen um den selben V8-Grundmotor, welcher sowohl als Saugmotor (V8S), als auch als turboaufgeladener Motor (V8T) zur Verfügung stand. Das geringere Verdichtungsverhältnis des V8T wird über eine veränderte Kolbengeometrie realisiert. Zusätzlich ist der Turbomotor prinzipbedingt mit einer Ladeluftkühlung ausgestattet. Tabelle 4.1 gibt einen Überblick über die wichtigsten Motorkenndaten.

Tabelle 4.1: Motorkenndaten Porsche V8S und Porsche V8T

Parameter	Einheit	V8S	V8T
Nennleistung	kW	283	405
bei	min ⁻¹	6500	6000
Maximales Drehmoment	Nm	500	750
bei	min ⁻¹	3500	3500
Spezifische Leistung	kW/L	58.9	84.3
Hubraum	cm ³	4806	4806
Bohrung	mm	96	96
Hub	mm	83	83
Hub/Bohrung	–	0.87	0.87
Verdichtungsverhältnis	–	12.5	10.5
Pleuellänge	mm	157	157
Zylinderabstand	mm	108	108
Zylinderanzahl	–	8	8
Einlassventilhub	mm	3.6/10	3.6/10
Einlassnockenwellenverstellung	°KW	0-30	0-30

Die Gemischbildung erfolgt intern durch Benzindirekteinspritzung und ermöglicht durch die Innenkühlung des Brennraums höhere Verdichtungsverhältnisse und somit bessere Wirkungsgrade. Eine weitere Besonderheit ist die VarioCam Plus, welche eine Variation der einlassseitigen Steuerzeiten (Ventilhub und Nockenwellenverstellung) erlaubt [7].

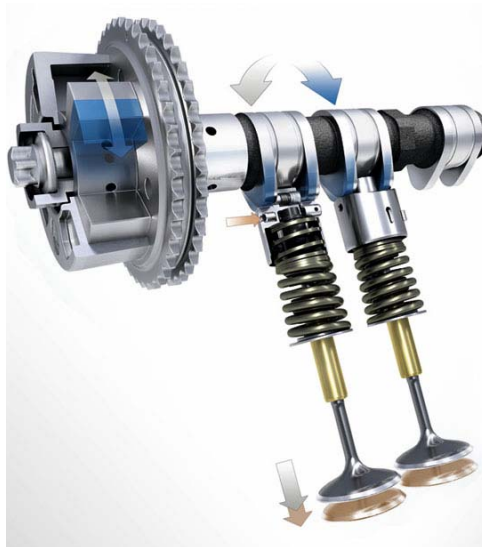


Abbildung 4.1: VarioCam Plus [23]

Die VarioCam Plus ermöglicht eine stufenlose Phasenverschiebung der Einlasssteuerzeiten um bis zu 30° Kurbelwinkel in Richtung früh und darüber hinaus eine Ventilhubumschaltung zwischen einer Nockenkontur mit 3.3 und 9.8 mm maximalem Ventilhub. Dies erlaubt in der Teillast eine Reduktion des Verbrauchs und der Emissionen durch die Umschaltung auf kleinen Ventilhub und frühe Steuerzeiten, sowie hohe Leistungs- und Drehmomentwerte bei großem Ventilhub und späten Steuerzeiten. Die durch die VarioCam Plus möglichen Ventilhubkurven sind in Abbildung 4.2 dargestellt, wobei von der stufenlosen Phasenverschiebung der Einlasskontur die kleinst- und größtmögliche Verstellung dargestellt sind [7].

Es zeigt sich, dass durch die Phasenverschiebung in Richtung früh, sowohl bei kleinem als auch bei großem Ventilhub, die Ventilüberschneidung um ein beträchtliches Maß vergrößert werden kann. Dies bringt an der Volllast eine bessere Spülung mit niedrigen Restgasgehalten. In der Teillast lässt sich durch die erhöhte Ventilüberschneidung eine interne Abgasrückführung, bedingt durch das negative Spülgefälle, realisieren. Dadurch verbessern sich die Emissionswerte und zusätzlich kann eine Entdrosselung erzielt werden. Weiters ist aus den Steuerzeiten ersichtlich, dass die beiden Ventilhubkurven unterschiedliche Ladungswechselkonzepte beinhalten, welche folgend kurz beschrieben werden [7].

Die kleinen Ventilhubkurven weisen einen typischen Miller-Zyklus auf. Durch das frühe Schließen des Einlassventils, noch vor dem unteren Totpunkt, erfolgt eine Begrenzung der möglichen Frischgaszufuhr, welche durch ein zusätzliches Öffnen der Drosselklappe kompensiert werden müssen. Durch diese Entdrosselung lassen sich Verbrauchseinsparungen erzielen. Zusätzlich kühlt die Frischgasmasse durch die anschließende Expansion bis zum unteren Totpunkt ab, wodurch es zu niedrigeren Kompressions- bzw. Verbrennungstemperaturen kommt, was wiederum zu einer Senkung der Stickoxidemissionen führt. Weiters lässt sich durch die kürzere Ventilöffnungszeit bei kleinem Ventilhub die verrichtete Reibungsarbeit verringern.

Die große Ventilhubkontur hingegen zeigt einen Atkinson-Zyklus, welcher durch den sehr späten Einlassschluss gekennzeichnet ist. Dadurch kann wie beim Miller-Zyklus eine niedrigere Prozesstemperatur

4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis

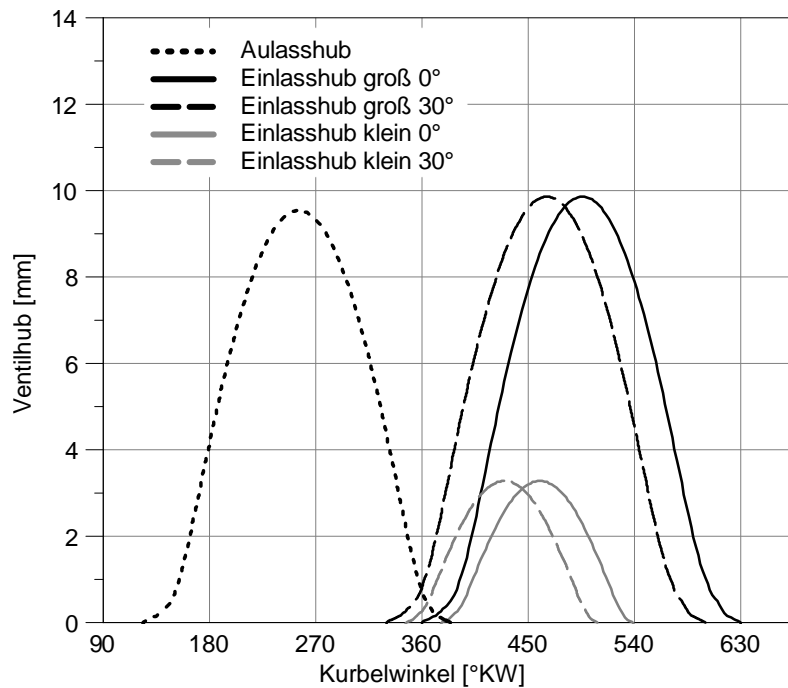


Abbildung 4.2: Ventilhubkurven

und eine Verbesserung der Rohemissionen erreicht werden. Dies wird jedoch nicht wie beim Millerzyklus durch eine zusätzliche Expansion, sondern durch eine kürzere Kompression der Zylinderladung erreicht. In diesem Fall wird ein Teil der Kompressionsarbeit vom Zylinder in den Turbolader verlagert, der zusätzlich die Möglichkeit der Rückkühlung bietet. Weiters kann mit dem Atkinson-Verfahren durch späteres *Einlass schließt* eine bessere Ladungsbewegung im Zylinder erreicht werden. Beim Millerzyklus hingegen nimmt die Ladungsbewegung aus der Einlassströmung durch die zusätzliche Expansionszeit deutlich ab. Höhere Turbulenz im Zylinder bewirkt schlussendlich einen geringeren Zündverzug und einen rascheres Freisetzen der Kraftstoffenergie [7].

4.2 Prüfstand

Der im Rahmen dieser Arbeit belegte Motorprüfstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz ist als transienter Motorenprüfstand ausgeführt. Eine Besonderheit stellt die Klimakammer dar, in welcher der Versuchsträger inklusive Abgasanlage aufgebaut werden kann. Diese Einrichtung ermöglicht die Vorgabe von Umgebungstemperaturen von -30°C bis $+50^{\circ}\text{C}$. Ein Grundriss des Prüfstands ist in nachfolgender Skizze dargestellt [29].

4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis

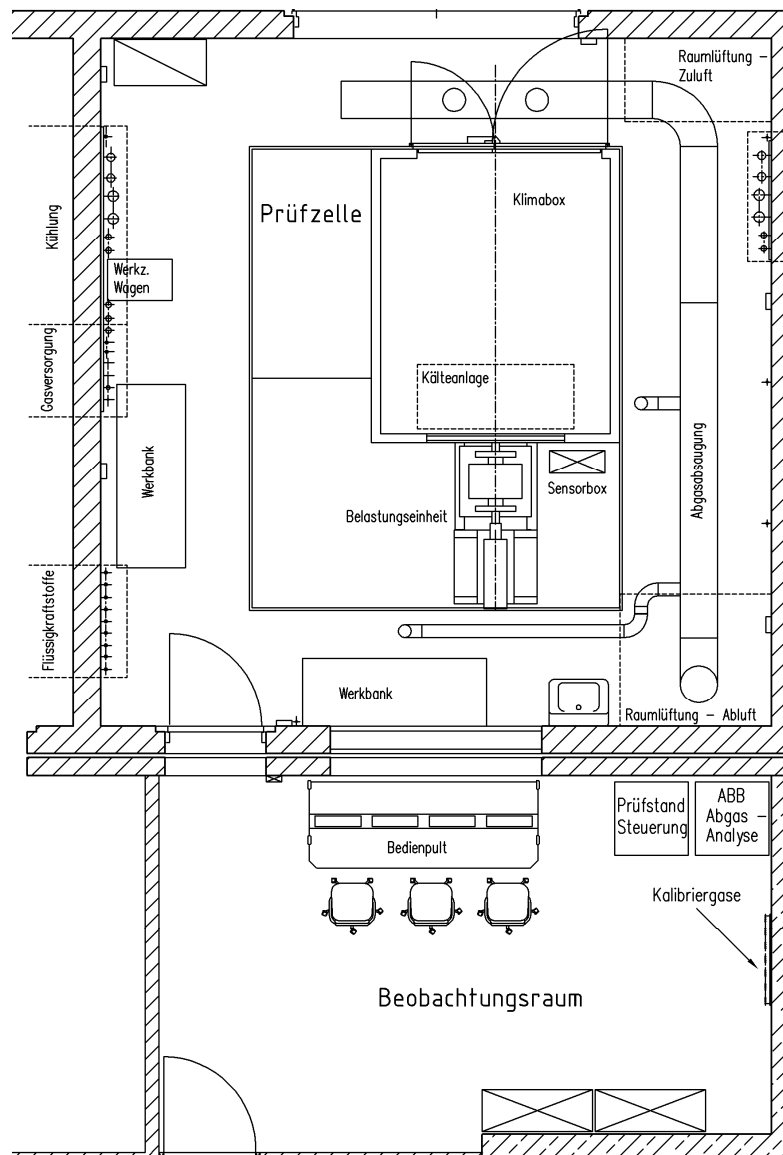


Abbildung 4.3: Skizze des Prüfstands

Im folgenden Abschnitt sollen die Prüfstandsspezifikationen dargestellt werden.

Klimakammer

- York/Johnson Controls
 - Maximale Kühlleistung 30 kW
 - Temperaturbereich -30°C bis +50°C

Belastungseinrichtung

Für den transienten Betrieb wurde eine Tandem-Lösung bestehend aus Asynchronmaschine und Wirbelstrombremse gewählt:

- Asynchronmaschine ABB SDM6B-13.5:
 - Maximale Leistung: 49.4 kW
 - Maximales Drehmoment: 236 Nm
 - Maximale Drehzahl: 8000 min⁻¹
- Wirbelstrombremse Borghi Saveri FE 600 SD:
 - Maximale Leistung: 368 kW
 - Maximales Drehmoment: 850 Nm
 - Maximale Drehzahl: 13500 min⁻¹
- Drehmoment Messflansch HBM T40:
 - Messprinzip: DMS
 - Maximales Drehmoment: 1000 Nm
 - Maximale Drehzahl: 12000 min⁻¹

Kraftstoffverbrauchsmessung

- AVL 740 Fuel Exact:
 - Messbereich: 0.03 - 500 l/h
 - Messprinzip: PLU-Sensor

Abgasmessung

- ABB Abgasanalyse:
 - Messgrößen: HC, CO, CO₂, NO₂, NO_x, O₂

Medienkonditionierung

- Kühlmittelkonditionierung:
 - Maximale Kühlleistung 300kW
 - Optionale externe Kühlmittelpumpe
- Ölkonditionierung:
 - Maximale Kühlleistung 30kW
- Ladeluftkonditionierung:
 - Luft/Wasser Wärmetauscher
 - Maximale Kühlleistung 60kW

Durchflussmessung

- Luftmassenmessung Sensyflow FMT700-P :
 - Messbereich: 0- 720 kg/h
- Kühlmitteldurchflussmessung Promag H:
 - Messbereich: 0 - 6/125/200 l/min
- Öldurchflussmessung Natec Messturbine:
 - Messbereich: 1 - 50 l/min

Langsame Messdatenerfassung

- Gantner Q-Bloxx:
 - Maximale Messfrequenz bei Vollanschluss: 10kHz
 - Software für Datenerfassung: Kristl&Seibt - TORNADO
 - 100 Thermoelement-Messstellen
 - 80 PT-100-Messstellen
 - 30 Druck-Messstellen

Schnelle Messdatenerfassung

- AVL IndiMaster Advanced Gigabit
 - AVL MicroFEM Multipurpose - 16 Kanäle
 - Software für Datenerfassung: AVL IndiCom
 - Hochdrucksensoren AVL QC34C
 - Niederdrucksensoren AVL GU21C
 - Kurbelwinkelmarkiergerät: AVL 365C - Auflösung 0.1°KW

4.2.1 Anforderungen an die Messtechnik

Die Qualität der Messung ist entscheidend für die Qualität der Teilmodelle. So ist etwa die Ermittlung des Zylinderdruckverlaufs, welcher als Vorgabegröße für die Motorprozessrechnung dient, die Grundlage für eine exakte Analyse des Wärmeübergangs. Vor allem bei Mehrzylinder Ottomotoren ist eine Zylinderdruckindizierung aller Zylinder unerlässlich. Zylinderspezifische Druckverläufe als Folge unterschiedlicher Füllgrade der einzelnen Zylinder würden bei Einzelindizierung zu einem nicht für den gesamten Motor repräsentativen Druckverlauf führen. Ungenauigkeiten in der Brennverlaufsrechnung wären die Folge. Weitere Abweichungen bei der Zylinderdruckindizierung können etwa durch einen Versatz im oberen Totpunkt (OT-Versatz) bzw. einem falsch eingepassten Druckniveau verursacht werden. Aber auch die genaue Bestimmung der Luftmasse ist ein ganz entscheidender Faktor. Aus diesem Grund wird der Einfluss dieser Messabweichungen an einem Ottomotor genauer analysiert. Bei diesen Untersuchungen sollen drei typische NEFZ Lastpunkte genauer betrachtet werden. Neben dem Leerlauf handelt es sich um die Lastpunkte $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 2 \text{ bar}$ und $n = 1500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 5 \text{ bar}$.

Einfluss eines OT-Versatzes

Bei der thermodynamischen Analyse von Druckverläufen kommt sowohl der exakten Bestimmung des oberen Totpunktes als auch der Nulllinienfindung eine entscheidende Bedeutung zu. Mit zunehmend positivem OT-Versatz, was einer Linksverschiebung des Zylinderdruckverlaufs entspricht, wird der Druck in der Verdichtungsphase erhöht und in der Expansionsphase abgesenkt. Die Folge ist eine scheinbar kürzer werdende Nachverbrennungsphase, ein sinkender indizierter Mitteldruck und damit ein verringerter Energieumsatz (siehe Abbildung 4.4a). Aus dem falschen indizierten Mitteldruck ergibt sich in weiterer Folge ein falscher Reibmitteldruck, wodurch auch die Qualität des Reibungsmodells negativ beeinflusst wird (siehe Abbildung 4.4b).

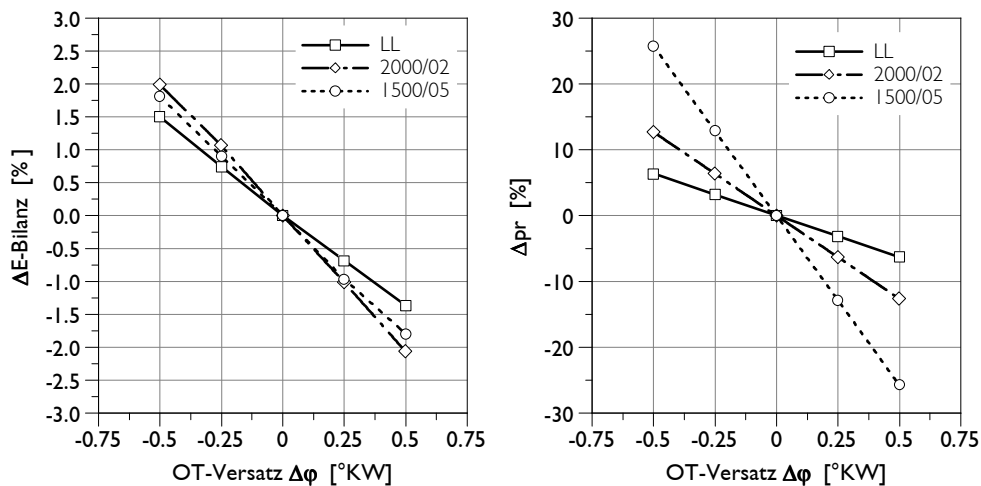


Abbildung 4.4: Auswirkung eines OT-Versatzes auf die Energiebilanz und den Reibmitteldruck eines Ottomotors

Einfluss des Druckniveaus

Mit einem piezoelektrischen Druckaufnehmer kann prinzipbedingt nur der wechselnde Druckanteil, d.h. nur die Druckänderung gemessen werden, nicht jedoch der physikalisch korrekte Absolutdruck. Damit ist eine Nullpunktverschiebung notwendig. Bei fehlerhafter Druckeinpassung führt ein positiver Nullpunktfehler zu größer werdenden Zylinderdrücken. Das ergibt für den betrachteten Ottomotor bei einem Nullpunktfehler von 0.1bar im Leerlauf eine Abweichung in der Energiebilanz von ca. 7%. Ein Nullpunktfehler wirkt sich mit zunehmend höher werdendem Zylinderdruck geringer aus. Aus diesem Grund ist der Energiebilanzfehler der beiden anderen betrachteten Lastpunkte deutlich geringer als im Leerlauf (Abbildung 4.5). Auf den Reibmitteldruck hat ein Fehler im Druckniveau keine Auswirkungen.

4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis

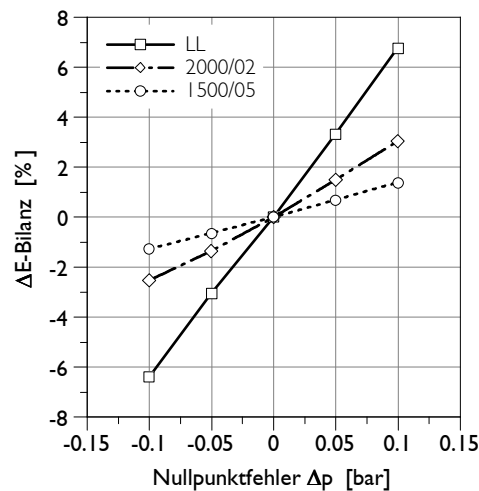


Abbildung 4.5: Auswirkung eines Nullpunktfehlers auf die Energiebilanz eines Ottomotors

Einfluss der Luftmassenmessung

Eine weitere Ursache für Abweichungen in der Energiebilanz, und damit auch des Wärmeeintragsmodells, kann aus einer fehlerhaften Luftmassenmessung stammen. Speziell bei Verwendung des motoreigenen Luftmassenmessers, können je nach Lastpunkt Abweichungen von mehreren Prozent auftreten.

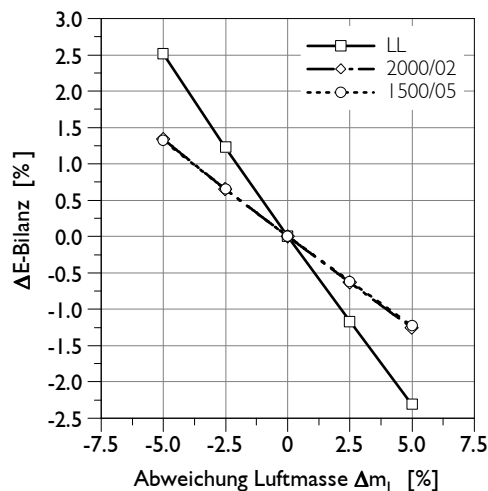


Abbildung 4.6: Auswirkung eines Luftmassenfehlers auf die Energiebilanz eines Ottomotors

Abbildung 4.6 zeigt den Einfluss dieses Fehlers. Wird etwa eine zu hohe Luftmasse gemessen, ergibt die Berechnung der Gaszustandsgleichung eine zu niedrige Gastemperatur. Die Folge ist ein zu geringer gaseitiger Wärmeeintrag, was sich wiederum auf die Energiebilanz auswirkt. Aufgrund des größeren Anteils des Wärmeübergangs im Leerlauf (siehe Abbildung 2.5a) ist auch der Energiebilanzfehler für diesen Betriebspunkt größer.

4.3 Messprogramm

Ein Messprogramm welches am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der Technischen Universität Graz entwickelt wurde und für die Erstellung eines kennfeldbasierten thermischen Motormodells geeignet ist, ist in Abbildung 4.7 dargestellt. Im rechten Teil des Flussdiagramms sind die aus den jeweiligen Messphasen generierten Informationen zur Bedatung des Modells angeführt.

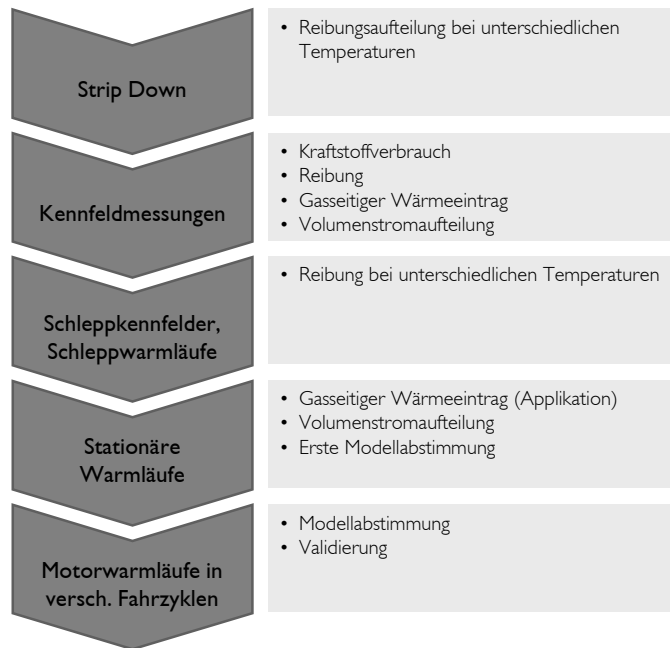


Abbildung 4.7: Erforderliches Messprogramm für die Erstellung kennfeldbasierter thermischer Motormodelle [41]

Für die Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells sind darüber hinaus noch Parameterstudien durchzuführen. Der Einfluss der jeweiligen Eingangsparameter soll mit Hilfe der DoE-Methode (Design of Experiments) untersucht werden, um so mit einer relativ geringen Anzahl an Messungen einen möglichst hohen Erkenntnisgrad über den Zusammenhang der Eingangs- und Ergebnisgrößen zu erhalten. Die Variationsparameter und deren Variationsbereiche sind in Tabelle 4.2 dargestellt.

Tabelle 4.2: Parametervariationen V8T

Parameter	Einheit	Abkürzung	Typ	Variationsbereich
Drehzahl	min ⁻¹	n	Quantitativ	1000 bis 6000
Indizierter Mitteldruck	bar	p _i	Quantitativ	0 bis 11
Zündzeitpunkt	°KW	ZZP	Quantitativ	-40 bis 10
Lambda	–	λ	Quantitativ	0.85 bis 1.05
Einlassnockenverstellung	°KW	CP	Quantitativ	0 bis 30
Ventilhubumschaltung	–	VH	Multilevel	klein/groß
Ladelufttemperatur	K	T ₂₁	Quantitativ	293 bis 355
Kühlmitteltemperatur	K	T _{KM}	Quantitativ	320 bis 370

4 Experimentelle Untersuchung zur Ermittlung der Datenbasis

Da als Ergebnis dieser Arbeit ein parameterbasiertes Modell mit Gültigkeit für den gesamten Lastbereich gefordert ist, wird das Kennfeld in drei Bereiche unterteilt. Dadurch ist es möglich je nach Lastbereich unterschiedliche Variationsbreiten zu untersuchen. Einzig der Hochlastbereich ($p_e > 10\text{bar}$) wurde zur Schonung des Versuchsträgers ausgespart. Voruntersuchungen haben jedoch gezeigt, dass die Extrapolierbarkeit der Modelle über die Variationsgrenzen hinaus in Richtung Hochlast durchaus gegeben ist. Da Untersuchungen von Thermomanagement-Maßnahmen vorrangig im NEFZ durchgeführt werden, wird dieser Teil des Kennfeldes bewusst mit einem eigenen Bereich abgedeckt (siehe Abbildung 4.8). In diesem Bereich können aufgrund der moderaten Lasten die Variationsgrenzen etwas großzügiger gewählt werden. Der Extra-NEFZ-Bereich beschreibt den Bereich mit Drehzahlen $> 2000\text{ min}^{-1}$. Hier wird eine gemäßigte Wahl der Variationsgrenzen vorgenommen, um eine Überbeanspruchung des Versuchsträgers zu vermeiden. Der Bereich Schubabschaltung dient der Abbildung des ungefeuerten, geschleppten Betriebs, wie er in transienten Fahrzyklen häufig vorkommt. Durch das Wegfallen der Verbrennungsparameter (Zündzeitpunkt, Lambda und Einspritzung) kann dieser Bereich mit einer relativ geringen Anzahl von Messpunkten (~ 40) vermessen werden, ohne dadurch Einbußen in der Modellqualität befürchten zu müssen. In Summe werden rund 250 Messpunkte im Zuge der Parametervariationen vermessen.

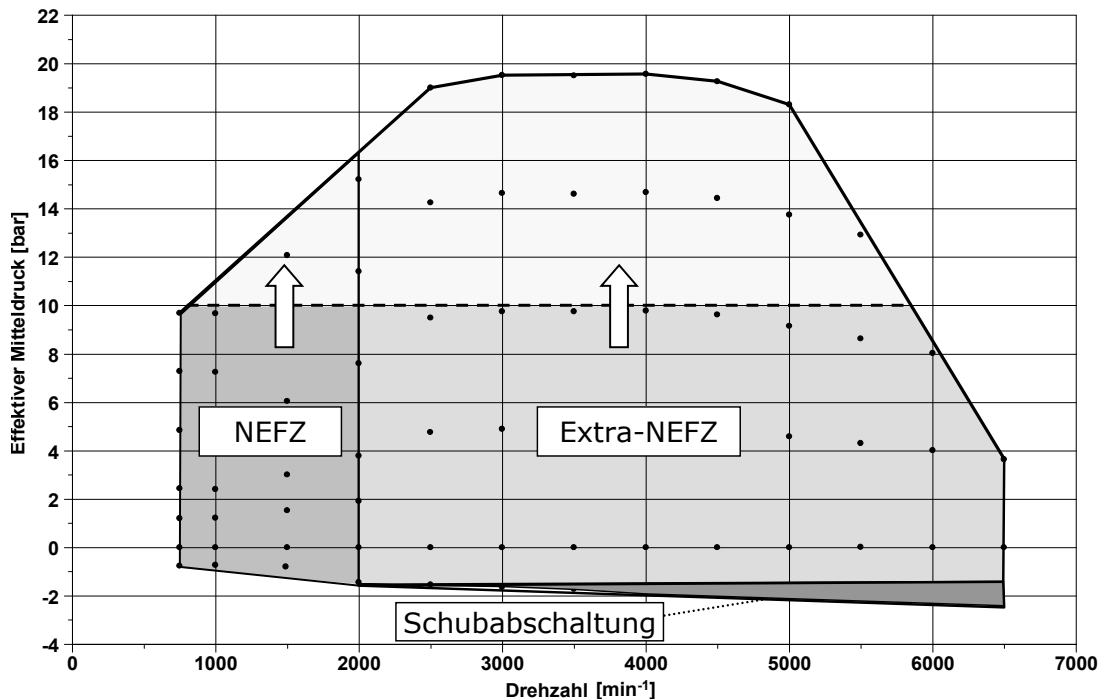


Abbildung 4.8: Unterteilung der Messbereiche der Parametervariationen

5 Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs

Um den Wärmeübergang vom Arbeitsgas an die Brennraumwände im Zuge der Motorprozessrechnung bestimmen zu können, bedarf es geeigneter Annahmen. Da die Verhältnisse im Brennraum sehr komplex sind, gestaltet sich die Entwicklung geeigneter Modelle zur Beschreibung des Wärmeüberganges sehr schwierig. Seit vielen Jahrzehnten wird an Berechnungsmodellen gearbeitet, wobei die Palette von phänomenologischen Modellen mit dimensionsbehafteten, rein experimentellen Ansätzen über dimensionslose Ansätze basierend auf Ähnlichkeitsüberlegungen bis hin zu physikalischen Modellen reicht.

Der instationäre gaseitige Wärmeübergang in Verbrennungsmotoren erfolgt überwiegend durch erzwungene Konvektion, bei welcher der Energietransport durch turbulenten Stofftransport und durch Wärmeleitung in der laminaren Grenzschicht, also durch die Ladungsbewegung sowie dem Temperaturgradienten zwischen Arbeitsgas und Brennraumwänden, bestimmt ist. Der Anteil der Strahlungswärme ist vor allem bei Ottomotoren infolge der dort vorherrschenden selektiven Gasstrahlung nur von untergeordneter Bedeutung. Bei Dieselmotoren ist der Strahlungsanteil durch die auftretende Rußstrahlung größer [46].

Zur Beschreibung des konvektiven Wärmeüberganges in Verbrennungsmotoren wird in der Regel der Newton'sche Ansatz nach Gleichung 5.1 herangezogen:

$$\dot{Q}_{\text{Wand}}(\varphi) = A(\varphi)\alpha(\varphi)\left(T_{\text{Gas}}(\varphi) - T_{\text{Wand}}(\varphi)\right) \quad (5.1)$$

Dabei stellt $A(\varphi)$ die gasbeaufschlagte Wandoberfläche, $\alpha(\varphi)$ den Wärmeübergangskoeffizienten, $T_{\text{Gas}}(\varphi)$ die Gastemperatur und $T_{\text{Wand}}(\varphi)$ die gaseitige Wandoberflächentemperatur dar.

5.1 Modelle auf Basis des Newton'schen Ansatzes

Wegen ihrer einfachen Handhabung haben sich in der Praxis Modelle nach dem Newton'schen Ansatz bewährt. Zur Berechnung der momentan übergehenden Wärmemenge $\dot{Q}_{\text{Wand}}(\varphi)$ werden die Brennraumwände üblicherweise in die Bereiche Zylinderkopf, Zylinderbuchse und Kolben aufgeteilt. Für jeden Bereich wird eine eigene Oberflächentemperatur T_{Wand} eingesetzt, die aus Erfahrung oder aus Oberflächentemperaturmessungen stammt. Wegen der gegenüber der Gastemperaturschwankung geringen Schwankungen der Oberflächentemperaturen werden diese meist konstant angenommen [46].

$$\dot{Q}_{\text{Wand}}(\varphi) = A_{(\varphi)}\alpha(\varphi)(T_{\text{Gas}}(\varphi) - T_{\text{Wand}}) \quad (5.2)$$

Die übergehende Wärme wird somit proportional der momentanen Differenz aus der örtlich gemittelten Gastemperatur und der Wandtemperatur angesetzt. Als Proportionalitätsfaktor dient der örtlich gemittelte, zeitlich veränderliche Wärmeübergangskoeffizient $\alpha(\varphi)$, der von einer Vielzahl von Parametern wie Druck, Temperatur, Strömungsfeld und Brennraumgeometrie abhängt. Die Ermittlung dieser Abhängig-

keiten ist seit langem das Ziel verschiedener Forschungsarbeiten, deren Ergebnisse zum Teil erheblich voneinander abweichen [46].

Die vorgeschlagenen Zusammenhänge können in dimensionsbehaftete und dimensionslose Ansätze sowie in solche, die auf dem Strömungsfeld im Brennraum basieren, eingeteilt werden.

Dimensionsbehaftete experimentelle Ansätze

Erste grundlegende Untersuchungen auf dem Gebiet des Wandwärmeübergangs wurden von Nußelt 1923 veröffentlicht [18], dessen Ergebnis hier beispielhaft angeführt werden soll. Aus Experimenten mit einer kugelförmigen Verbrennungsbombe extrapolierte Nußelt seine Ergebnisse für den Wärmeübergang und schlug für den Verbrennungsmotor die folgende Abhängigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten von Druck p , Temperatur T sowie der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_m vor (siehe Gleichung 5.3). Die darin enthaltenen Konstanten C_1 , C_2 und C_3 wurden experimentell bestimmt. Bei seinen Versuchen stellte Nußelt einen geringen Einfluss der Strahlung gegenüber dem konvektiven Anteil fest [32].

$$\alpha = C_1 \sqrt[3]{p^2 T} (C_2 + C_3 v_m) \quad (5.3)$$

Dieser Ansatz stand viele Jahre lang in Verwendung, wenn auch spätere Autoren für unterschiedliche Motoren geänderte Konstanten angaben.

Ein entscheidender Nachteil dieser Ansätze ist, dass hierbei auf rein empirische Beziehungen zurückgegriffen wird, welche zusätzlich mit dimensionsbehafteten Konstanten versehen sind, sodass eine Anwendung bei anderen Größenverhältnissen nicht problemlos möglich ist.

Dimensionslose Ansätze nach der Ähnlichkeitstheorie

Diese stellen sozusagen die zweite Generation der Wärmeübergangsbeziehungen dar. In der Ähnlichkeitstheorie werden alle, ein Phänomen beschreibenden, Kenngrößen auf dimensionslose Kennzahlen zurückgeführt und die interessierenden Abhängigkeiten als Funktion dieser Kennzahlen dargestellt. Damit ist es möglich, einmal gefundene Beziehungen auch auf andere Anwendungen zu übertragen, sofern diese „ähnlich“ sind, d.h. dieselben Kennzahlen ergeben. Damit lassen sich nun erstmals allgemeingültige Aussagen formulieren [32].

Tabelle 5.1 gibt einen Überblick über die für den Wärmeübergang relevanten Kennzahlen.

Tabelle 5.1: Relevante Kennzahlen für dem Wärmeübergang

Kennzahl	Definition	Bedeutung
Reynolds-Zahl	$Re = \frac{v l}{\nu}$	Ähnliche Strömungszustände
Nußelt-Zahl	$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}$	Ähnliche Temperaturfelder
Prandtl-Zahl	$Pr = \frac{\nu}{a}$	Ähnliche Stoffwerte

5 Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs

Gleiche Reynolds-Zahlen bedeuten ähnliche Strömungszustände, die Nußelt-Zahl stellt den dimensionslosen Wärmeübergangskoeffizienten dar und kennzeichnet ähnliche Temperaturfelder, die Prandtl-Zahl schließlich vereint die physikalischen Stoffeigenschaften, die für das Temperaturfeld maßgeblich sind. Wie in Gleichung 5.4

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda} = f(Re, Pr) = C \left(\frac{d}{l} \right)^{m_1} Re^{m_2} Pr^{m_3} \quad (5.4)$$

ausgedrückt, kann der Wärmeübergangskoeffizient bei turbulenter stationärer Rohrströmung als Funktion von Reynolds-Zahl und Prandtl-Zahl dargestellt werden. Für zweiatomige Gase, also näherungsweise auch für Luft und Verbrennungsgase, ist die Prandtl-Zahl proportional dem Verhältnis der spezifischen Wärmen $\frac{c_p}{c_v}$ und kann im betrachteten Temperaturbereich als konstant bei einem Zahlenwert um 0.7 betrachtet werden, so daß für den Wärmeübergang Gleichung 5.5 folgt [46]:

$$Nu = C_K Re^m \quad (5.5)$$

Die darin enthaltene Konstante C_K hat gegenüber den zuvor besprochenen Ansätzen den Vorteil, dimensionslos zu sein. Alle auf diesem Zusammenhang basierenden Wärmeübergangsbeziehungen nutzen die sogenannte Reynolds-Colburn-Analogie. Diese besagt, dass in der Grenzschicht einer voll ausgebildeten turbulenten Strömung der Wärmeaustausch analog zum Impulsaustausch erfolgt.

Strömungsfeldorientierte Ansätze

Ein verbesserter Ansatz für die Beschreibung des Wärmeüberganges ist die möglichst genaue Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit im Brennraum zur Berechnung der Re-Zahl (siehe Gleichung 5.5). Detailliertere Modelle berücksichtigen dabei auch die turbulente kinetische Energie und unterteilen den Brennraum in mehrere Teilgebiete, wodurch auch örtliche Informationen über den Wärmeübergang erhalten werden können [46].

Ein erster, einfacher Ansatz zur Berücksichtigung des instationären Strömungsfeldes kam von Knight [10]. Er ersetzte die mittlere Kolbengeschwindigkeit in der Reynolds-Zahl durch die mittlere Gasgeschwindigkeit w_{Gas} , welche aus der örtlich gemittelten kinetischen Energie des Brennraums E bestimmt wird.

$$w_{\text{Gas}} = \sqrt{\frac{2E}{m}} \quad (5.6)$$

Bei der Berechnung der kinetischen Energie E berücksichtigt Knight den Beitrag der einströmenden Masse, bestehend aus Einspritzung und Einströmung, den Beitrag der Quetschströmung, sowie der ausströmenden Masse.

$$\frac{d(mE)}{dt} = \sum \dot{m}_{\text{ein}} \frac{v_{\text{ein}}^2}{2} + E_{\text{Quetsch}} + \dot{m}_{\text{aus}} E \quad (5.7)$$

Ein detailliertes Modell, welches den Wärmeübergangskoeffizienten für unterschiedliche Teilflächen berechnet, wurde von Schubert [32] vorgestellt (siehe Kapitel 5.2.2).

5.2 Vergleich ausgewählter Wärmeübergangsbeziehungen

Ein ursprünglich von Woschni 1965 vorgeschlagener und von Huber 1991 erweiterter Ansatz fand im praktischen Einsatz der Motorprozessrechnung weite Verbreitung. Basierend auf Ähnlichkeitsbetrachtungen liefert diese vergleichsweise einfach anzuwendende Gleichung über weite Strecken gute Ergebnisse. Da jedoch der Wärmeübergang entscheidend vom momentanen Strömungsfeld geprägt wird, ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit in der Re-Zahl, wie bei Woschni/Huber verwendet, häufig nicht ausreichend. Aus diesem Grund soll an dieser Stelle ein Vergleich mit einem strömungsfeldbasierten Wärmeübergangsmodell, dem LEC Heat Transfer Model [32], angestellt werden [26].

5.2.1 Wärmeübergang nach Woschni/Huber

Basierend auf Ähnlichkeitsbetrachtungen und temperaturabhängigen Polynomansätzen für die Stoffwerte gelangte Woschni zu einer im Ansatz sauberen und leicht anwendbaren Gleichung [46]. Woschni blieb es allerdings nicht erspart, für verschiedene Motorarten und Betriebsbereiche unterschiedliche Konstanten einzuführen. Die Gleichung wurde ursprünglich für die Anwendung an Dieselmotoren entwickelt, 1970 modifiziert und erweitert und schließlich 1981 auch für Ottomotoren als gültig erklärt. Woschnis Ansatz für den Wärmeübergangskoeffizienten stellt sich wie folgt dar:

$$\alpha = 130 d^{-0.2} p^{0.8} T^{-0.53} (C_1 w)^{0.8} \quad (5.8)$$

$$w = c_m + \frac{C_2 V_h T_1}{C_1 p_1 V_1} (p - p_0) \quad (5.9)$$

Als charakteristische Geschwindigkeit w wählte Woschni die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m , die er allerdings um ein sogenanntes Verbrennungsglied erweiterte. Dieser zweite Term in Gleichung 5.9 soll den erhöhten Wärmeübergang während der Verbrennung berücksichtigen und basiert auf dem Druckunterschied zwischen geschlepptem (p_0) und gefeuertem (p) Motorbetrieb. Der Index 1 in diesem Term bezieht sich auf den Zustand des Arbeitsgases zu Beginn der Verdichtung.

Da sich bei experimentellen Untersuchungen wiederholt gezeigt hatte, dass die Werte für den Wärmeübergangskoeffizienten besonders im Schlepptrieb und bei geringer Last zu niedrig waren, wurde der Geschwindigkeitsterm von Woschni und Huber 1991 nochmals adaptiert:

$$w = c_m \left[1 + 2 \left(\frac{V_c}{V} \right)^2 p_{mi}^{-0.2} \right] \quad (5.10)$$

Dabei bezeichnet p_{mi} den indizierten Mitteldruck in bar, der immer ≥ 1 einzusetzen ist. In Gleichung 5.8 ist jeweils die größere der nach Gleichung 5.9 oder Gleichung 5.10 berechneten Geschwindigkeiten w zu verwenden. Als Neuerung scheint in Gleichung 5.10 das mit dem Kurbelwinkel veränderliche Hubvolumen V auf.

Wie der Vergleich mit Wärmestrommessungen bereits in anderen Forschungsarbeiten zeigte [32], lassen sich jedoch mit dem Verbrennungsglied nicht alle Verbrennungslagen gleichermaßen gut beschreiben. Bei sehr frühen Verbrennungslagen wird der Wärmeübergang nach Woschni/Huber im Allgemeinen zu

hoch bewertet, während dieser bei späten Verbrennungslagen zu gering ist.

5.2.2 LEC Heat Transfer Model

Schubert [32] verwendet bei der Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten die Reynolds-Colburn-Analogie. Diese beschreibt den Zusammenhang zwischen Fluidreibung und Wärmeübergang für laminare Strömungen an der ebenen Platte. Die Analogie wird auch als Näherung für turbulente Strömungen an Platten und in Rohren verwendet. In Abhängigkeit der Dichte ρ , der spezifischen Wärmekapazität c_p , der charakteristischen Geschwindigkeit v_c , sowie des Reibbeiwertes c_f ergibt sich der Wärmeübergangskoeffizient α aus folgender Gleichung:

$$\alpha = \frac{1}{2} \rho c_p v_c c_f Pr^{-\frac{2}{3}} \quad (5.11)$$

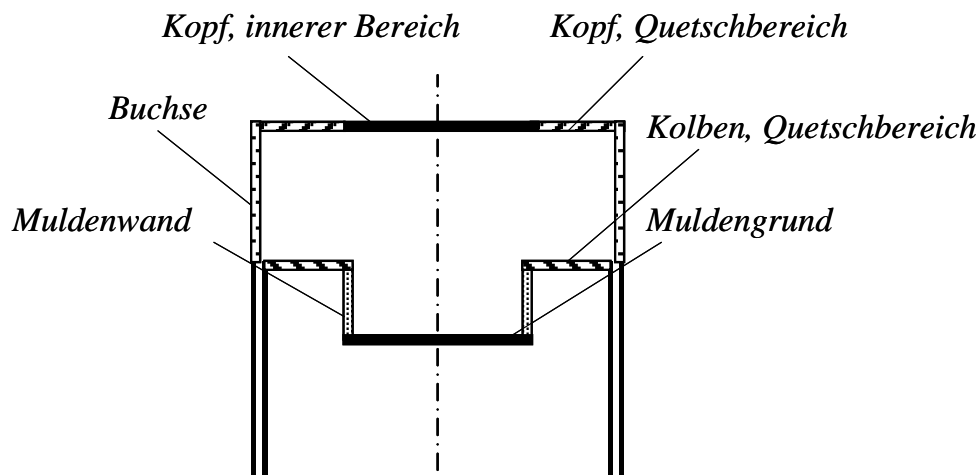


Abbildung 5.1: Brennräumeinteilung

Für die Berechnung wird der Brennraum in verschiedene Teilflächen unterteilt (siehe Abbildung 5.1). Für jede dieser Teilflächen wird der Wärmeübergangskoeffizient ermittelt, wobei sich die einzelnen Teilflächen hinsichtlich des Reibbeiwertes und der charakteristischen Geschwindigkeit unterscheiden.

Der Reibbeiwert wird in Abhängigkeit der Reynolds-Zahl über einen Ansatz der ebenen Platte berechnet:

$$c_f = 0.0592 Re^{-0.2} \quad (5.12)$$

Als charakteristische Länge in der Reynolds-Zahl wird die Grenzschichtdicke verwendet, welche in Abhängigkeit geometrischer Größen angenommen wird. Dies geschieht deshalb, da die Grenzschichtdicke durch ihre geringe Potenz (-0.2) nur einen geringen Einfluss auf den Wärmeübergang hat, und sich eine Berechnung der thermischen Grenzschichtdicke im Rahmen einer nulldimensionalen Modellierung schwierig gestaltet. Zahlenwerte können der Dissertation Schubert entnommen werden [32].

Für zweiatomige Gase, also näherungsweise auch für Luft und Verbrennungsgase, kann für die Prandtl-Zahl, wie bereits erwähnt, ein Zahlenwert von 0.7 angenommen werden.

5 Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs

Die Beschreibung des momentanen Strömungsfeldes durch Ermittlung der charakteristischen Geschwindigkeiten ist einer der Hauptbestandteile des Modells und erfolgt nach dem Ansatz von Morel et al. [17]:

$$v_c = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + 2k} \quad (5.13)$$

Darin sind v_x und v_y die Geschwindigkeitskomponenten parallel zum betrachteten Oberflächenbereich (siehe Abbildung 5.1), und k die turbulente kinetische Energie. So werden etwa an der Zylinderlaufbuchse und an der Muldenwand eine axiale und eine tangential Geschwindigkeitskomponente, am Zylinderkopf und am Muldenboden hingegen eine radiale und eine tangential Geschwindigkeitskomponente eingesetzt.

5.2.3 Auswahl der Wärmeübergangsbeziehung

Um die zuvor beschriebenen Wärmeübergangsbeziehungen quantitativ bewerten zu können, eignet sich die Berechnung der Energiebilanz (siehe Gleichung 2.13) innerhalb der Motorprozessrechnung. Dabei erfolgt eine Gegenüberstellung der eingebrachten Kraftstoffenergie (abzüglich der Verluste durch unvollständige und unvollkommene Verbrennung) und der über den Brennverlauf bestimmten Energie, welche wiederum in Abhängigkeit des Wärmeübergangs steht. Somit kann mit Hilfe der Energiebilanz die Qualität der Berechnung des Wärmeübergangs in der Hochdruckphase bewertet werden [26].

Zur Veranschaulichung der Unterschiede zwischen den zuvor beschriebenen Wärmeübergangsmodellen soll eine Zündzeitpunktvariation bei geringer Last und Drehzahl am Beispiel des Saugmotors V8S herangezogen werden (vgl. pV-Diagramm Abbildung 5.2). Die Messungen werden dabei so angefahren, dass die in Folge des veränderten Zündzeitpunktes geänderte Last durch Anpassen der Drosselklappenstellung wieder kompensiert wird. Damit ergibt sich für beide Messpunkte derselbe indizierte Mitteldruck.

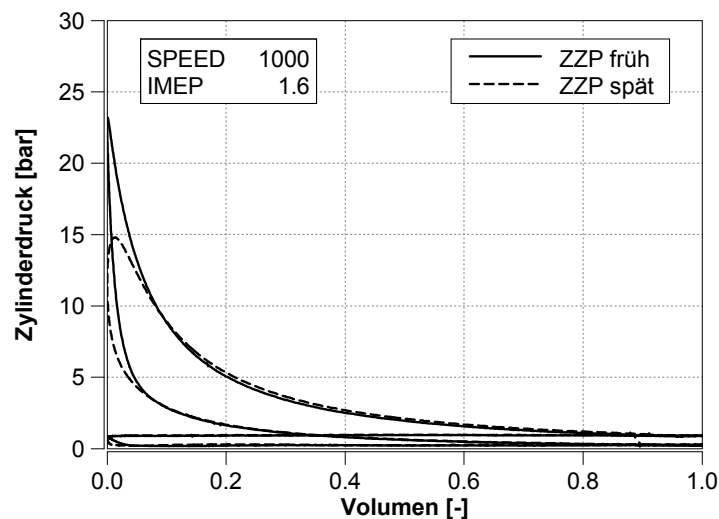


Abbildung 5.2: pV-Diagramm der Zündzeitpunktvariation [26]

5 Modelle zur Beschreibung des Wärmeübergangs

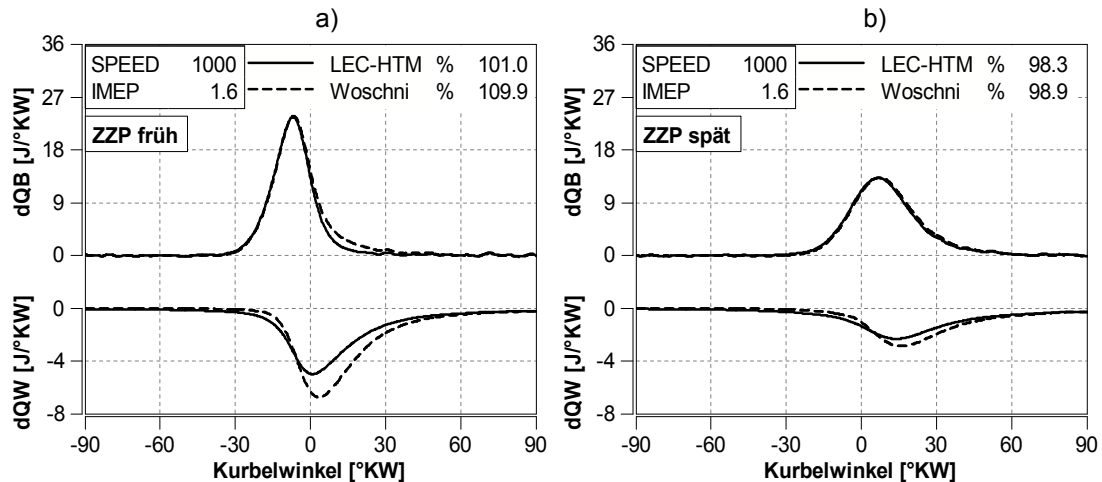


Abbildung 5.3: Einfluss der Wärmeübergangsbeziehung auf die Analyse bei a) der frühen Verbrennung und b) der späten Verbrennung

Während bei später Verbrennung (Abbildung 5.3b) die Unterschiede zwischen den Wärmeübergangsbeziehungen nur gering sind, ergeben sich bei früher Verbrennung (Abbildung 5.3a) deutliche Abweichungen. Vor allem während der Verbrennungsphase zeigt Woschni/Huber hier höhere Werte als das LEC-HTM. Betrachtet man die Energiebilanzen (in den Abbildung angegeben), wird deutlich, dass der mit Woschni/Huber berechnete Wärmeübergang in Summe deutlich zu hoch ausfällt.

In Abbildung 5.4 sind die ermittelten Energiebilanzen für alle gemessenen Kennfeldpunkte des Versuchsträgers V8S dargestellt. Dabei kann beobachtet werden, dass bei niedrigen Drehzahlen und mittleren Lasten der Ansatz nach Woschni/Huber (Abbildung 5.4a) systematisch einen zu hohen Wärmeübergang zeigt. Demgegenüber liefert das LEC-HTM über weite Teile des Kennfeldes gute Ergebnisse (Abbildung 5.4b). Aus den genannten Gründen wird in weiterer Folge für die Modellerstellung auf das LEC-HTM zurückgegriffen.

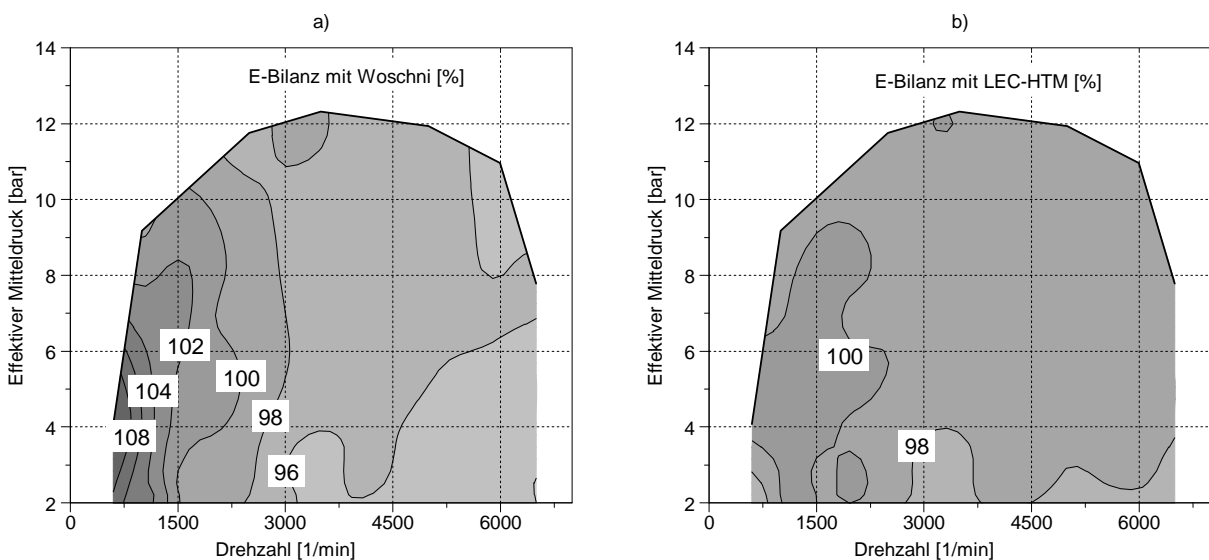


Abbildung 5.4: Kennfelddarstellung der a) mit Woschni und b) mit LEC-HTM berechneten Energiebilanz

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Um die Gültigkeit des Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells so allgemein wie möglich zu halten, ist man bestrebt die beiden Ergebnisgrößen als Funktion verschiedener Motorparameter abzubilden. Dadurch können Auswirkungen unterschiedlicher ECU-Datenstände auf das thermische Verhalten, insbesondere auf den Motorwarmlauf, bewertet werden.

Für die Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells können sowohl empirisch ermittelte Daten auf Basis von Prüfstandsmessungen, als auch Simulationsergebnisse von physikalisch basierten Verbrennungsmodellen herangezogen werden. Aus den gewonnenen Daten wird ein Modell abgeleitet, welches den gaseitigen Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der Variationsparameter darstellt [26].

6.1 Empirisches Modell auf Basis von Messdaten

Für die Erstellung des empirischen Modells auf Basis von Messdaten wird der Versuchsträger im Zuge von Parameterstudien vermessen [26]. Im vorliegenden Fall wurden folgende Parameter hinsichtlich ihres Einflusses auf den gaseitigen Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch untersucht:

- Drehzahl
- Mitteldruck
- Zündzeitpunkt
- Lambda
- Cam Phaser (Einlassnockenwellenverstellung)
- Ventilhubumschaltung Einlassseite
- Ladedruck
- Kühlmitteltemperatur

Zur Ermittlung der Zusammenhänge zwischen den ECU-Parametern und Wärmeeintrag bzw. Kraftstoffverbrauch bietet sich die statistische Versuchsplanung (Design of Experiments - DoE) an. Hierbei wird der Einfluss der jeweiligen Größen statistisch ausgewertet und die zu vorhersagende Größe als Polynom dargestellt. DoE zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass eine Verschiebung des Aufwandes weg vom Prüfstand hin zur Messplanvorbereitung und Datenauswertung erfolgt. Dadurch entsteht ein relativ hoher Erkenntnisgrad bei vergleichsweise geringem Messaufwand. Eine Übersicht über das durchgeführte Messprogramm der Parametervariationen kann Kapitel 4.3 entnommen werden.

6.1.1 Modellerstellung

Beginnend mit den Parametervariationen zeigt Abbildung 6.1 die schematische Vorgehensweise zur Erstellung des DoE-Modells. Die gewonnenen Messdaten werden mittels Motorprozessrechnung (Druckver-

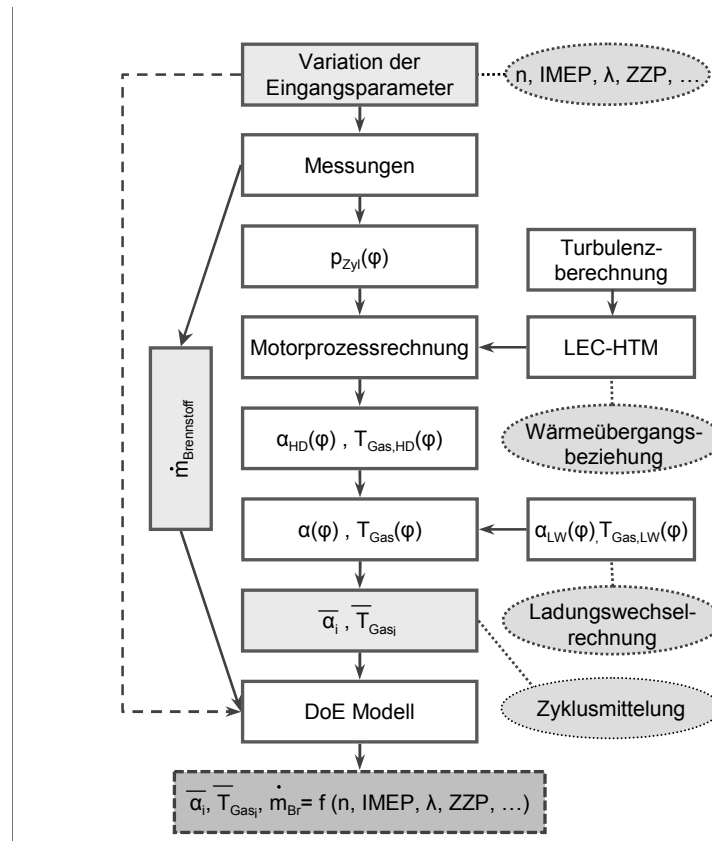


Abbildung 6.1: Schematische Vorgehensweise zur Erstellung des DoE-Modells

laufsanalyse) analysiert. Dabei erfolgt die Berechnung des turbulenzabhängigen Wärmeeintrags in der Hochdruckphase unter Verwendung der vorhin ausgewählten Wärmeübergangsbeziehung. Nach Erweiterung der Hochdruckphase um den Ladungswechsel (Ladungswechselrechnung) können durch Zyklusmittelung (vgl. Kapitel 3.1.1.2) die gemittelten Werte für Wärmeübergangskoeffizient und Gastemperatur bestimmt werden. Zusätzlich wird der Wärmeübergang im Auslasskanal mit der Wärmeübergangsbeziehung nach Zapf (siehe Gleichung 3.13) ermittelt. Parallel zur Berechnung des Wärmeübergangs kann der Kraftstoffverbrauch direkt aus den Messdaten entnommen werden und bedarf keiner weiteren Aufbereitung. Mit den auf diese Weise gewonnenen Daten kann das DoE-Modell vollständig bedatet werden. Dazu wird jedem Variationspunkt der berechnete gasseitige Wärmeeintrag bzw. der Kraftstoffverbrauch zugeordnet.

Die mathematischen Zusammenhänge zwischen den Eingangsparametern und Wärmeeintrag bzw. Verbrauch werden nun in Form von Polynomen dargestellt. Mit Hilfe der DoE-Software können unter Anwendung der Least-Square-Methode die Konstanten der einzelnen Modellterme der Polynome bestimmt werden. Nach Ausschluss unbedeutsamer Modellterme deren Konstanten einen geringen Einfluss anzeigen, ergibt sich ein Polynom mit dem Wärmeeintrag und Verbrauch beliebiger Parameterkombinationen berechnet werden können (solange diese sich innerhalb der Variationsgrenzen befinden). Beispielhaft sei in Gleichung 6.1 ein Auszug eines Polynoms dargestellt [25].

$$\bar{\alpha}_i, \bar{T}_{\text{Gas}_i}, \dot{m}_{\text{Br}} = C_1 + C_2 n + C_3 \text{IMEP} + C_4 \text{ZZP} + C_5 \text{ZZP}^2 + C_6 \text{IMEP ZZP} + \dots \quad (6.1)$$

Der Index i kennzeichnet dabei für den gasseitigen Wärmeeintrag die Komponenten

- Zylinderkopf-Feuerdeck
- Kolbenboden
- Zylinderlaufbuchse oben
- Zylinderlaufbuchse mitte
- Zylinderkopf Auslasskanal

Bei der Erstellung des Messplans zeigte sich, dass aufgrund der weiten Variationsbereiche einzelner Parameter auch nicht fahrbare Parameterkombinationen durch die DoE-Software vorgeschlagen werden. Diese Kombinationen müssen vorab mittels Restriktionen weitestgehend ausgeschlossen werden, um einen möglichst durchgängig fahrbaren DoE-Messplan zu erhalten. Im laufenden Prüfstandsbetrieb zeigt sich jedoch, dass ein Abschätzen der Betriebsgrenzen im Voraus nur bedingt erfolgreich ist.

Tabelle 6.6 (Seite 69) zeigt die Parameter eines höherlastigen Betriebspunktes mit ~180 kW effektiver Leistung. Infolge der hohen thermischen Belastung des Versuchsträgers sind die Variationsmöglichkeiten bereits deutlich eingeschränkt. So wäre laut Messplan für diesen Betriebspunkt eine möglichst späte Zündung vorgesehen, aufgrund der hohen Temperatur im Abgaskrümmen (950°C) muss zur Schonung des Katalysators der Zündzeitpunkt jedoch deutlich früher gewählt werden. Anpassungen dieser Art werden während der Parametervariationen häufig vorgenommen, da es bei der Messplanerstellung nicht möglich ist, die Variationsgrenzen für sämtliche Parameterkombinationen vorab im Detail zu kennen. Durch das Abweichen vom Messplan ergeben sich Nachteile bei der Modellbildung, da sich die Stützstellen im aufgespannten Parameterraum verändern. Trotzdem können diese Betriebspunkte für die Modellbildung verwendet werden, auch wenn sie statistisch gesehen nicht optimal verteilt sind. Alternative DoE-Programme (z.B. „AVL-CAMEO“) erlauben mittlerweile eine vollständig automatisierte Untersuchung des Versuchsträgers im Zuge von Parameterstudien. Dabei tastet sich die Software unter Einhaltung relevanter Grenzen, w.z.B. Abgastemperatur oder Schwankungsbreite der Einzelzyklen, vollautomatisch an diese heran. Entsprechend der bereits vermessenen Betriebspunkte wird der weitere Messplan ständig angepasst um eine optimale Verteilung der Stützstellen zu erhalten.

6.2 Physikalisch basiertes Modell auf Basis von Simulationsergebnissen

Ziel des physikalisch basierten Modells auf Basis von Simulationsergebnissen (im Folgenden kurz *DoS-Modell* genannt) ist es, die experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand weitestgehend durch Simulationsergebnisse zu ersetzen. Daraus resultiert eine frühere Verfügbarkeit dieses Teilmodells innerhalb des Entwicklungsprozesses und kostenintensive Prüfstandmessungen können reduziert werden [25]. Zur Umsetzung dieses Vorhabens wird ein bestehendes Verbrennungsmodell weiterentwickelt. Künftig soll es mit diesem Modell möglich sein, den Arbeitsprozess für einen beliebigen Versuchsträger voraus zu berechnen. Eine geringe Anzahl von Messpunkten wird auch bei dieser Methode benötigt, um diverse Modellkonstanten zu kalibrieren.

Bei der Modellerstellung selbst werden, analog zur DoE-Vorgehensweise, die selben Parameter auf ihren Einfluss hinsichtlich Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch untersucht. Im Detail stellt sich die Vorgehensweise zur Modellerstellung etwas komplexer dar und soll deshalb in folgendem Abschnitt beschrieben werden.

6.2.1 Modellerstellung

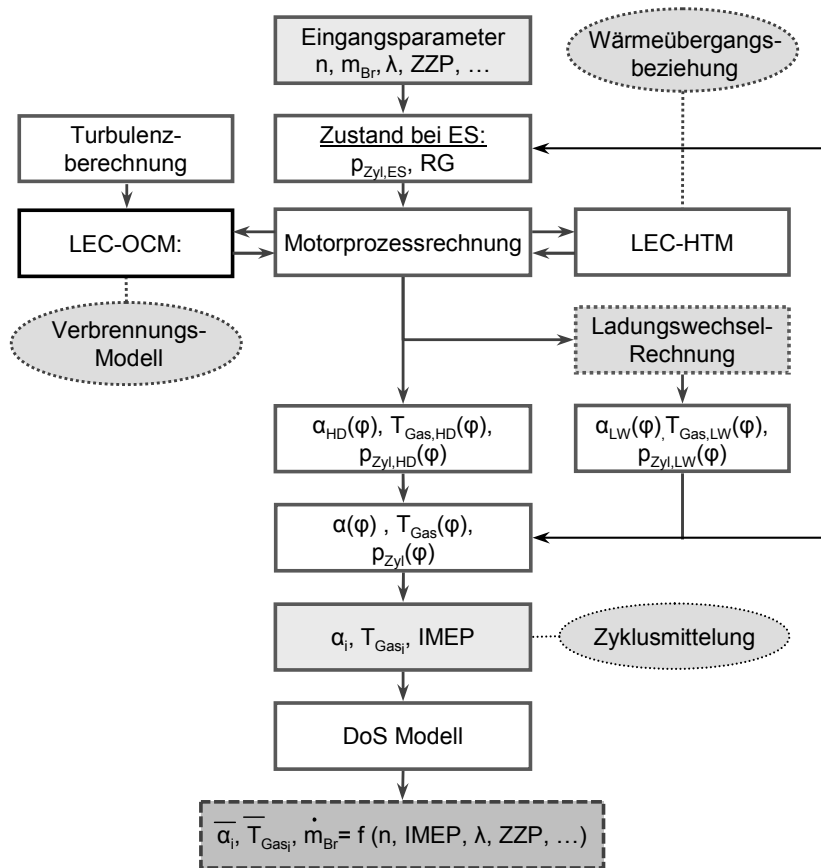


Abbildung 6.2: Schematische Vorgehensweise zur Erstellung des DoS-Modells

In einem ersten Schritt wird das Verbrennungsmodell (LEC-OCM) auf den vorzuberechnenden Versuchsträger abgestimmt (vgl. Kapitel 6.2.2). Dazu sind grundsätzlich einzelne Messpunkte notwendig um die vorhandenen Modellkonstanten zu parametrieren. Sofern zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt keine Messdaten vorhanden sind, wählt man die Modellkonstanten mit Hilfe von Erfahrungswerten bereits untersuchter, vergleichbarer Versuchsträger. Mit fortschreitender Entwicklungsdauer und ersten zur Verfügung stehenden Messdaten können die Modellkonstanten überprüft und bei Bedarf angepasst werden.

Für die Simulation des Verbrennungsablaufs wird weiters die Kenntnis über den zeitlichen Verlauf des Turbulenzniveaus im Brennraum vorausgesetzt. Die Berechnung der Turbulenz erfolgt dabei entweder anhand von 3D-CFD Simulationen oder, wie in der Praxis häufig üblich, mit Hilfe abgestimmter nulldimensionaler Turbulenzmodelle (vgl. Kapitel 6.2.2.3).

Anschließend gilt es die Simulation der Hochdruckphase (Verbrennungsmodell) mit der Ladungswechselrechnung des 1D-Vollmotormodells zu koppeln, in welchem der gesamte Gaspfad abgebildet ist. Die Ladungswechselrechnung liefert hierbei einerseits den Zustand bei *Einlass schließt* ($p_{Zyl,ES}$, Restgasgehalt), welcher als Startbedingungen für die Hochdrucksimulation vorzugeben ist, und andererseits den Verlauf der Gastemperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten im Ladungswechsel. Gleichzeitig wird für die Berechnung des Ladungswechsels wiederum der Brennverlauf vorausgesetzt, da der Zustand bei *Auslass öffnet* entscheidend den Ladungswechsel beeinflusst. Somit beeinflussen sich Hochdruck- und

Ladungswechselphase gegenseitig und es stellt sich ein iterativer Prozess ein, welcher erst nach Durchlaufen mehrerer Zyklen und nach Erreichen eines definierten Abbruchkriteriums beendet wird. Als Ergebnis erhält man an dieser Stelle Gastemperatur, Wärmeübergangskoeffizient und Zylinderdruck über den gesamten Zyklus. Anschließend können diese Verläufe über den Zyklus gemittelt werden und stehen dem DoS-Modell als Datenbasis zur Verfügung.

Die Bezeichnung DoS (Design of Simulations) innerhalb dieser Arbeit erfolgt in Anlehnung an die Methode der statistischen Versuchsplanung (DoE - Design of Experiments). Analog zum DoE-Modell, welches auf Basis von Parametervariation am Motorenprüfstand entsteht, wird mit dem DoS-Modell ein Variationsplan durch Simulationen abgearbeitet. Abschließend erfolgt wie gehabt die Erstellung der benötigten Polynome mit Hilfe der DoE-Software. Diese Polynome liefern wiederum in Abhängigkeit der Eingangsparameter gemittelte Kenngrößen für den Wärmeübergang und den Kraftstoffverbrauch [25].

Bei der Erstellung der Polynome des DoS-Modells wird grundsätzlich gleich vorgegangen wie bei jener des DoE-Modells. Einzig die beiden relevanten Ergebnisgrößen Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch werden unterschiedlich ermittelt. Sie basieren im Falle des DoE-Modells auf dem analysierten Druckverlauf bzw. aus der Kraftstoffverbrauchsmessung. Im Falle des DoS-Modells hingegen wird eine bestimmte Kraftstoffmenge vorgegeben und IMEP bzw. Wärmeeintrag werden im Zuge der Verbrennungssimulation ermittelt. Somit drehen sich Ursache und Wirkung zwischen Verbrauch und IMEP bei der Erstellung des DoS-Modells um. Die Parametrierung des DoS-Modells erfolgt jedoch in gewohnter Art und Weise, d.h. der Verbrauch wird als Ergebnis- und IMEP als Eingangsgröße definiert.

Bei der Erstellung des DoS-Modells werden die selben Betriebspunkte simuliert, wie sie für das DoE-Modell am Prüfstand vermessen wurden. Dies ermöglicht eine Gegenüberstellung jedes einzelnen Betriebspunktes bei der Validierung der Modelle. Zusätzlich wird auch die Modellarchitektur des DoE-Modells beibehalten. Das bedeutet, der Aufbau der Polynome ist identisch, lediglich die Konstanten der einzelnen Terme ändern sich aufgrund der neuen Datenbasis (vgl. Gleichung 6.1). Dadurch können bestehende Erkenntnisse über funktionale Zusammenhänge in das DoS-Modell einfließen.

6.2.2 Entwicklung des Verbrennungsmodells

Die Entwicklung des Verbrennungsmodells umfasst die Weiterentwicklung des am Large Engine Competence Center (LEC) der Technischen Universität Graz entstandenen Großgasmotor-Brennratenmodells LEC-OCM (Open Chamber Combustion Model). Als Basis dient eine Zwei-Zonen-Modellierung des Brennraums. Hierbei wird der Brennraum in zwei Zonen geteilt, die miteinander interagieren können. Bei diesen Zonen handelt es sich um eine Zone mit verbranntem Gas und um eine Zone mit unverbranntem Gas. Die Verbrennung ist als Überströmung der Masse von der unverbrannten in die verbrannte Zone mit gleichzeitiger Stoffänderung beschreibbar. Aufgabe des Verbrennungsmodells ist es, diesen Massenstrom zu bestimmen [25].

Ziel ist es, mit Hilfe der breiten Messdatenbasis der Parametervariationen dieses Modell soweit zu entwickeln, dass eine belastbare Vorausberechnung der Brennrate in Abhängigkeit diverser Betriebsparameter ermöglicht wird. Dahingehend ist es notwendig physikalische Abhängigkeiten besser nachzubilden. Insbesondere der Einfluss unterschiedlicher Turbulenzniveaus infolge eines variablen Ventiltriebs auf die Ausbildung der Flammenfront soll überprüft und bei Bedarf weiterentwickelt werden.

Zur Ermittlung der Brennraumturbulenz werden eine Reihe von 3D-CFD Rechnungen mit dem Programm „AVL-FIRE“ durchgeführt. Dadurch können einerseits die Turbulenzverläufe direkt aus die-

sen Berechnungen vorgegeben werden, andererseits werden mit diesen Ergebnissen auch gängige 0D-Turbulenzmodelle auf deren Vorhersagequalität überprüft [25].

Ein entscheidender Punkt, sowohl bei der Entwicklung des Verbrennungsmodells, als auch bei späterer Anwendung der Methodik, ist der Zustand bei *Einlass schließt*. Während bei späterer Anwendung verhältnismäßig aufwendige 1D-Vollmotorsimulationen durchgeführt werden müssen, kann im Zuge der Modellentwicklung auf gemessene Druckverläufe zurückgegriffen werden. So wurden bei der Vermessung des Versuchsträgers zusätzlich Druckquarze im Ein- und Auslasskanal appliziert. Die gewonnenen Niederdruckverläufe können als Randbedingungen einem vereinfachten 1D-Ladungswechselmodell („AVL-Boost“) vorgegeben werden, bei welchem nur der Brennraum und die Ein- und Auslasskanäle des Zylinderkopfes berücksichtigt werden. Als Ergebnis erhält man unter anderem den Restgasgehalt, welcher die Brenngeschwindigkeit maßgeblich beeinflusst. Für die Bestimmung des Drucks bei Einlassschluss wird eine thermodynamische Einpassung des Zylinderdrucksignals vorgenommen.

Die Validierung des Verbrennungsmodells erfolgt durch Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Analyseergebnisse der Druckverlaufsanalyse.

6.2.2.1 Zündverzugsmodell

In dem am LEC entwickelten Verbrennungsmodell [30] wird zu Beginn der Simulation der Zündverzug berechnet. Dabei wird die Zeitspanne zwischen Zündfunke und Brennbeginn mit einem kombinierten Arrhenius- und Magnussen-Ansatz bestimmt. Mit dem Arrhenius-Ansatz wird die Chemie der Radikalbildung beschrieben [20] [25]:

$$r_{Ar} = A_{Ar} C e^{-\frac{E_a}{RT}} \quad (6.2)$$

Hierbei ist r_{Ar} eine Konstante, C die ratenbestimmende Konzentration, E_a die Aktivierungsenergie, R die Gaskonstante und T die Temperatur.

Mit dem Magnussen-Ansatz hingegen wird der reaktionsbeschleunigende Effekt der Turbulenz in der Zylinderladung beschrieben:

$$r_{Mag} = A_{Mag} C \frac{\sqrt{k}}{l_I} \quad (6.3)$$

Bei der dargestellten Reaktionsrate nach Magnussen ist A_{Mag} eine Konstante, C ist wiederum die ratenbestimmende Konzentration, k die turbulente kinetische Energie und l_I das integrale Längenmaß. Das integrale Längenmaß bildet den Durchmesser der größten im Brennraum vorkommenden Turbulenzwirbel ab [3]:

$$l_I = \sqrt[3]{\frac{6V_{Zyl}}{\pi}} \quad (6.4)$$

Für die Beschreibung der Mischung und der chemischen Reaktionen bei der motorischen Verbrennung sind in Wirklichkeit immer beide Prozesse, das heißt, sowohl die reaktionskinetisch gesteuerte als auch die turbulenzgesteuerte Reaktionsrate notwendig. Sie können jedoch einen unterschiedlich hohen Bei-

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

trag zur gesamten Reaktionsrate leisten, was auch bedeuten kann, dass einer der beiden dominiert. Dies heißt jedoch nicht, dass der jeweils andere Prozess dann nicht existent ist.

Daher kann die generelle Formulierung einer kombinierten Reaktionsrate mittels eines Additionstheorems für die Reaktionsraten abgeleitet werden. Der Grundgedanke besteht in der Beschreibung der Zeit, die notwendig ist, um von einem ungemischtem Ausgangszustand zu einem gemischtem und verbrannten Endzustand zu gelangen. Jeder Mechanismus benötigt eine charakteristische Zeit, τ_{Mag} für die Mischung der Reaktanden und τ_{Arr} für die anschließende chemische Umsetzung.

Die gesamte verstrichene charakteristische Zeit für den Übergang vom Ausgangszustand in den Endzustand ist durch Gleichung 6.5 gegeben.

$$\tau_{\text{tot}} = \tau_{\text{Mag}} + \tau_{\text{Arr}} \quad (6.5)$$

Das Aufsummieren der Reaktionsraten ergibt sich aus der Annahme, dass erst bei hinreichender Durchmischung der Reaktanden reaktionskinetische Vorgänge auftreten können. Die charakteristischen Zeiten werden durch die Kehrwerte der Reaktionsgeschwindigkeiten der beiden Prozesse dargestellt. Der Kehrwert der Gesamtzeit repräsentiert dann die resultierende Reaktionsrate, dargestellt in Gleichung 6.6.

$$r_{\text{tot}} = \frac{1}{\tau_{\text{tot}}} = \frac{1}{\frac{1}{r_{\text{Mag}}} + \frac{1}{r_{\text{Arr}}}} = \frac{r_{\text{Mag}} r_{\text{Arr}}}{r_{\text{Mag}} + r_{\text{Arr}}} \quad (6.6)$$

Die kombinierte Formulierung der Reaktionsraten kann für eine Vielzahl von Prozessen und Teilmodellen in der Verbrennungsmodellierung verwendet werden. Dabei muss besonderes Augenmerk auf die Gewichtung der beiden Prozesse zueinander entsprechend den Anforderungen der physikalischen Gegebenheiten des jeweils modellierten Phänomens gelegt werden. Ein Beispiel für die Anwendung der kombinierten Formulierung ist die Modellierung der Reaktionsrate für den Zündverzögerung, wo in jedem Fall ein höheres Turbulenzniveau erfahrungsgemäß zu einer signifikanten Ratenerhöhung führt. In Fällen, wo sich die Reaktionsraten auf signifikant unterschiedlichen Niveaus befinden, ist die jeweils niedrigere Rate die Dominierende. Wenn die Magnussen-Rate viel größer als die Arrhenius-Rate ist, dann geht der Bruch im Nenner gegen 0 und die resultierende Rate entspricht der Arrhenius-Rate.

$$r_{\text{tot}} = \frac{r_{\text{Arr}}}{1 + \frac{r_{\text{Arr}}}{r_{\text{Mag}}}} \sim r_{\text{Arr}} \quad (6.7)$$

Dies bedeutet, dass die Mischung der Reaktanden sehr schnell vor sich geht, beziehungsweise im Falle eines homogenen Gemisches bereits abgeschlossen ist, und die benötigte Zeit rein von der Reaktionskinetik in Anspruch genommen wird. Wenn im umgekehrten Fall die Arrhenius-Rate viel größer als die Magnussen-Rate ist, dann entspricht die resultierende Reaktionsrate der Magnussen-Rate.

$$r_{\text{tot}} = \frac{r_{\text{Mag}}}{\frac{r_{\text{Mag}}}{r_{\text{Arr}}} + 1} \sim r_{\text{Mag}} \quad (6.8)$$

In diesem Fall geht die Reaktionskinetik viel schneller vonstatten als die turbulenzgesteuerte Mischung, was den Mischungsprozess zum limitierenden Faktor macht.

6.2.2.2 Brennratenmodell

Zur Beschreibung der Brennrate wird ein Brennratenmodell, welches sich an einem Entrainmentmodell [16] anlehnt, angewandt. Die Verbrennung selbst wird allerdings nach Magnussen rein turbulenzgetrieben beschrieben [5] [25].

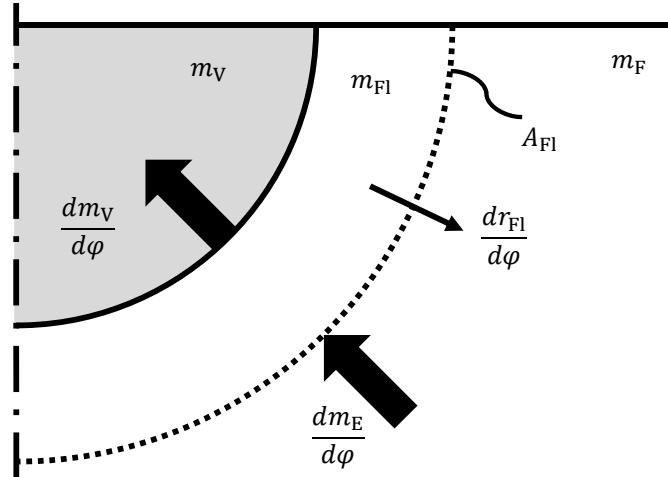


Abbildung 6.3: Beschreibung der Verbrennung [25]

In Abbildung 6.3 ist die prinzipielle Funktion des verwendeten Modells dargestellt. Zur Beschreibung der Verbrennung wird eine zusätzliche Zone, die Flammenzone, definiert. Dabei handelt es sich allerdings nicht um eine weitere thermodynamische Zone. Die Flammenzone gehört thermodynamisch zur Frischgaszone und hat damit die gleichen thermodynamischen Eigenschaften. Die Flammenzone ist nur eine abgegrenzte Masse, die von der Frischgaszone aus mit zur Verbrennung vorgesehener Masse gefüllt wird. Dieser Vorgang kann wie folgt beschrieben werden:

$$\frac{dm_E}{d\varphi} = A_{FI} s_T \rho_F x_B \quad (6.9)$$

Der Eintritt in die Flammenzone wird durch die Ausbreitung einer halbkugelförmigen Flammenfront im Brennraum beschrieben. Durch die Ausbreitung der Flammenfront gelangt Frischgas mit der turbulenten Flammengeschwindigkeit s_T über die Flammenfrontfläche A_{FI} aus der Frischgaszone in die Flammenzone. Da hier ein Massenstrom benötigt wird, muss zusätzlich die Dichte der Frischgaszone ρ_F mit eingerechnet werden. Zusätzlich wird ein Abbruchterm x_B benötigt, der den Zustrom in die Flammenzone unterbricht, wenn die Flammenfrontfläche die Buchse erreicht (siehe Gleichung 6.28). Das Auftreffen der Flammenfront am Kolben wird bei Berechnung der Flammenfrontfläche hingegen direkt berücksichtigt.

Die Verbrennung in der Flammenzone, welche aus zur Verbrennung bestimmtem Frischgas besteht, kann nun mit Hilfe der Reaktionsrate nach Magnussen beschrieben werden:

$$\frac{dm_V}{d\varphi} = C_C C_{RP} \frac{m_{FI} \sqrt{k}}{\rho_F l_I} \quad (6.10)$$

Hierbei muss das für die Verbrennung zur Verfügung stehende Volumen berücksichtigt werden, welches

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

sich aus der Masse der Flammenzone m_{Fl} und der Dichte der Flammenzone ρ_{F} , als Teil der Frischgaszone ergibt. Außerdem werden die Konzentrationen der Reaktionsprodukte im Rauchgas C_{RP} und eine „turbulente Brenndauer“, welche sich aus der turbulenten kinetischen Energie und dem integralen Längenmaß zusammensetzt, berücksichtigt. Der Parameter C_{C} ist ein Parameter für die Verbrennungsgeschwindigkeit und dient zur Anpassung des Modells.

Die Masse der Flammenfront ergibt sich aus der Massenbilanz von eintretender Masse minus der aus der Flammenfront austretenden (verbrannten) Masse:

$$m_{\text{Fl}} = x_{\text{uv}} \int dm_{\text{E}} - \int dm_{\text{V}} \quad (6.11)$$

Mit Hilfe des Faktors x_{uv} wird die *unvollkommen* verbrannte Kraftstoffmasse (m_{HCAbg}) berücksichtigt. Der Faktor lässt sich wie folgt berechnen:

$$x_{\text{uv}} = 1 - \frac{m_{\text{HCAbg}}}{m_{\text{Br}}} x_{\text{F}} \quad (6.12)$$

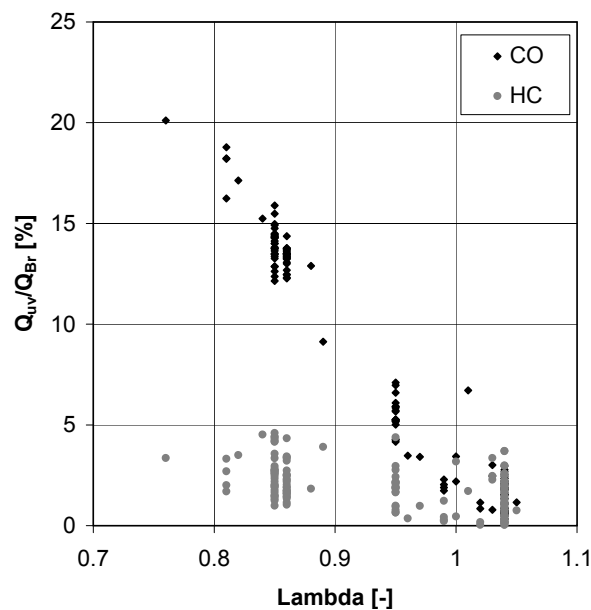


Abbildung 6.4: Lambda vs. Unverbrannte aus Abgasanalyse

Die *unvollständig*¹ verbrannte Kraftstoffmasse hingegen wird separat im Zuge der Gleichgewichtsrechnung bestimmt. Diese Vorgehensweise (Vernachlässigung der CO-Emissionen durch *unvollkommene*¹ Verbrennung) ist zulässig, da die CO-Emissionen in erster Linie durch die unvollständige Verbrennung bei $\lambda < 1$ verursacht werden (siehe Abbildung 6.4). Im Gegensatz dazu ist der energetische Anteil der HC-Emissionen über Lambda nahezu konstant. Abbildung 6.4 zeigt den angesprochenen Zusammenhang zwischen Lambda und dem energetischen Anteil von CO und HC bezogen auf die zugeführte Brennstoffenergie.

¹Definitionen lt. Pischinger et al. [21]

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Da sich der *unvollkommen* verbrannte Kraftstoff vor allem aufgrund von Flammenlöschung an den Brennraumwandungen gegen Verbrennungsende ergibt, wird dieser Verlustanteil an Masse auch erst gegen Ende der Verbrennung berücksichtigt. Aus diesem Grund wird hier eine Flammenfront-Fortschrittsvariable x_F eingeführt:

$$x_F = \frac{1}{V_{Zyl}} \left(\frac{m_{FI}}{\rho_F} + V_V \right) \quad (6.13)$$

Der Flammenfront-Fortschritt ist nicht von der Masse abhängig und wird daher über das bereits vereinbarte Flammenvolumen (Volumen der Flammenzone und Volumen der verbrannten Zone) bezogen auf das Gesamtvolumen V_{Zyl} bestimmt.

Da der betrachtete Versuchsträger auch bei einem Luftverhältnis $\lambda < 1$ betrieben wird, setzt sich die Konzentration der Reaktionsprodukte im Rauchgas wie folgt zusammen:

$$C_{RP} = C_{H_2O} + C_{CO_2} + C_{CO} + C_{H_2} \quad (6.14)$$

Die Konzentrationen der Reaktionsprodukte im Rauchgas werden über das chemische Gleichgewicht berechnet.

Zusätzliche Untermodelle [25]

Da der Brennraum eine große Bohrung bei gleichzeitig hohem Verdichtungsverhältnis und annähernd flachem Kolben besitzt, wird dieser als scheibenförmig betrachtet. Daher trifft die Flammenfront bereits kurz nach Verbrennungsbeginn auf den Kolben, wie in Abbildung 6.5 dargestellt. Dieser Effekt wurde bei der Definition der Flammenfrontfläche A_{FI} mit abgebildet:

$$A_{FI} = 2 \pi r_{FI} s_k \quad (6.15)$$

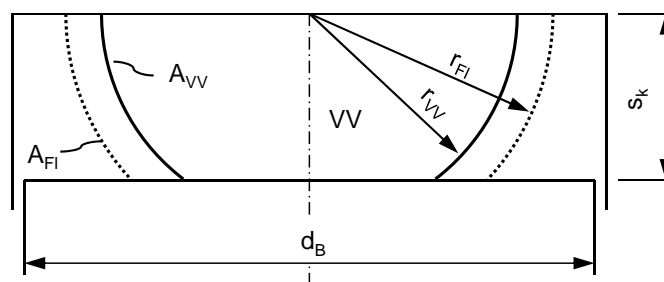


Abbildung 6.5: Beschreibung der Verschneidung

Zur Berechnung wird der Abstand zwischen Feuerplatte und Kolben s_k benötigt. Der Radius der Flammenfront r_{FI} wird durch Integration der radialen Flammenausbreitung bestimmt:

$$r_{FI} = \int dr_{FI} \quad (6.16)$$

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Die radiale Ausbreitungsgeschwindigkeit der Flammenfront selbst setzt sich aus zwei Teilen zusammen:

$$\frac{dr_{\text{Fl}}}{d\varphi} = s_{\text{T}} + \frac{dr_{\text{VV}}}{d\varphi} \quad (6.17)$$

Die Flammenfrontfläche dehnt sich einerseits mit der turbulenten Flammengeschwindigkeit s_{T} aus, andererseits erfährt sie eine zusätzlich Beschleunigung durch die Ausdehnung aufgrund der Verbrennung dr_{VV} (Dichteunterschied zwischen verbrannter Zone und Frischgaszone).

Die turbulente Flammengeschwindigkeit wird nach dem Modell von Zimont [47] berechnet. Eine wesentliche Variable zur Berechnung der turbulenten Flammengeschwindigkeit ist die laminare Flammengeschwindigkeit, welche nach Peters [19] berechnet wird. Hierbei werden die Werte für iso-Oktan verwendet. Durch teilweise hohe Restgasanteile im Brennraum wird zusätzlich noch ein Restgas-Korrekturterm verwendet, welcher die laminare Flammengeschwindigkeit in Abhängigkeit des Restgasanteils abwertet [8].

Das Modell zur Berechnung der laminaren Flammengeschwindigkeit nach Peters benötigt darüber hinaus noch die adiabate Flammentemperatur. Für die Bestimmung der adiabaten Flammentemperatur kann nicht auf die Polynome nach Peters zurückgegriffen werden, da diese nur für stöchiometrische und überstöchiometrische Verbrennung gelten. Aus diesem Grund wird eine Berechnung des chemischen Gleichgewichts angestellt, welche die Temperatur des Rauchgases mit der folgenden Bedingung bestimmt:

$$h(C_{\text{RE}_i}, T_{\text{F}}) = h(C_{\text{RP}_i}, T_{\text{Ad}}) \quad (6.18)$$

Die spezifische Enthalpie h vor und nach Oxidation wird konstant gesetzt. Aufgrund der sehr viel niedrigeren Bildungsenthalpien der Reaktionsprodukte (Konzentrationen C_{RP_i}) als der Reaktionsedukte (Konzentrationen C_{RE_i}) stellt sich dabei eine wesentlich höhere Temperatur ein, die adiabate Flammentemperatur T_{Ad} . Als Ausgangstemperatur der Edukte wird die Temperatur der Frischgaszone T_{F} verwendet.

Zur Berechnung der radialen Ausbreitungsgeschwindigkeit (Gleichung 6.17) wird noch die Ausdehnung des verbrannten Volumens durch die Verbrennung dr_{VV} benötigt, welche wie folgt beschrieben werden kann:

$$\frac{dr_{\text{VV}}}{d\varphi} = \frac{1}{A_{\text{VV}}} \frac{dV_{\text{VV}}}{d\varphi} \quad (6.19)$$

Für die Definition der Oberfläche der verbrannten Zone A_{VV} wird wiederum eine halbkugelförmige, mit dem Kolben verschnittene Fläche angenommen (siehe Abbildung 6.5).

In Anlehnung an Heywood [8] wird die Ausdehnung der verbrannten Zone aufgrund von Verbrennung dV_{VV} mit feststehendem Kolben berechnet. Diese Volumsänderung kann als Differenz zwischen gesamter Volumsausdehnung der verbrannten Zone dV_{V} , welche ein Ergebnis der zwei Zonen Rechnung ist, und der Ausdehnung der verbrannten Zone rein durch die Kolbenbewegung $dV_{\text{V}_{\text{Ex}}}$ berechnet werden:

$$\frac{dV_{\text{VV}}}{d\varphi} = \frac{dV_{\text{V}}}{d\varphi} - \frac{dV_{\text{V}_{\text{Ex}}}}{d\varphi} \quad (6.20)$$

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Die Bestimmung der Ausdehnung der verbrannten Zone aufgrund der Kolbenbewegung kann über den ersten Hauptsatz der Thermodynamik bestimmt werden. Dieser stellt sich für die verbrannte Zone wie folgt dar:

$$-p \frac{dV_{V_{\text{Ex}}}}{d\varphi} + \frac{dQ_{W_V}}{d\varphi} = m_V c_{vV} \frac{dT_{V_{\text{Ex}}}}{d\varphi} \quad (6.21)$$

Zusätzlich wird der erste Hauptsatz auch für den gesamten Brennraum angesetzt:

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} = m c_v \frac{dT}{d\varphi} \quad (6.22)$$

Für die Berechnung der Volumenänderung der verbrannten Zone aufgrund der Kolbenbewegung (ohne Verbrennung) gestaltet sich die Definition des ersten Hauptsatzes relativ einfach. Da keine Verbrennung stattfindet, finden weder stoffliche Änderungen oder Massenänderung statt. Dadurch wird der erste Hauptsatz bereits vollständig durch die Volumenänderungsarbeit $p dV$, den Wärmeübergang dQ_W , und durch die Änderung der inneren Energie über die Temperaturänderung $m c_v dT$ beschrieben.

Zur Beschreibung der Temperaturänderung wird die Gasgleichung in differentieller Form benötigt, welche sich wie folgt darstellt:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = m R \frac{dT}{d\varphi} + m T \frac{dR}{d\varphi} + T R \frac{dm}{d\varphi} \quad (6.23)$$

Da hier wiederum die bereits beschriebene Betrachtungsweise zum Tragen kommt (keine Verbrennung), bleibt die Gaskonstante konstant (keine stofflichen Änderungen):

$$\frac{dR}{d\varphi} = 0 \quad (6.24)$$

Gleiches gilt auch für die Massenänderung:

$$\frac{dm}{d\varphi} = 0 \quad (6.25)$$

Gleichung 6.22 kann auch für die verbrannte Zone angeschrieben werden. Hierbei gelten die gleichen Annahmen:

$$p \frac{dV_{V_{\text{Ex}}}}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = m_V R \frac{dT_{V_{\text{Ex}}}}{d\varphi} \quad (6.26)$$

Gleichungen 6.21 bis 6.26 können kombiniert werden. Damit kann die Ausdehnung der verbrannten Zone aufgrund der Kolbenbewegung bestimmt werden:

$$\frac{dV_{V_{\text{Ex}}}}{d\varphi} = \frac{\frac{dQ_{W_V}}{d\varphi} - \frac{c_{vV}}{c_v} \frac{R}{R_V} \frac{V_V}{V} \left(\frac{dQ_W}{d\varphi} - \frac{c_p}{R} p \frac{dV}{d\varphi} \right)}{\frac{c_{pV}}{R_V} p} \quad (6.27)$$

Die verschiedenen Volumensänderungen sind in Abbildung 6.6 ersichtlich.

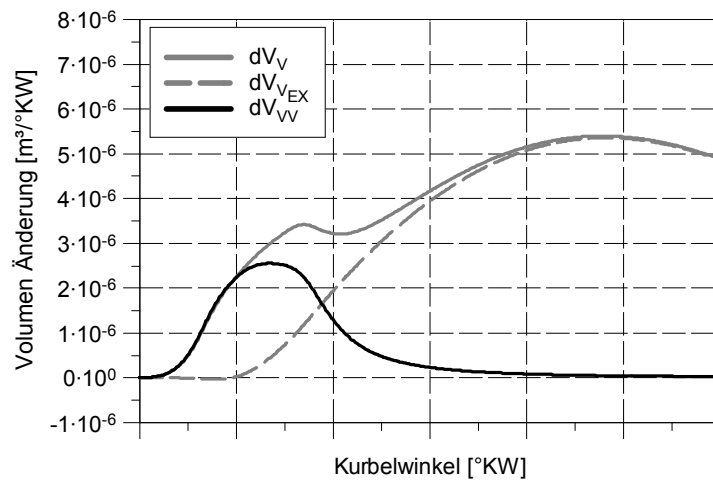


Abbildung 6.6: Expansion des Volumens der verbrannten Zone

Die Auswirkung auf die Ausdehnungsgeschwindigkeit der Flammenfront ist in Abbildung 6.7 dargestellt. Zu Beginn der Verbrennung ist die Ausdehnungsgeschwindigkeit der Flammenzone durch den Dichteunterschied wesentlich größer als die turbulente Flammengeschwindigkeit. Zusätzlich erkennt man deutlich den Zeitpunkt des Auftreffens der verbrannten Zone auf den Kolben (Knick in dr_{FI}). Da ab diesem Zeitpunkt die Ausdehnung durch den Kolben behindert wird, dehnt sich die Flamme schneller Richtung Brennraumwand aus. Zu Ende der Verbrennung nimmt der Dichteunterschied ab, bis nur noch die turbulente Flammengeschwindigkeit die Flamme voran treibt.

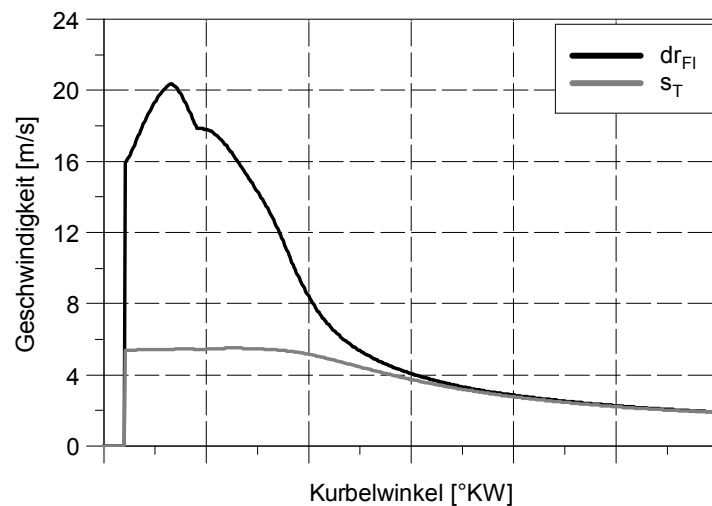


Abbildung 6.7: Flammenausbreitungsgeschwindigkeit

Abschließend bedarf es noch eines Abbruchterms, der den Massentransport in die Flammenzone sukzessive beendet, sobald die Flammenfrontfläche die Buchse erreicht (siehe auch Gleichung 6.9). Dieser

wird benötigt, da die Buchse als Begrenzung nicht berücksichtigt ist.

$$x_B = 1 - \left(\frac{\int dm_E}{m} \right)^{C_D} \quad (6.28)$$

Die dargestellte Gleichung besagt, dass $x_B = 0$ ist, sobald die gesamte Masse m , welche zu Einlassschluss als Frischgas vorliegt, in die Flammenzone eingetreten ist (m_E). Damit kann nicht mehr Masse in die Flammenzone übergehen als bei Einlassschluss im Brennraum vorhanden ist. C_D ist eine Konstante, welche zur Abstimmung des Modells verwendet wird. Dieser Parameter ist vor allem von der Form des Brennraums abhängig. Handelt es sich um einen langhubigen Motor, entsteht relativ früh während der Verbrennung ein Kontakt zwischen Flammenfrontfläche und Buchse, was mit einem kleinen C_D -Wert beschrieben wird. Ist der Brennraum allerdings eher scheibenförmig, was für den untersuchten Motor gilt, kann C_D sehr hohe Werte annehmen. In Abbildung 6.8 ist die Abbruchfunktion für mehrere C_D -Werte dargestellt.

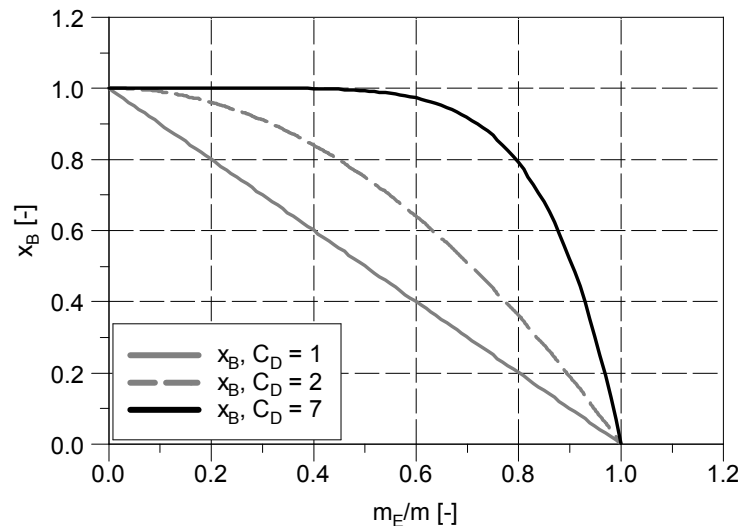


Abbildung 6.8: Abbruchfunktion

6.2.2.3 Turbulenzmodell

Das Turbulenzniveau im Brennraum ist sowohl für die Wärmefreisetzung innerhalb der Brennverlaufssimulation (siehe Kapitel 6.2.2.2), als auch für die Beschreibung der charakteristischen Geschwindigkeit, wie sie bei strömungsfeldbasierten Wärmeübergangsmodellen benötigt wird, entscheidend. Konnte die turbulente kinetische Energie für homogen betriebene Ottomotoren bisher mit relativ einfachen Modellen in Abhängigkeit von Last und Drehzahl beschrieben werden, müssen für moderne Motoren weitere turbulenzbestimmende Einflussgrößen Berücksichtigung finden. Darunter fallen in erster Linie Ventiltriebsvariabilitäten [7].

Aus genannten Gründen werden im Zuge dieser Arbeit Parametervariationen in Form von 3D-CFD Rechnungen mit dem Programm „AVL-FIRE“ durchgeführt. Ziel dieser Untersuchungen ist es, den Einfluss der Parameter Drehzahl, Last, Einlassventilhub und Einlassnockenwellenverstellung auf das Turbulenzniveau zu bestimmen. Mit den Ergebnissen können existierende nulldimensionale Startwertmodelle und

Hochdruckmodelle parametrisiert und verifiziert werden. Erstere erlauben die Bestimmung des Turbulenzniveaus zum Zeitpunkt *Einlass schließt*. Hochdruckmodelle dienen der Berechnung des Turbulenzverlaufs in der anschließenden Hochdruckphase.

Darüber hinaus besteht bei der Brennratenmodellentwicklung auch die Möglichkeit die Turbulenzverläufe direkt vorzugeben, wodurch Folgefehler aufgrund einer abweichenden Turbulenzberechnung ausgeschlossen können.

Tabelle 6.1: Parametervariationen 3D-CFD Simulationen

Parameter	Einheit	Variationsstufen
Drehzahl	min ⁻¹	1000/2000/4500
Effektiver Mitteldruck	bar	0/10
Einlassnockenverstellung	°KW	0/30
Ventilhubumschaltung	–	klein/groß

Tabelle 6.1 zeigt den Variationsplan der Turbulenzuntersuchungen. Dieser Plan wird vollfaktoriell, dh. unter Berücksichtigung sämtlicher Kombinationsmöglichkeiten, abgearbeitet. Daraus ergeben sich 24 CFD-Simulationen.

3D-CFD Simulationen

Für die Untersuchung des Turbulenzniveaus im Brennraum werden die zeitlich aufgelösten Massenströme im Ein- und Auslasskanal des Zylinderkopfes vorausgesetzt. Am Versuchsträger wurden sowohl Zylinderdrucksensoren als auch Niederdrucksensoren im Ein- und Auslasskanal des Zylinderkopfes appliziert, um diese Randbedingungen für die CFD-Simulationen bestimmen zu können. Die Vorgehensweise zur Ermittlung dieser Randbedingungen ist in Abbildung 6.9 dargestellt.

Zur Berechnung der Massenströme im Ein- und Auslasskanal wird zunächst eine Druckverlaufsanalyse des Zylinderdrucksignals mit dem institutseigenen Analyse- und Simulationsprogramm CORA (Combustion Optimization Research and Analysis) durchgeführt. Die Analyse liefert als Lösung den Brennverlauf, der als Eingabegröße für die 1D-Ladungswechselrechnung benötigt wird. Parallel dazu werden die Niederdruckverläufe im Ein- und Auslasskanal, geometrische Abmessungen aus CAD-Modellen, sowie Steuerzeiten und ventilhubabhängige Durchflussbeiwerte ($\mu\sigma$ -Werte) vorgegeben. Mit diesen Eingaben können innerhalb der Ladungswechselrechnung die gewünschten Massenströme, Initialwerte für Druck und Temperatur, und der Restgasgehalt bestimmt werden. Letzterer wird wiederum als Eingangsgröße für die Hochdruckanalyse gefordert. Somit bedarf es mehrerer Iterationen bis zum Erreichen der gewünschten Genauigkeit.

Zusätzlich zu den Ergebnissen der 1D-Ladungswechselrechnung muss auch die Geometrie von Brennraum, Kanälen und Ventilen bekannt sein. Diese Informationen werden aus CAD-Daten in Form von Oberflächennetzen abgeleitet. Zur Simulation kurbelwinkelaufgelöster Strömungscharakteristika werden jedoch Netze benötigt, die die Änderung des Strömungsvolumens durch die Kolbenbewegung und die Ventilerhebung beinhalten. Diese bewegten Netze können in „AVL-FIRE“ durch das „FAME Engine Plus“-Tool hergestellt werden [7].

Ergebnisse der 3D-CFD Simulationen sind beispielhaft in Abbildung 6.10 dargestellt. Diese Bilder zeigen die Turbulenz im Brennraum entlang von drei Schnittebenen, die durch die Ventilachsen laufen. Während zu Beginn der Einlassphase (Abbildung 6.10a) erhöhte Turbulenz nur unmittelbar hinter dem

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

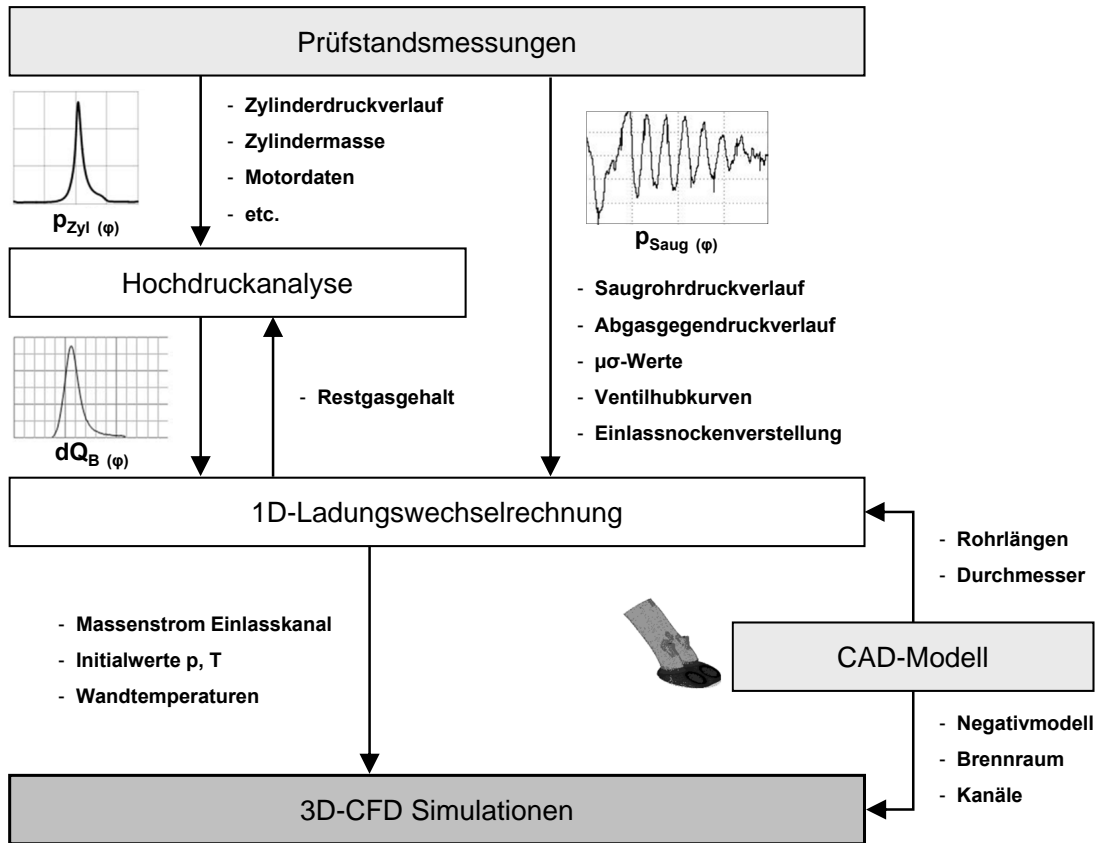


Abbildung 6.9: Vorgehensweise zur Ermittlung der 3D-CFD Randbedingungen

Ventilspalt zu erkennen ist, breiten sich bereits 20°KW später Turbulenzfelder in der Mitte des Brennraums aus (Abbildung 6.10b).

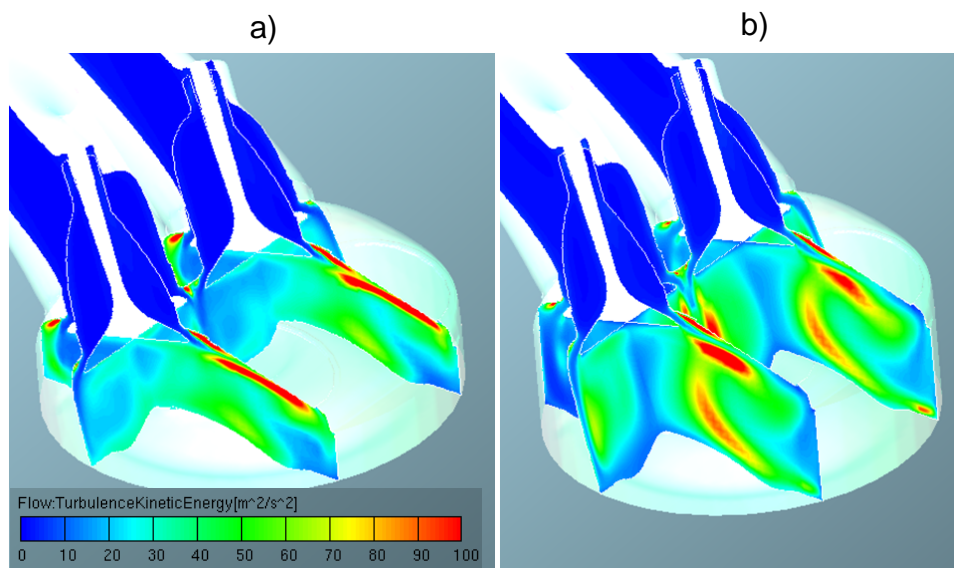


Abbildung 6.10: Turbulenz im Brennraum: a) 400°KW b) 420°KW [7]

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Da eine dreidimensionale Auflösung der Turbulenz innerhalb der nulldimensionalen Motorprozessrechnung keine Berücksichtigung finden kann, wird in einem weiteren Schritt eine massengewichtete Mittelung der Turbulenz über alle Zellen durchgeführt:

$$k_{\text{Mittel}} = \frac{\int \rho_i k_i dV}{\int \rho_i dV} \quad (6.29)$$

Abbildung 6.11a zeigt den Verlauf der massengewichteten mittleren Turbulenz eines ausgewählten Betriebspunktes, beginnend im Ladungswechsel-OT bis hin zum Zünd-OT. In Abbildung 6.11b ist das dreidimensional aufgelöste Turbulenzfeld desselben Betriebspunktes bei 545°KW dargestellt. Der nach Gleichung 6.29 berechnete Mittelwert des rechten Bildes ist im linken Bild durch den roten Punkt symbolisiert.

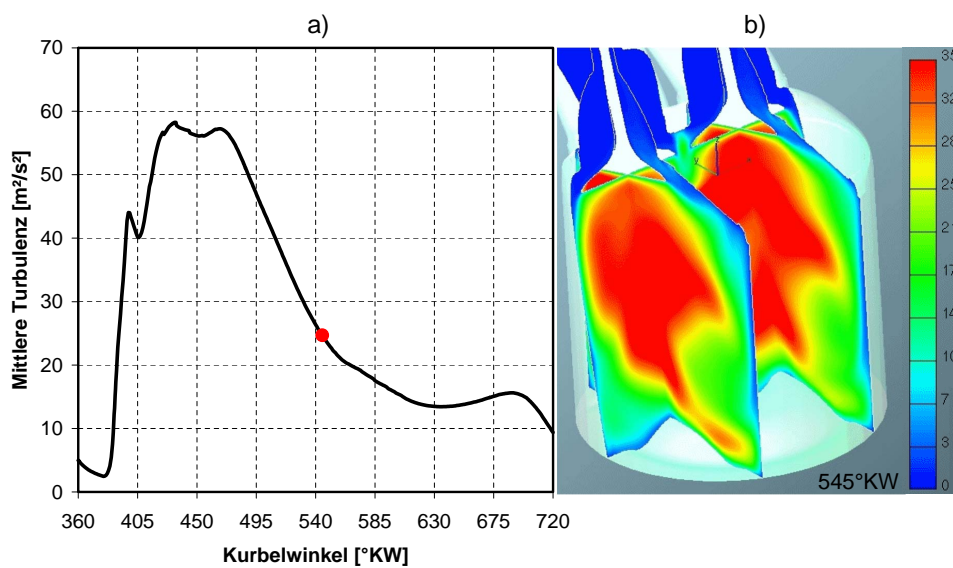


Abbildung 6.11: Verlauf der mittleren Turbulenz im Brennraum bei 2000 min⁻¹, 0 bar, kleinem Ventilhub, 0°KW CamPhaser

Mit dieser Vorgehensweise werden sämtliche in Tabelle 6.1 angegebenen Parametereinstellungen berechnet. Gängige 0D-Turbulenzmodelle, sowohl Startwertmodelle als auch Modelle zur Berechnung der Hochdruckphase, können so im folgenden Abschnitt validiert werden.

Nulldimensionale Turbulenzmodellierung

Ein weit verbreiteter Ansatz zur nulldimensionalen Berechnung der Turbulenz in der Hochdruckphase findet sich in Form eines globalen k - ϵ -Modells in Gleichung 6.30 wieder. Diese setzt sich im Falle der ottomotorischen Anwendung aus den Anteilen der kinetischen Energien der Quetschströmung, sowie der Änderung der Ladungsdichte und der Dissipation zusammen [31]:

$$\frac{dk}{d\varphi} = C_{\text{Quetsch}} \frac{dE_{\text{Quetsch}}}{d\varphi} \frac{1}{m_{\text{Zyl}}} + C_{\text{Dichte}} \frac{2}{3} \frac{k}{\rho_{\text{Zyl}}} \frac{d\rho_{\text{Zyl}}}{d\varphi} - C_{\text{Dissipation}} \frac{k^2}{l} \quad (6.30)$$

Aufgrund der Brennraumgeometrie ist der Anteil der kinetischen Energie der Quetschströmung für den untersuchten Versuchsträger gleich Null. Die Konstanten C_{Quetsch} und $C_{\text{Dissipation}}$ werden entsprechend den Ergebnissen der 3D-CFD Simulationen bestmöglich abgestimmt.

Als Startwert für die Berechnung obiger Gleichung muss der Wert der Turbulenz bei Einlassschluss bekannt sein. Dieser kann durch Gleichung 6.31 abgeschätzt werden. Die benötigte mittlere Einströmgeschwindigkeit $v_{\text{ein,mittel}}$ wird über die Kontinuitätsgleichung (Gleichung 6.32) berechnet. D beschreibt dabei den Durchmesser der Zylinderbohrung, A_{Geo} die freigegebene Querschnittsfläche im Ventilspalt und c_m die mittlere Kolbengeschwindigkeit. Die Konstante C_{ES} wird ebenfalls mit den Ergebnissen der 3D-CFD Simulation abgestimmt [32].

$$k_{\text{ES}} = C_{\text{ES}} \frac{E_{\text{ein,mittel}}}{m_{\text{Zyl}}} = C_{\text{ES}} \frac{v_{\text{ein,mittel}}^2}{2} \quad (6.31)$$

$$v_{\text{ein,mittel}} = \frac{D^2 \pi}{4 A_{\text{Geo}}} c_m = \frac{D^2}{4 d_v h_v \cos \alpha} \frac{h n}{30} \quad (6.32)$$

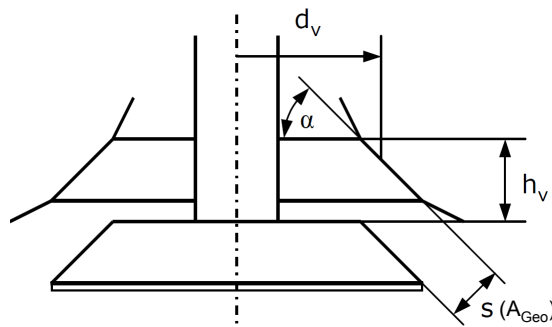


Abbildung 6.12: Bezeichnungen am Einlassventil

In den Arbeiten [3] und [31] befindet sich zur Berechnung der mittleren Einströmgeschwindigkeit der Liefergrad als multiplikative Konstante im Zähler, was in der niedrigen Teillast zu einer deutlichen Abwertung des Turbulenzstartwertes führt. Dieser Effekt konnte in den angestellten 3D-CFD Simulationen nicht wiedergefunden werden, weshalb auf eine Umsetzung dieser Variante verzichtet wurde.

Die benötigten Konstanten beruhen vielfach auf Erfahrungswerten oder werden als Einstellparameter solange verändert, bis sich damit beobachtete Effekte (z.B. Brennverlaufsform) wiedergeben lassen. In diesem Fall konnten unter Vorgabe der 3D-CFD Ergebnisse die Konstanten für die 0D-Modelle mit Hilfe eines Optimierers ermittelt werden:

Tabelle 6.2: Parametrierung der 0D-Turbulenzmodelle

Konstante	Einheit	Wert
C_{ES}	-	0.08
$C_{\text{Dissipation}}$	-	1
C_{Dichte}	-	0.9

Vergleich der Ergebnisse

Unter Verwendung des zuvor beschriebenen 0D-Modells wird im folgenden Abschnitt die Qualität der Turbulenzberechnung anhand einzelner Parametervariationen untersucht. Dabei werden die Verläufe der 0D-Berechnung beginnend bei Einlassschluss mit Hilfe der 3D-CFD Simulationen validiert. Abschließend werden die Ergebnisse sämtlicher Parameterkombinationen in Tabelle 6.3 gegenübergestellt. Zusätzlich zum Turbulenzstartwert wird auch das Turbulenzniveau im Zünd-OT validiert, welcher als repräsentativer Wert während der Verbrennungsphase definiert wurde.

Abbildung 6.13 zeigt die Turbulenzverläufe einer Ventilhubvariation bei 1000 min^{-1} , 10 bar effektivem Mitteldruck und 0°KW CamPhaser¹. Der geringere Ventilspalt bei kleinem Ventilhub bewirkt eine erhöhte Einströmgeschwindigkeit der Ladung. Dies führt zu einer deutlichen Anhebung der Turbulenz in der Einlassphase. Durch den früheren *Einlassschluss*, aufgrund der kürzeren Ventilöffnungszeit, bleibt jedoch auch mehr Zeit zur Dissipation in der Hochdruckphase. Deshalb kommen die Turbulenzverläufe um den Zünd-OT beinahe auf dem selben Niveau zu liegen. Das nulldimensionale Modell kann diese Zusammenhänge grundsätzlich wiedergeben, der Startwert bei kleinem Ventilhub fällt jedoch etwas zu hoch aus.

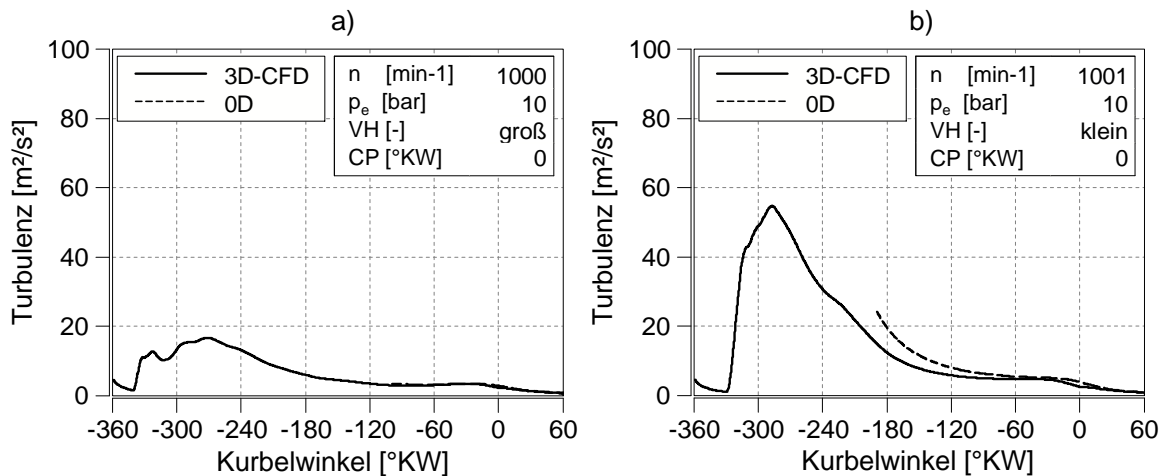


Abbildung 6.13: Turbulenzverläufe bei 1000 min^{-1} und a) großem und b) kleinem Ventilhub

Abbildung 6.14 zeigt die Turbulenzverläufe einer Lastvariation bei 2000 min^{-1} , kleinem Ventilhub und 30° CamPhaser. Wie in den beiden Darstellungen zu erkennen ist, fällt der Einfluss der Last gering aus. Obwohl der größere Einlassmassenstrom des Hochlastpunktes eine erhöhte Turbulenz erwarten lässt, wird dies durch die höhere Zylindermasse bei Zyklusbeginn weitestgehend kompensiert (vgl. Gleichung 6.31). Die nulldimensionale Berechnung liefert für den kleinen Ventilhub, wie schon in Abbildung 6.13b zu sehen ist, einen zu hohen Startwert. Diese Abweichung nimmt jedoch mit fortlaufendem Kurbelwinkel ab.

¹Der CamPhaser-Betrag entspricht der Verstellung der Einlassnockenwelle von der Parkposition aus in Richtung früh in $^\circ \text{KW}$

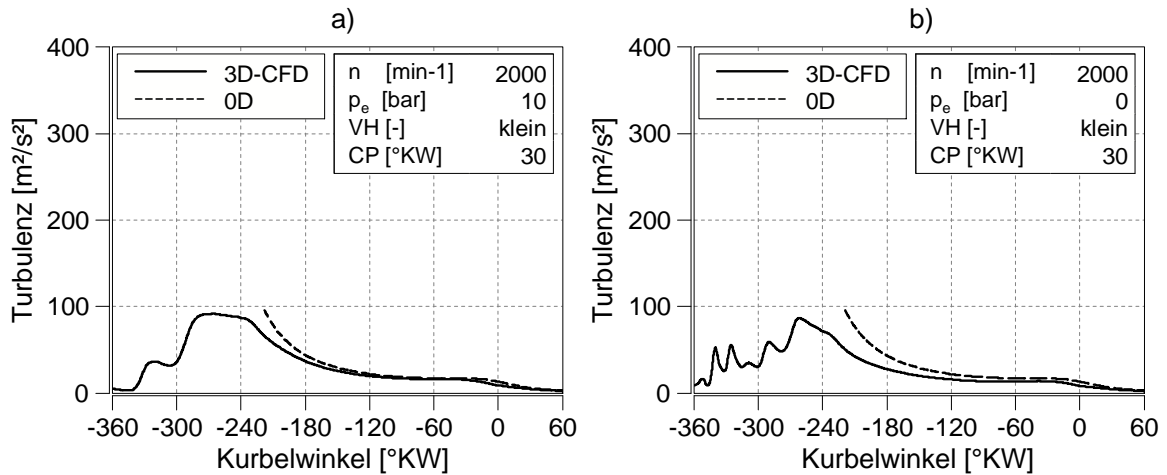


Abbildung 6.14: Turbulenzverläufe bei 2000 min^{-1} und a) 10 bar und b) 0 bar effektiver Last

Abbildung 6.15 zeigt die Turbulenzverläufe einer CamPhaser-Variation bei 4500 min^{-1} , 10 bar effektivem Mitteldruck und großem Ventilhub. Die Phasenverschiebung der Einlassnockenwelle in Richtung früh bewirkt dabei eine deutliche Erhöhung der Turbulenz während der Einlassphase. Weiters ist auch eine Schwingung im Turbulenzverlauf zu erkennen, welche auf Druckpulsationen im Einlasskanal zurückzuführen ist. Nachdem keine Berücksichtigung der Einlasssteuerzeit oder gar von gasdynamischen Effekten in Gleichung 6.31 und 6.32 erfolgt, kann der Effekt dieser Variation mit dem 0D-Modell nicht korrekt wiedergegeben werden.

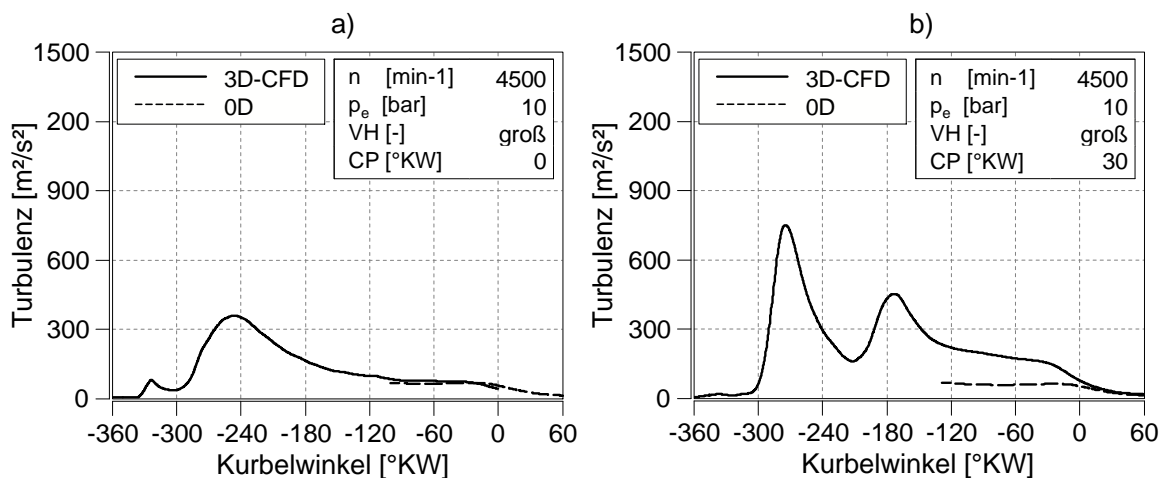


Abbildung 6.15: Turbulenzverläufe bei 4500 min^{-1} und a) 0° und b) 30° CamPhaser

Tabelle 6.3 zeigt zusammengefasst die Ergebnisse der Turbulenzberechnungen aller Parametervariationen, sowohl der 3D-CFD Rechnungen, als auch der 0D-Berechnungen. Dabei wurden einerseits die Startwerte gegenübergestellt und auch, repräsentativ für die Verbrennungsphase, die Werte der Turbulenz im Zünd-OT. Die Ergebnisse der 3D-CFD Simulationen zeigen einen deutlichen Einfluss der Drehzahl, des Einlassventilhubes, sowie der Einlassnockenwellenverstellung. Letztere jedoch nur bei den Hochdrehzahlpunkten, was auf gasdynamische Effekte zurückzuführen ist. Der Einfluss der Last ist zwar vorhanden, spielt jedoch im Vergleich zu den anderen Variationsparametern eine untergeordnete Rolle. Detaillierte Informationen zu Auswirkungen diverser Variationen können [7] entnommen werden. Das verwendete

Tabelle 6.3: Vergleich Turbulenzwerte 3D-CFD vs. 0D

1000 min ⁻¹						
Last [bar]	Ventilhub [-]	CamPhaser [°KW]	Einlassschluss [m ² /s ²]		Zünd-OT [m ² /s ²]	
			3D-CFD	0D	3D-CFD	0D
10	groß	0	3	3	2	3
		30	3	3	2	3
	klein	0	15	24	2	4
		30	16	24	2	3
0	groß	0	2	3	2	3
		30	4	3	2	3
	klein	0	9	24	2	4
		30	19	24	2	3

2000 min ⁻¹						
Last [bar]	Ventilhub [-]	CamPhaser [°KW]	Einlassschluss [m ² /s ²]		Zünd-OT [m ² /s ²]	
			3D-CFD	0D	3D-CFD	0D
10	groß	0	14	14	9	11
		30	16	14	14	11
	klein	0	70	96	12	16
		30	66	96	9	13
0	groß	0	13	14	8	11
		30	12	14	11	10
	klein	0	67	96	9	16
		30	51	96	8	13

4500 min ⁻¹						
Last [bar]	Ventilhub [-]	CamPhaser [°KW]	Einlassschluss [m ² /s ²]		Zünd-OT [m ² /s ²]	
			3D-CFD	0D	3D-CFD	0D
10	groß	0	85	69	43	57
		30	234	69	78	53
	klein	0	537	486	60	78
		30	369	486	48	68
0	groß	0	93	69	39	57
		30	212	69	77	53
	klein	0	556	486	51	78
		30	359	486	44	68

0D-Turbulenzmodell kann den Einfluss einer Ventiltriebsvariabilität nur teilweise wiedergeben. Vor allem der Effekt eines veränderten Einlassschluss-Zeitpunktes, welcher nulldimensional nicht abgebildet wird, führt zu beträchtlichen Unterschieden im Turbulenzstartwert. Während der Hochdruckphase nehmen diese Abweichungen zwar wieder ab, Grund dafür ist die Turbulenzabhängigkeit der Dissipation (vgl. Gleichung 6.30), jedoch sind sie während der Verbrennungsphase immer noch beträchtlich.

Abbildung 6.16 zeigt zusätzlich eine graphische Gegenüberstellung der in Tabelle 6.3 angeführten Werte. Das 0D-Modell kann die Ergebnisse der 3D-CFD Berechnungen nur teilweise zufriedenstellend wiedergeben. Sowohl die Turbulenzwerte bei *Einlass schließt* als auch im Zünd-OT liegen in einigen Fällen deutlich außerhalb des gekennzeichneten $\pm 10\%$ -Bereiches.

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

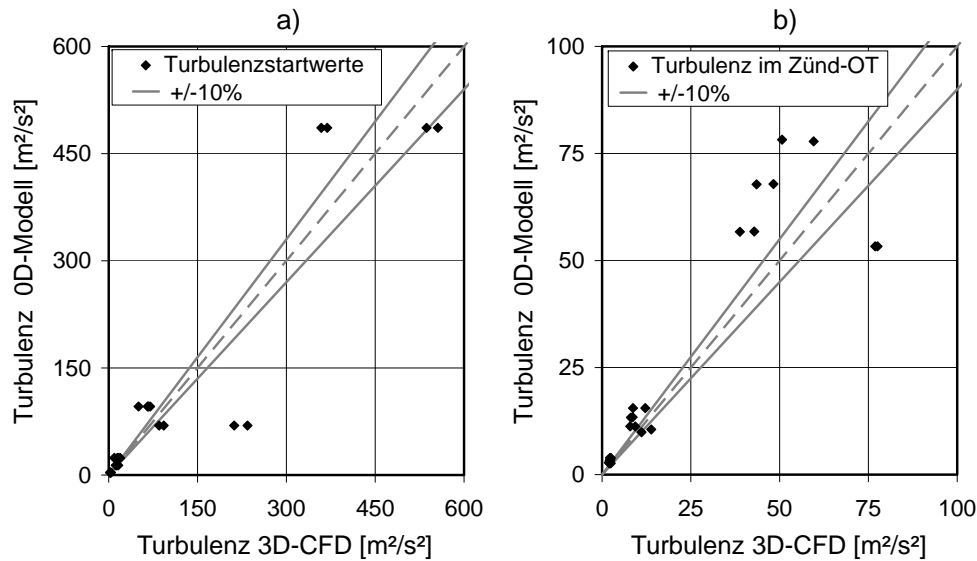


Abbildung 6.16: Vergleich 3D-CFD vs. 0D der a) Turbulenzstartwerte und b) Turbulenz im Zünd-OT

Um die Auswirkungen einer fehlerhaften Turbulenzberechnung auf Brennverlauf und Wärmeübergang zu bewerten, wurde mit dem fertig abgestimmten Verbrennungsmodell eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Dabei wurde das Turbulenzniveau eines ausgewählten Betriebspunktes (siehe Tabelle 6.4) ausgehend vom Ergebnis der 3D-CFD Berechnung zwischen 60% und 140% skaliert. So bewirkt eine um 40% verminderte Turbulenz eine Reduktion des Wärmeübergang in der Hochdruckphase von rund 20% einhergehend mit einer Senkung des IMEPs von rund 6%. Dieses Ergebnis unterstreicht die Bedeutung einer exakten Turbulenzberechnung. Die Qualität des hier vorgestellten nulldimensionalen Turbulenzmo-

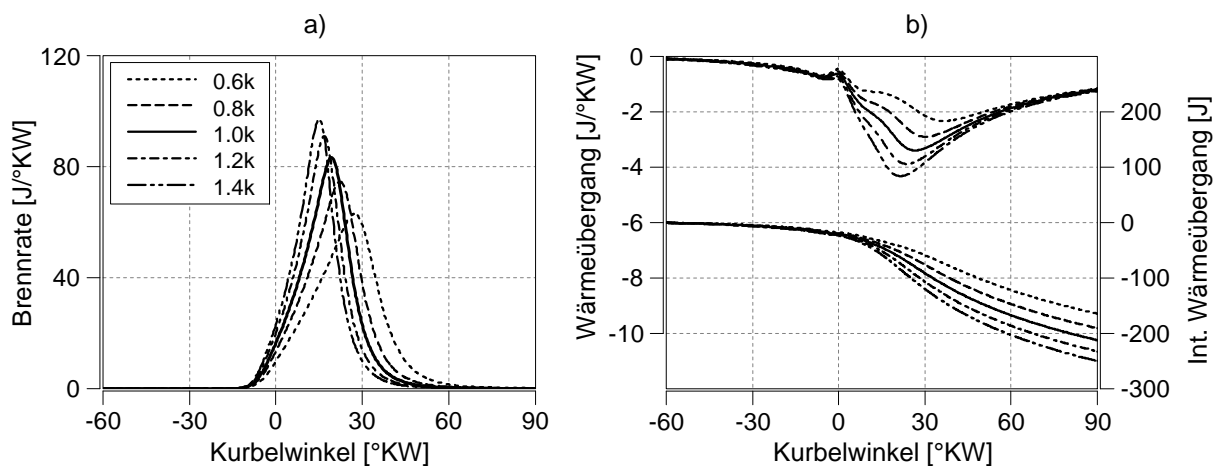


Abbildung 6.17: Einfluss der Turbulenz auf a) den Brennverlauf und b) den Wärmeübergang

dells erlaubt somit keine belastbare Vorausberechnung der ottomotorischen Verbrennung gemäß der in Kapitel 2.3.1 geforderten Genauigkeit für die Erstellung eines physikalisch basierten Wärmeeintragsmodells. Ursächlich hierfür sind zum Teil nicht berücksichtigte Einflussgrößen (CamPhaser, Gasdynamik), sowie äußerst weite Variationsgrenzen, die das Modell nicht ausreichend abdecken kann. Zu berechnende Simulationen müssen deshalb auch künftig mit Hilfe von 3D-CFD Simulationen gestützt werden.

Da bei den Parametervariationen auf Basis der DoE-Methode sehr häufig die Eckpunkte der jeweilige Variationsräume angefahren (bzw. simuliert) werden, wiederholen sich turbulenzrelevante Parameter-einstellungen (Kombination aus Drehzahl, Last, Ventilhub und CamPhaser) mehrmals. Diese Betriebspunkte können auch für die Untersuchung einer Lambda- oder Zündzeitpunktvariation herangezogen werden, da sich diese Parameter nur in untergeordnetem Maße auf das Turbulenzniveau auswirken. Aus diesem Grund kann der Turbulenzverlauf einer 3D-CFD Simulation einer Vielzahl an Betriebspunkten vorgegeben werden, wodurch die Anzahl der zu simulierenden Punkte überschaubar bleibt.

6.2.2.4 Validierung des Verbrennungsmodells

In diesem Abschnitt wird durch Gegenüberstellen von Analyse und Simulation das zuvor beschriebene Verbrennungsmodell anhand ausgewählter Betriebspunkte qualitativ validiert. Die Validierung erfolgt durch Vergleichen der Brennrate, des Zylinderdruckverlaufs, des gaseitigen Wärmeübergangs, der Gastemperatur und des Wärmeübergangskoeffizienten. Die Auswirkungen einer abweichenden Brenngeschwindigkeit können dadurch auf weitere relevante Größen gezeigt werden.

Die dargestellten Betriebspunkte wurden unter Verwendung eines gemeinsamen Modellparametersatzes simuliert. Die Kalibrierung der Modellparameter erfolgte in erster Linie mit jenen Betriebspunkten, deren Turbulenzverlauf direkt durch eine 3D-CFD Berechnung bestimmt wurde. Eine quantitative Validierung aller Betriebspunkte der Parametervariationen wird in Kapitel 7.2.1 mit Hilfe von geeigneten Kenngrößen vorgenommen.

Tabelle 6.4 zeigt die Parameter eines Betriebspunktes mit 1000 min^{-1} und 10 bar effektivem Mitteldruck¹. Der Zündzeitpunkt liegt bei 15°KW vor OT und ist somit annähernd in der Mitte des Variationsbereiches. Mit $\lambda = 0.85$ ist das Kraftstoff-Luftgemisch äußerst fett eingestellt, wie es üblicherweise bei Kaltstartanreicherung für eine gesicherte Verbrennung benötigt wird. Die Einlassnockenwellenverstellung ist deaktiviert und befindet sich mit 0°KW CamPhaser in der Parkposition. In Kombination mit dem kleinen Ventilhub ergibt sich daraus keine Ventilüberschneidung, somit erfolgt auch keine Spülung des Brennraums während der Ladungswechselphase. Überdies verringert der kleine Ventilhub die Ventiltriebsreibung und erhöht in Folge des geringeren Öffnungsquerschnitts das Turbulenzniveau bei annähernd gleichbleibenden Ladungswechselverlusten (letzteres gilt nur für Motordrehzahlen $< 2000 \text{ min}^{-1}$). Ladeluft- und Kühlmitteltemperatur sind durch geeignete Konditionierungseinrichtungen auf sehr niedrigem Niveau gehalten, um Zustände, wie sie während des Motorwarmlaufs vorkommen, nachzubilden. Der zugehörige Turbulenzverlauf kann Abbildung 6.13b entnommen werden.

Bei Vergleich der Brennrate in Abbildung 6.18a kann festgestellt werden, dass der Zündverzug und die erste Phase der Verbrennung sehr gut abgebildet werden. Unmittelbar nach dem oberen Totpunkt erfährt die Verbrennung laut Analyse eine leichte Beschleunigung, welche von der Simulation nicht exakt abgebildet wird. Dadurch stellt sich ein etwas späterer Verbrennungsschwerpunkt ein. In weiterer Folge wirkt sich diese Abweichung über den Zylinderdruckverlauf auch auf die indizierte Last aus. Dieser Fehler muss bei der Modellbildung berücksichtigt werden, indem der indizierte Mitteldruck des Simulationsergebnisses bei der Parametrierung des Modells vorgegeben wird. Das Maximum des Wandwärmübergangs (in Abbildung 6.18 per Definition negativ) verschiebt sich infolge der abweichenden Schwerpunktlage ebenso in Richtung spät, bei Integration über dem Kurbelwinkel ist die Abweichung jedoch nahezu vernachlässigbar. Ursächlich für die erwähnten Abweichungen können Vereinfachungen in der Turbulenzbestimmung sein, welche am Ende dieses Kapitels in der „Zusammenfassung der Validierung des Verbrennungsmodells“ noch diskutiert werden.

¹Der angegebene effektive Mitteldruck bezieht sich auf das Messergebnis. Der simulierte indizierte Mitteldruck, basierend auf der gemessenen Kraftstoffmasse desselben Betriebspunktes, wird beim simulationsbasierten Modell implizit berücksichtigt.

Tabelle 6.4: Betriebsparameter von Variationspunkt #10

Parameter	Einheit	Wert
Drehzahl	min^{-1}	1000
Effektiver Mitteldruck	bar	10
Zündzeitpunkt	$^{\circ}\text{KW}$	-15
Lambda	-	0.85
Einlassnockenverstellung	$^{\circ}\text{KW}$	0
Ventilhubumschaltung	-	klein
Ladelufttemperatur	$^{\circ}\text{C}$	20
Kühlmitteltemperatur	$^{\circ}\text{C}$	40

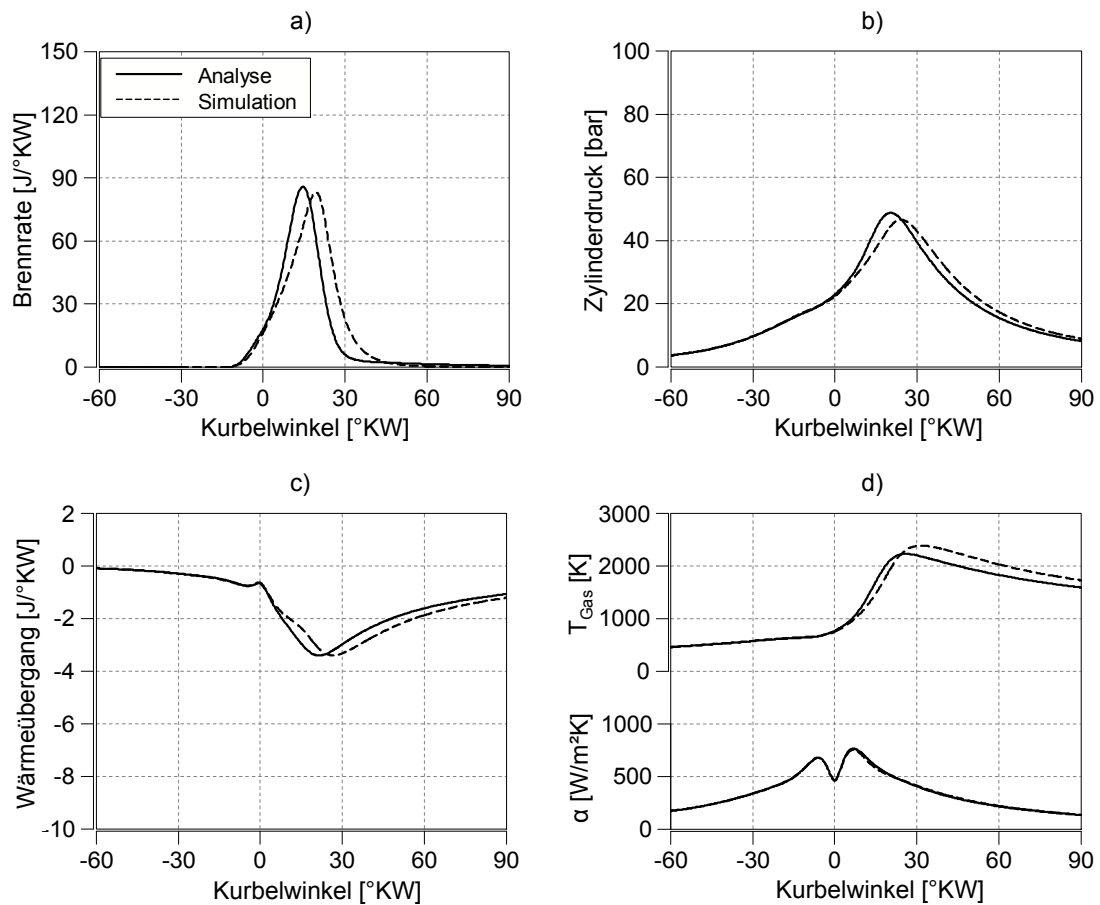


Abbildung 6.18: Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #10

- a) Brennrate
- b) Zylinderdruckverlauf
- c) Wandwärmeübergang
- d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizient

Tabelle 6.5 zeigt die Parameter eines Betriebspunktes mit 2000 min^{-1} und 0 bar effektivem Mitteldruck. Damit befindet sich dieser Punkt am oberen Ende des NEFZ-Drehzahlbereiches. Der Zündzeitpunkt ist nahe an der Aussetzergrenze möglichst früh gewählt. Mit $\lambda = 1.05$ ist das Kraftstoff-Luftgemisch etwas mager eingestellt, dadurch wird dem Modell die nötige Information über die Lambdaabhängigkeiten der

Verbrennung zur Verfügung gestellt. Die Brenndauer fällt an dieser Stelle (siehe Abbildung 6.19a) deutlich länger aus als beim zuvor betrachteten Betriebspunkt. Dieser Effekt ist typisch für einen quantitativ-geregelten Motor in der niedrigen Teillast und kann auf den hohen Restgasanteil (~15%) zurückgeführt werden. Weiters wurden auch die Medientemperaturen variiert um deren Abhängigkeiten zu erhalten.

Tabelle 6.5: Betriebsparameter von Variationspunkt #140

Parameter	Einheit	Wert
Drehzahl	min^{-1}	2000
Effektiver Mitteldruck	bar	0
Zündzeitpunkt	$^{\circ}\text{KW}$	-30
Lambda	-	1.05
Einlassnockenverstellung	$^{\circ}\text{KW}$	0
Ventilhubumschaltung	-	klein
Ladelufttemperatur	$^{\circ}\text{C}$	80
Kühlmitteltemperatur	$^{\circ}\text{C}$	90

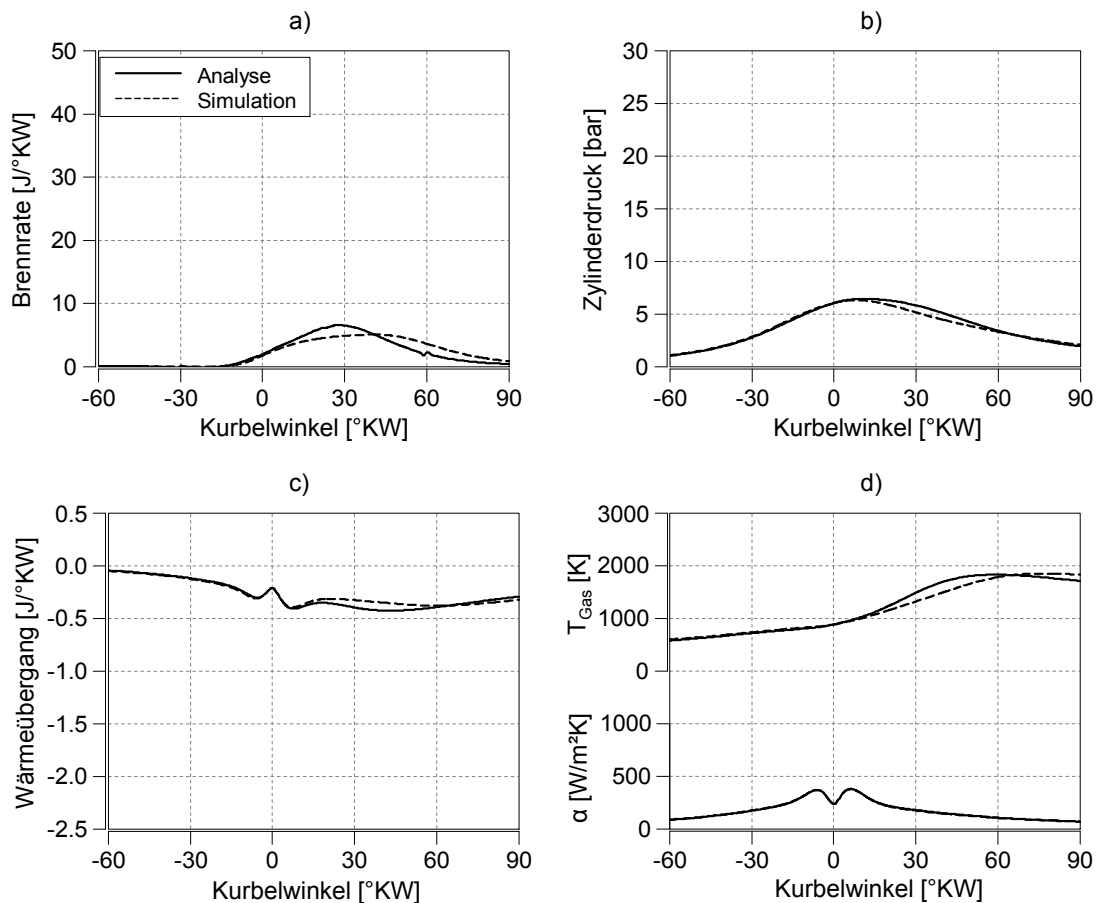


Abbildung 6.19: Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #140

- a) Brennratenverlauf
- b) Zylinderdruckverlauf
- c) Wandwärmeübergangverlauf
- d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizientverlauf

6 Methodik zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells

Obwohl der Verbrennungsschwerpunkt der Simulation etwas zu spät zu liegen kommt, können Zylinderdruck- und Wärmeübergangsverlauf gut wiedergegeben werden. Mögliche Ursachen für die längere Brenndauer können der vereinfacht scheibenförmig angenommen Brennraum oder, wie schon erwähnt, Abweichungen im verbrennungsrelevanten Turbulenzniveau sein. Bemerkenswert an dieser Stelle ist, dass sich die maximale Brennrates zum zuvor beschriebenen Betriebspunkt in Abbildung 6.18a um den Faktor 10 unterscheidet, was für die hohe Güte der Verbrennungssimulation spricht.

Tabelle 6.6 zeigt die Parameter eines Betriebspunktes mit 4500 min^{-1} und 10 bar effektivem Mitteldruck. Dieser Punkt befindet sich deutlich außerhalb des NEFZ-Drehzahlbereiches und dient der Parametrierung des Modells im sogenannten Extra-NEFZ-Bereich (siehe Abbildung 4.8). Die Kombination aus großem Ventilhub und deaktivierter Einlassnockenwellenverstellung ergibt eine Ventilüberschneidung in der Ladungswechselphase. Dadurch wird der Brennraum gespült und es stellt sich ein äußerst geringer Restgasgehalt ein ($\sim 2.5 \%$). Zusätzlich zum geringen Restgasgehalt trägt vor allem auch das hohe Turbulenzniveau dieses Betriebspunktes dazu bei, dass die kurbelwinkelbezogene Brenndauer, trotz der hohen Drehzahl, nahezu gleich bleibt. Der zugehörige Turbulenzverlauf kann Abbildung 6.15a entnommen werden.

Der Vergleich von Analyse und Simulation in Abbildung 6.21 zeigt, dass die Form des Brennverlaufs und somit auch die des Wärmeübergangs gut wiedergegeben werden kann. Dies ist ein Indiz dafür, dass der Zusammenhang zwischen Drehzahl, Turbulenz, und Flammengeschwindigkeit im Verbrennungsmodell passend abgebildet ist. Abbildung 6.20 zeigt zur Veranschaulichung eine zeitbasierte Gegenüberstellung der Brennrates von Variationspunkt #10 und #166 (1000 min^{-1} und 4500 min^{-1} , gleiche Last). Während diese beiden Betriebspunkte bei kurbelwinkelbasierter Darstellung eine ähnlich Form besitzen (Vergleiche Abbildung 6.18a und 6.21a) zeigt erst diese Darstellungsart, wie sehr sich die beiden Betriebspunkte voneinander unterscheiden. Dadurch kann der weite Einsatzbereich des Verbrennungsmodells vermittelt werden.

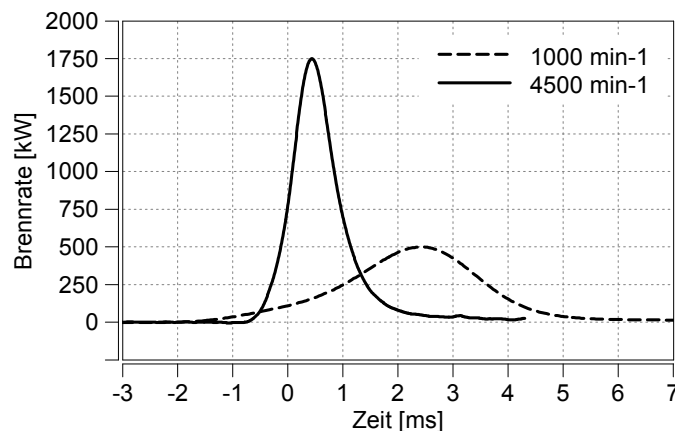


Abbildung 6.20: Zeitbasierte Darstellung der Brennrates für zwei Drehzahlen bei gleicher Last

Tabelle 6.6: Betriebsparameter von Variationspunkt #166

Parameter	Einheit	Wert
Drehzahl	min^{-1}	4500
Effektiver Mitteldruck	bar	10
Zündzeitpunkt	$^{\circ}\text{KW}$	-30
Lambda	-	1.05
Einlassnockenverstellung	$^{\circ}\text{KW}$	0
Ventilhubumschaltung	-	groß
Ladelufttemperatur	$^{\circ}\text{C}$	80
Kühlmitteltemperatur	$^{\circ}\text{C}$	65

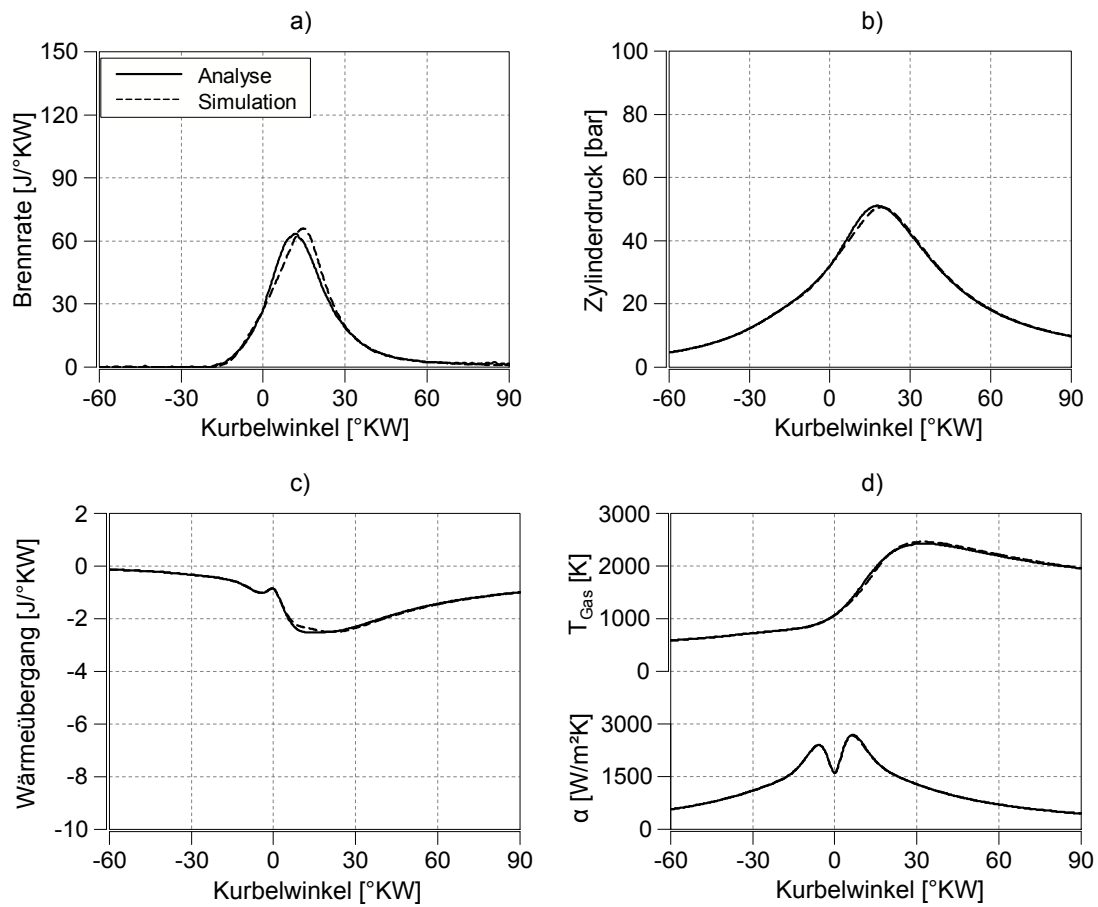


Abbildung 6.21: Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #166

- a) Brennraten
- b) Zylinderdruckverlauf
- c) Wandwärmeübergang
- d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizient

Zusammenfassung der Validierung des Verbrennungsmodells

Die Gegenüberstellung von Analyse und Simulation der angeführten Betriebspunkte zeigt, dass das Verbrennungsmodell grundlegende Zusammenhänge gut wiedergeben kann. So wird der Einfluss verschiedener Parameterkombinationen auf den Zylinderdruck- und Wärmeübergangsverlauf zufriedenstellend abgebildet. Eine quantitative Validierung aller Betriebspunkte der Parametervariationen erfolgt in Kapitel 7.2.1 anhand geeigneter Kenngrößen. Zusammenfassend lässt sich an dieser Stelle jedoch sagen, dass das im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelte Verbrennungsmodell über große Variationsbereiche gute Ergebnisse liefert.

Abschließend sollen an dieser Stelle auftretende Abweichungen und deren mögliche Ursachen kurz analysiert werden.

Die turbulente Flammengeschwindigkeit wird im Rahmen dieser Arbeit vereinfacht mit der über den Brennraum gemittelten turbulenten kinetischen Energie berechnet. Die Ergebnisse der 3D-CFD Rechnungen zeigen jedoch Inhomogenitäten im Turbulenzfeld, wodurch es stellenweise zu Abweichungen kommt. Eine Verbesserung könnte hier durch die Vorgabe der mittleren Turbulenz des Flammenfrontbereiches erreicht werden. Vergleichbares gilt auch für den gasseitigen Wandwärmeübergang, welcher ebenso auf das mittlere Turbulenzniveau zurückgreift. Für eine präzisere Abbildung der Zusammenhänge wäre an dieser Stelle die Vorgabe der wandnahen Turbulenz erforderlich. Inwieweit sich dadurch eine signifikante Verbesserung der Modellqualität erreichen ließe, konnte im Rahmen dieser Arbeit noch nicht untersucht werden.

Weitere Gründe für Abweichungen:

- Vereinfachte Annahme über hemisphärische Ausbreitung der Flammenfront
- Verschneidung der Flammenfront erfolgt mit absolut scheibenförmigem Brennraum
- Interaktion der Flammenfront mit Buchse über Abbruchfunktion
- Turbulenzeinfluss der Kraftstoffeinspritzung im Ansaughub wird vernachlässigt

Grundsätzlich werden bei nulldimensionalen Modellen örtliche Phänomene so einfach wie möglich und so detailliert wie nötig abgebildet. Dadurch ergibt sich neben der sehr kurzen Rechenzeit (< 2 Sekunden) eine vergleichsweise einfache Bedienung des Modells. Die hier angeführten Vereinfachungen sind Kompromisse und werden dahingehend zum Teil bewusst in Kauf genommen.

7 Modellanwendung und Verifikation

Um die Vorhersagequalität der beiden vorgestellten Methoden zu prüfen, werden die Modellergebnisse den Mess- und Analyseergebnissen des realen Prüfstandsversuchs gegenübergestellt. Dadurch kann eine Aussage über den Einsatzbereich abgeleitet und je nach Anwendungsfall eine Empfehlung über die anzuwendende Methode abgegeben werden.

Für eine isolierte Bewertung des Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells werden die benötigten Eingangsparameter (n , IMEP, λ , ...) direkt aus den Messdaten übernommen und den jeweiligen Polynomen vorgegeben. Diese Vorgehensweise hat den entscheidenden Vorteil, dass Folgefehler, die durch Abweichungen in anderen Teilmodellen (z.B. ECU-Modell) entstehen, vorerst ausgeschlossen werden können.

7.1 Empirisches Modell auf Basis von Messdaten

7.1.1 Verifikation des Modells

Tabelle 7.1 zeigt die Möglichkeiten zur Verifikation des empirischen Modells auf Basis von Messdaten (im Folgenden kurz *DoE-Modell* genannt) für die beiden Lastsituationen *stationärer Betriebspunkt* und *transienter Fahrzyklus*.

Tabelle 7.1: Möglichkeiten zur Verifikation der Modelle

Lastsituation	Wärmeeintrag	Kraftstoffverbrauch
Stationärer Betriebspunkt	DVA	Messung
Transienter Fahrzyklus	Leistungsbilanz	Messung

Für stationäre Betriebspunkte besteht die Möglichkeit das Wärmeeintragsmodell mit den Ergebnissen der Druckverlaufsanalyse (DVA) zu vergleichen. Bei transienten Fahrzyklen hingegen ist die Durchführung von Druckverlaufsanalysen nicht zu empfehlen. Die Dynamik der Fahrzyklen erlaubt keine exakte zeitliche Zuordnung der langsamen Messdaten (z.B. der angesaugten Luftmasse) zum aktuellen Zylinderdrucksignal, wodurch eine Druckverlaufsanalyse keine belastbaren Ergebnisse liefert. Alternativ kann zur Verifikation des gasseitigen Wärmeeintrags im Fahrzyklus eine kumulierte Leistungsbilanz angesetzt werden (vgl. Kapitel 3.1.1.1).

Für die Verifikation des Verbrauchsmodells kann sowohl im stationären Betrieb als auch im transienten Fahrzyklus die Verbrauchsmessung als Referenz herangezogen werden.

7.1.1.1 Verifikation in stationären Betriebspunkten

Im Folgenden sollen die beiden Modelle mit Hilfe von stationären Betriebspunkten verifiziert werden. Dafür stehen rund 250 Messpunkte aus den Parametervariationen sowie weitere 55 Kennfeldpunkte (mit ECU-Seriendatenstand) zur Verfügung.

Wärmeeintragsmodell

Unter der Voraussetzung ausreichend genauer Analyseergebnisse (vgl. Kapitel 2.3.1) bietet sich zur Beurteilung der Qualität des DoE-Modells eine Gegenüberstellung von Modellergebnis und Analyseergebnis (DVA) des jeweiligen Messpunktes an. Dazu können neben dem gesamten gasseitigen Wärmeeintrag auch die Einzelanteile (z.B. Wärmübergang am Zylinderkopf-Feuerdeck) gemäß der in Kapitel 3.1.1.2 vorgestellten Diskretisierung verifiziert werden. Zusätzlich zu den Modellstützstellen der Parametervariationen sind zur Kontrolle auch Kennfeldpunkte angeführt, welche nicht zur Bedatung des Modells herangezogen wurden [26].

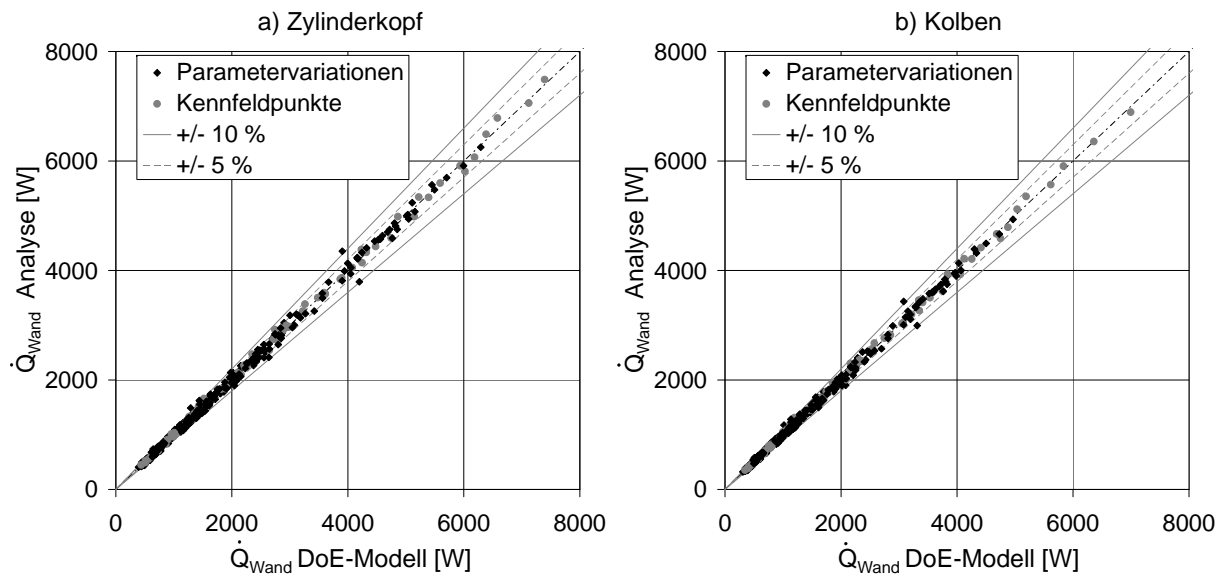


Abbildung 7.1: Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang am a) Zylinderkopf und b) Kolben

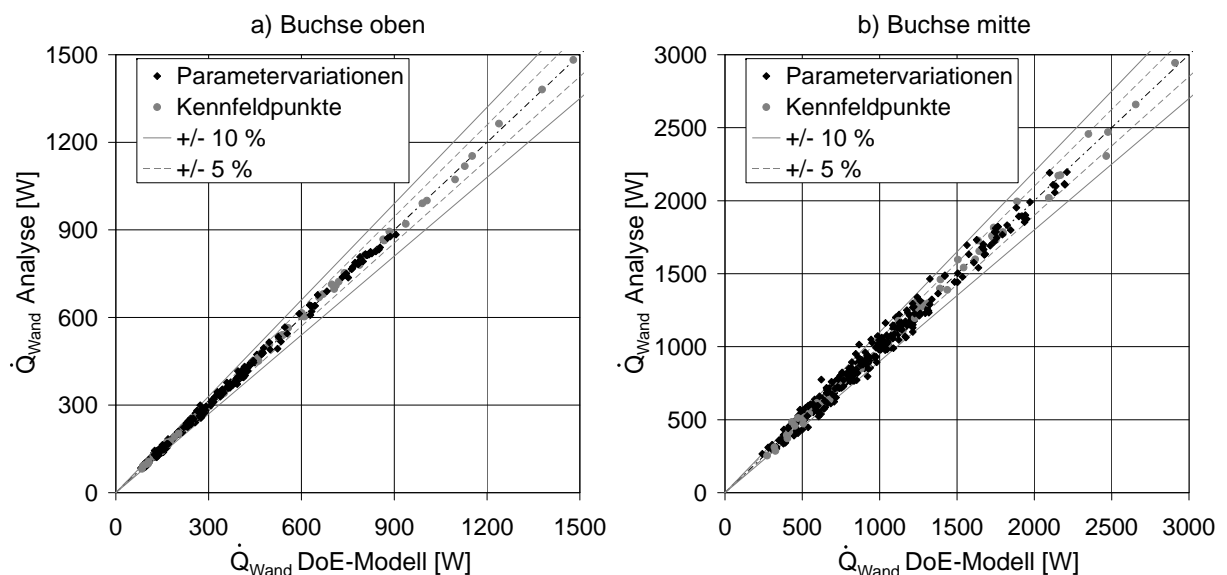


Abbildung 7.2: Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang an die Zylinderlaufbuchse a) oben und b) mitte

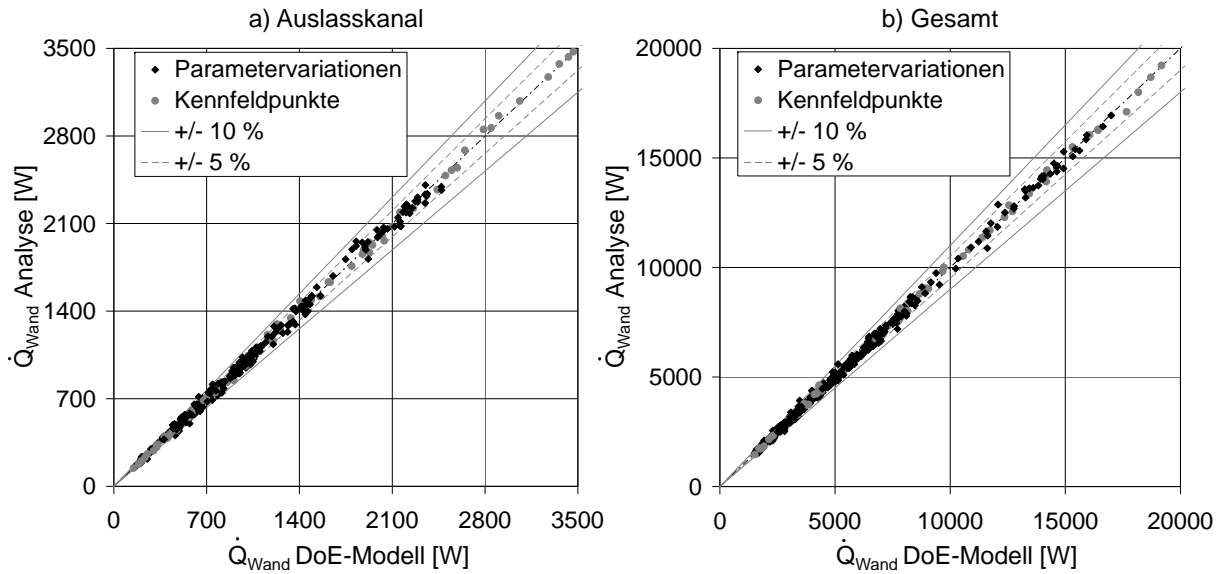


Abbildung 7.3: Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang a) im Auslasskanal und b) gesamt

Die Abbildungen 7.1 bis 7.3 zeigen den Vergleich der Messpunktanalyse und des Modellergebnisses eines repräsentativen Zylinders. Für die Bewertung sind je zwei Streubänder dargestellt ($\pm 5\%$ und $\pm 10\%$). Es zeigt sich, dass der Modellfehler des DoE-Modells größtenteils innerhalb des $\pm 5\%$ -Bereiches liegt. Die Anforderungen an das Wärmeeintragsmodell werden somit weitestgehend erfüllt (vgl. Kapitel 2.3.1). Lediglich die Ergebnisse des Abschnitts *Buchse mitte* streuen tendenziell etwas stärker. Dennoch lässt die Normalverteilung eine gute Wiedergabequalität erwarten [26].

Verbrauchsmodell

Abbildung 7.4 zeigt eine Gegenüberstellung der Verbrauchsmessung und des Modellergebnisses.

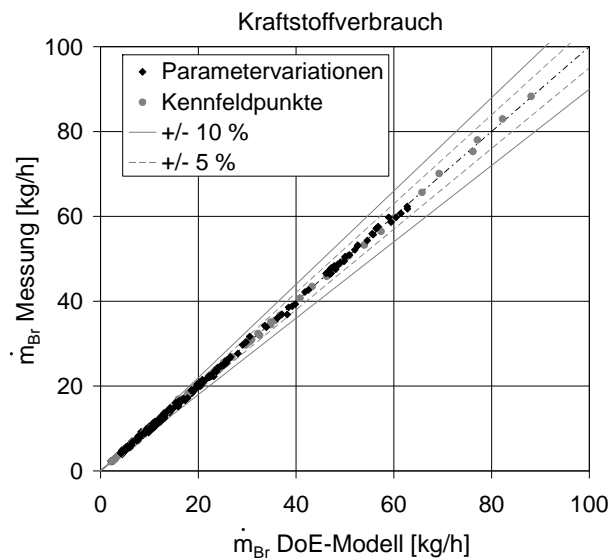


Abbildung 7.4: Kraftstoffverbrauchsmessung vs. DoE-Modellergebnis

Sowohl die Betriebspunkte der Parametervariationen, welche zur Bedatung des Modells vorgegeben wurden, als auch die Kennfeldpunkte werden mit hoher Genauigkeit wiedergegeben. Selbst Kennfeldmessungen bei hoher Last (Kraftstoffverbrauch > 60 kg/h) werden mit Abweichungen $< 5\%$ gut getroffen, obwohl diese Punkte nicht zu Parametrierung des Modells herangezogen wurden. Letzteres ist auch ein Indikator dafür, dass es sich hierbei um ein stabiles Modell handelt, welches eine Extrapolation der Last erlaubt. Auch wenn die in Kapitel 2.3 geforderte Genauigkeit von $\pm 0.5\%$ nicht für jeden einzelnen Betriebspunkt genau eingehalten werden kann, wird bei ganzheitlicher Betrachtung aller Betriebspunkte die Messung im Mittel gut wiedergegeben. Ob die geforderte Genauigkeit innerhalb der Fahrzyklen eingehalten werden kann, wird sich erst im anschließenden Unterkapitel zeigen.

Die existierenden Abweichungen der DoE-Modelle, sowohl des Wärmeeintrags- als auch des Kraftstoffverbrauchsmodells, beruhen auf der Tatsache, dass die erzeugten Polynome (2. Ordnung) die komplexen Zusammenhänge zwischen den Motorbetriebsparametern und den Ergebnisgrößen nicht zu 100% beschreiben können. Im Gegenzug sind diese äußerst einfach gehaltenen Polynome als relativ stabil anzusehen, wodurch eine Extrapolation über die Variationsgrenzen hinaus in gewissem Maße erlaubt ist. Eine Steigerung der Komplexität der Modelle (z.B. durch Erhöhung der Ordnungszahl) birgt die Gefahr eines sogenannten „Overfits“ (Überanpassung), wodurch zufällig auftretende Mess- und Analyseabweichungen vom Modell nachgebildet werden.

Es sei an dieser Stelle nochmal angemerkt, dass bei obigen Darstellungen die Ergebnisse der Druckverlaufsanalyse (bzw. der Kraftstoffverbrauchsmessung) als Referenz herangezogen werden. Auch hier sind gewisse Abweichungen zum „wahren Wert“ zu erwarten, zumal bei der Bestimmung der Ergebnisgrößen teilweise selbst auf Modelle (Wärmeübergangsbeziehung) zurückgegriffen wird bzw. diese mit Messfehlern behaftet sind. Durch gewissenhaftes Prüfen der Daten und durch geeignete Bilanzierungsverfahren können diese Fehler weitestgehend klein gehalten werden.

7.1.1.2 Verifikation in Fahrzyklen

Für die Verifikation der Modelle im transienten Anwendungsfall wurde der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) herangezogen. Der NEFZ besteht aus 4 aufeinanderfolgenden Stadtzyklen (je 195 Sekunden) und einem darauffolgenden Überlandzyklus (400 Sekunden). Das Geschwindigkeitsprofil kann Abbildung 7.5 entnommen werden.

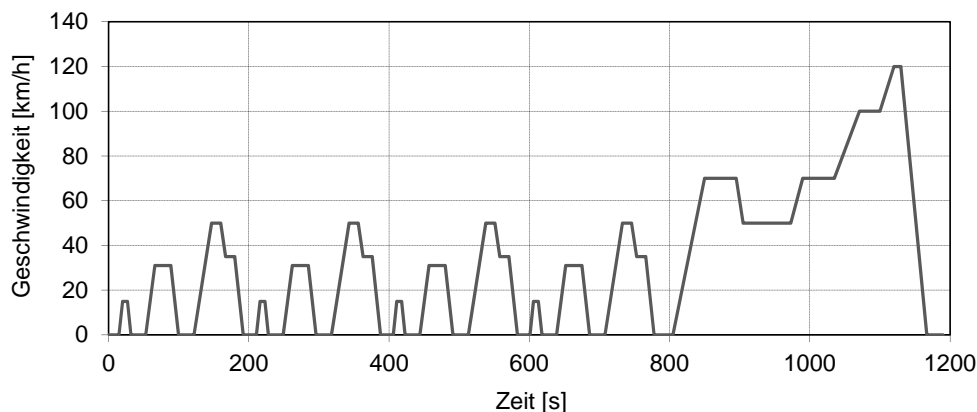


Abbildung 7.5: Neuer Europäischer Fahrzyklus - NEFZ

7 Modellanwendung und Verifikation

Der Versuchsträger wurde bei unterschiedlichen Starttemperaturen und zum Teil mit geänderten ECU-Datenständen innerhalb dieses Fahrzyklus am transienten Motorenprüfstand mehrfach untersucht. Dadurch besteht eine breite Messdatenbasis anhand derer die Modelle verifiziert werden können.

Tabelle 7.2 zeigt jene Varianten des NEFZ, welche für die Verifikation der Modelle zur Verfügung stehen. Grundsätzlich wurde der Versuchsträger mit dem zum Untersuchungszeitpunkt aktuellsten ECU-Datenstand (EU5) betrieben. Die Bezeichnung EU5 gilt dabei in Anlehnung an die zu erfüllende Euro-5-Abgasnorm der Europäischen Union. Ausgehend von dieser Basis wurden unter anderem Datenstandsvariationen durchgeführt. So greift der Versuch *NEFZ 20°C EU4* auf den Vorgängerdatenstand zurück, der sich unter anderem durch den Wegfall der Motor-Start-Stopp Automatik unterscheidet. Bei den Fahrzyklen *NEFZ 20°C ZZP-Offset* und *NEFZ 20°C Lambda-Offset* wurden die angegebenen Parameter über weite Strecken des Zyklus mit einem konstanten Versatz betrieben. Variationen der Motor-Starttemperatur erfolgten ausgehend von der 20°C-Basisvariante mit den Versuchen *NEFZ betriebswarm* und *NEFZ minus 20°C*. Letzterer zeichnet sich neben der äußerst tiefen Starttemperatur durch die aufgehobene Motor-Start-Stopp Automatik aus, welche vom Motorsteuergerät aufgrund von Batterieladestand und Temperaturniveau eigenständig deaktiviert wurde.

Tabelle 7.2: Vermessene Varianten des NEFZ

Bezeichnung	T _{Start}	MSA *	Bemerkung
NEFZ 20°C	20°C	Ja	Basis (EU5)
NEFZ betriebswarm	95°C	Ja	Betriebswarmer Start
NEFZ minus 20°C	-20°C	Nein	Tieftemperaturstart
NEFZ 20°C EU4	20°C	Nein	ECU-Datenstandsänderung (EU4)
NEFZ 20°C ZZP-Offset **	20°C	Ja	Zündzeitpunkt 5°KW nach spät
NEFZ 20°C Lambda-Offset **	20°C	Ja	10 % Kraftstoffanreicherung

* Motor-Start-Stopp Automatik

** auf Basis EU5

Wärmeeintragsmodell

Wie bereits erwähnt, besteht in transienten Fahrzyklen nicht die Möglichkeit Ergebnisse von Druckverlaufsanalysen heranzuziehen um das Modell zu verifizieren. Alternativ kann jedoch eine Leistungsbilanz für jeden Zeitschritt berechnet werden (vgl. Kapitel 3.1.1.1). Durch Integration über die Zeit kann ein Vergleich mit der kumulierten Kraftstoffenergie vorgenommen werden (siehe Abbildung 7.6).

7 Modellanwendung und Verifikation

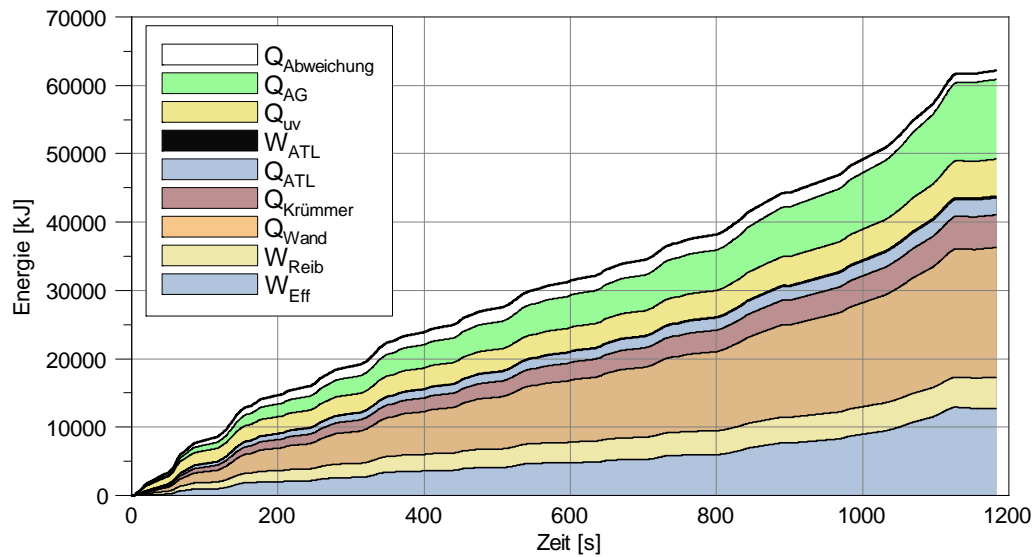


Abbildung 7.6: Kumulierte Leistungsbilanz im NEFZ bei -20°C Starttemperatur unter Verwendung des DoE-Modells

Die jeweiligen Anteile dieser Bilanz lassen sich wie folgt bestimmen:

W_{Eff}	Effektive Arbeit an der Motorabtriebswelle; Bestimmung mittels Drehmoment-Messflansch
W_{Reib}	Verrichtete Reibarbeit des Versuchsträgers; Bestimmung durch Zylinderdruckindizierung aller Zylinder und Drehmoment-Messung
Q_{Wand}	Gasseitiger Wärmeeintrag im Brennraum und im Auslasskanal des Zylinderkopfes; Berechnung mit Hilfe des Wärmeeintragsmodells
$Q_{\text{Krümmer}}$	Wärmeeintrag des Abgases in den Abgaskrümmer; Berechnung über Bauteiltemperaturverlauf des Krümmers
Q_{ATL}	Wärmeeintrag des Abgases in das Turbinengehäuse des ATL; Berechnung über Bauteiltemperaturverlauf des Turbinengehäuses
W_{ATL}	Verrichtete Arbeit an der Läuferwelle des ATL; Näherungsweise Bestimmung über Verdichtung der Ladeluft
Q_{uv}	Energie des unvollständig und unvollkommen verbrannten Kraftstoffs nach der Turbine; Bestimmung durch Abgasanalyse
Q_{AG}	Enthalpie des Abgases nach der Turbine; Bestimmung durch Abgastemperaturmessung
$Q_{\text{Abweichung}}$	Bilanzabweichung; Abweichung zwischen der eingebrachten Energie (Brennstoff + Ladeluft) und den aufsummierten Einzelanteilen

Der in Abbildung 7.6 dargestellte *NEFZ minus 20°C* hat eine Bilanzabweichung von -1.6% am Ende des Fahrzyklus. Eine analoge Anwendung dieser Vorgehensweise auf alle Fahrzyklen erlaubt eine quantitative Bewertung des Wärmeeintragsmodells.

Abbildung 7.7 zeigt neben der Bilanzabweichung der einzelnen Fahrzyklen zusätzlich eine daraus er-

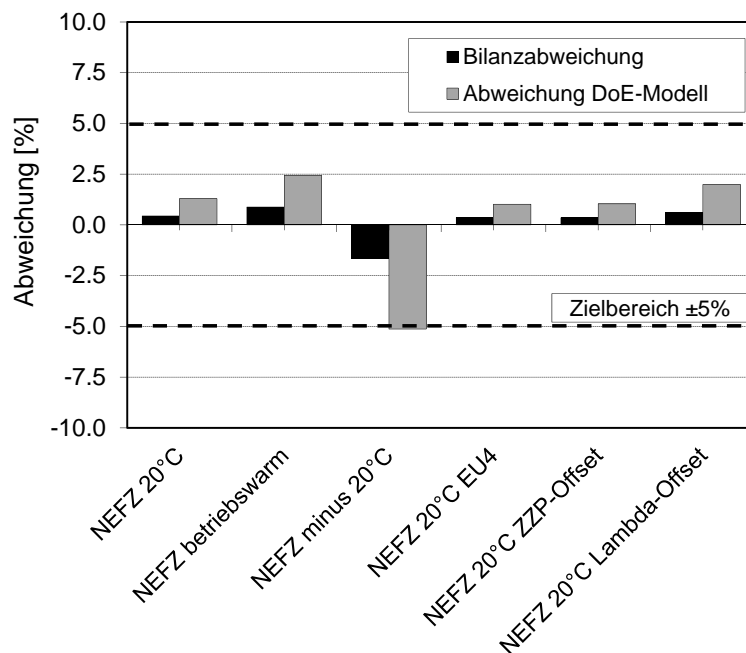


Abbildung 7.7: Bilanz- und Wärmeeintragsabweichungen am Ende der untersuchten Fahrzyklen unter Verwendung des DoE-Modells

mittelte Abweichung des DoE-Wärmeeintragsmodells¹. Darüber hinaus ist die geforderte Genauigkeit an den Wärmeeintrag mit $\pm 5\%$ im Diagramm dargestellt (vgl. Kapitel 2.3.1). Das Modell erfüllt diese Anforderungen über weite Strecken sehr gut, lediglich der Versuch *NEFZ minus 20°C* befindet sich mit -5.1% an der Grenze der zulässigen Abweichung.

Die Verifikation des empirischen Wärmeeintragsmodells auf Basis von Messdaten zeigt sowohl bei Betrachtung der stationären Betriebspunkte als auch im transienten Fahrbetrieb gute Ergebnisse. Dabei können unterschiedliche Starttemperaturen und auch geänderte ECU-Datenstände größtenteils mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden. Einzig der Fahrzyklus *NEFZ minus 20°C* kann die gestellten Anforderung knapp nicht erfüllen. Als Grund für die erhöhte Abweichung kann die fehlende Datenbasis in diesem Temperaturbereich angeführt werden, wodurch es zu Extrapolationsfehlern des DoE-Modells kommt. Dieser Versuch besitzt aber ohnehin bei Motorwarmlaufuntersuchungen eine eher untergeordnete Bedeutung und dient hauptsächlich der Identifizierung der Einsatzgrenzen. Somit kann der Modellierungsansatz dieses Teilmodells für die Gesamtsimulation freigegeben werden. Eine Interpretation der Vor- und Nachteile dieser Methode erfolgt in Kapitel 8.

Verbrauchsmodell

Die Verifikation des empirischen Verbrauchsmodells innerhalb der Fahrzyklen gestaltet sich im Vergleich zum Wärmeeintragsmodell ungleich einfacher. An dieser Stelle kann als Referenz direkt auf die Kraftstoffverbrauchsmessung zurückgegriffen werden.

¹Die Berechnung der Abweichung des Wärmeeintragsmodells geschieht unter der Annahme, dass die Bilanzabweichung ausschließlich vom Wärmeeintragsmodell verursacht wird. Somit müssen sämtliche Mess- und Berechnungsfehler der restlichen Bilanzanteile weitestgehend ausgeschlossen werden. Aus diesem Grund ist eine sorgfältige Applikation der Messtechnik eine Grundvoraussetzung für diese Methode.

Abbildung 7.8 zeigt eine Gegenüberstellung von Messung und Simulation des aktuellen und des kumulierten Kraftstoffverbrauchs im NEFZ mit 20°C Starttemperatur. Dabei stellt sich eine Verbrauchsabweichung von -0.1% am Ende des Fahrzyklus ein.

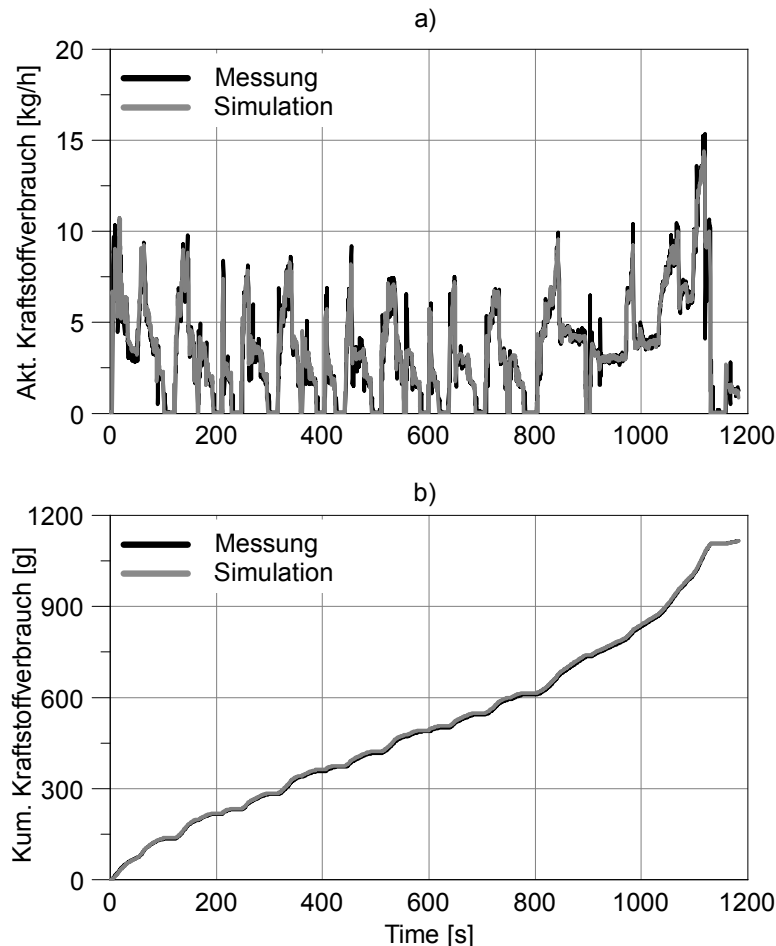


Abbildung 7.8: Vergleich zwischen Messung und Simulation (DoE-Modell) im NEFZ 20°C des a) aktuellen Kraftstoffverbrauchs und b) kumulierten Kraftstoffverbrauchs

Eine analoge Anwendung dieser Vorgehensweise auf alle untersuchten Fahrzyklen liefert die Ergebnisse in Abbildung 7.9. An dieser Stelle wird der kumulierte Kraftstoffverbrauch der Messung und der Simulation am Ende des jeweiligen Fahrzyklus gegenübergestellt. Zusätzlich zum Absolutverbrauch wurde die relative Abweichung zwischen Simulation und Messung mit Hilfe der Sekundärachse dargestellt. Die Abweichungen des empirischen Verbrauchsmodells liegen größtenteils innerhalb des gekennzeichneten $\pm 0.5\%$ -Zielbereiches (vgl. Kapitel 2.3). Für den Fahrzyklus *NEFZ minus 20°C* ergibt sich ein Fehler $> 0.5\%$.

7 Modellanwendung und Verifikation

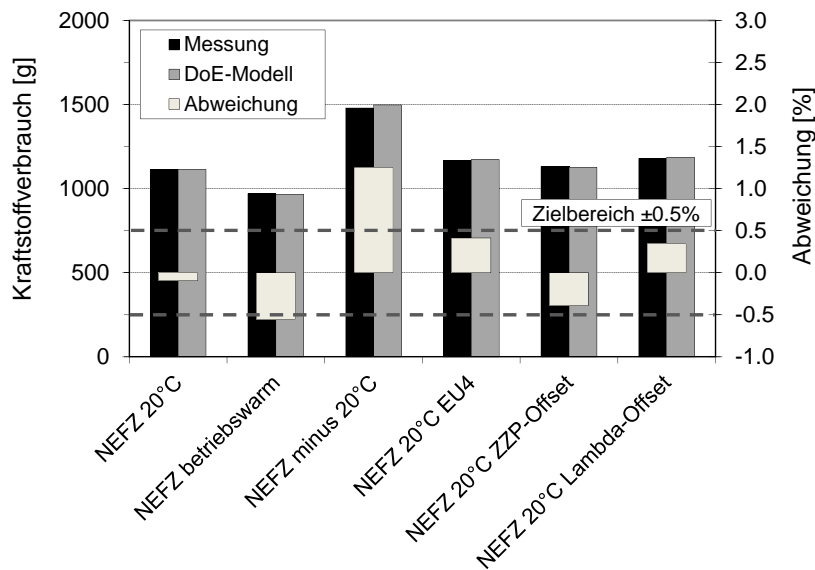


Abbildung 7.9: Ergebnisse des DoE-Verbrauchsmodells in den untersuchten Fahrzyklen

Die erhöhte Abweichung des Tieftemperaturversuchs ist in erster Linie auf die schwierigen Bedingungen nach Motorstart zurückzuführen. So muss der Versuchsträger bis zum Erreichen der Betriebstemperatur der Lambda-Sonden vorgesteuert, d.h. ohne Lambda-Regelung, betrieben werden. Um eine gesicherte Verbrennung darzustellen, wird in dieser Betriebsart grundsätzlich mit Kraftstoffüberschuss gefahren. Zusätzlich verlangt die Kaltstartanreicherung eine weitere Anfechtung des Gemisches, weshalb sich λ -Werte < 0.7 ergeben (siehe Abbildung 7.10). Diese Betriebsbedingungen liegen deutlich außerhalb des Bedatungsbereiches des DoE-Modells, weshalb es zu dieser Abweichung kommt.

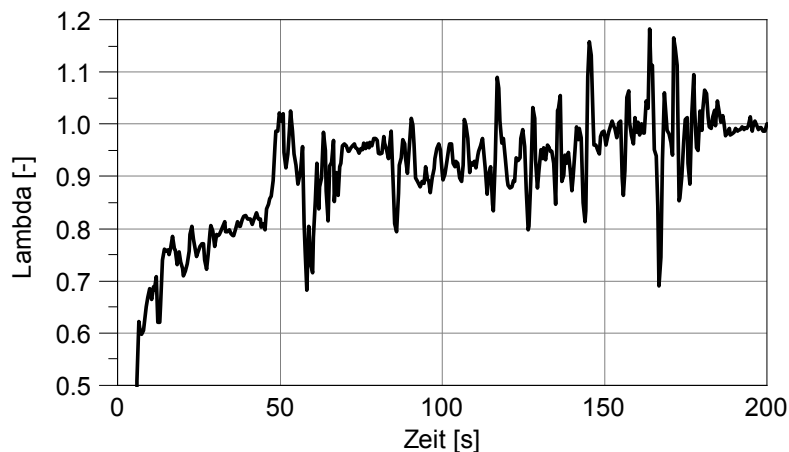


Abbildung 7.10: Lambda-Verlauf in den ersten 200 Sekunden des NEFZ bei -20°C

Prinzipiell bestünde die Möglichkeit, das Modell auch in diesem Betriebsbereich, z.B. mit Messdaten aus stationären Tieftemperaturwarmläufen, zu bedaten. Der Zusammenhang zwischen Verbrauch und Lambda würde für extrem fette Betriebspunkte dadurch vom Modell besser abgebildet werden können. Im Zuge der Modellabstimmung hat sich jedoch gezeigt, dass dies zu Lasten der Qualität des Modells im Bereich von $\lambda=1$ geht. Aus diesem Grund wurde auf eine Umsetzung dieser Abstimmungsvariante

verzichtet.

Sofern ein spezielles Interesse an Tieftemperaturuntersuchungen besteht, könnte hier ein eigener Modellbereich erstellt werden. Dazu müsste ein Messplan speziell für diese Betriebsbedingungen generiert und am Prüfstand zusätzlich untersucht werden. Eine Koppelung mit dem Hauptmodell wäre mit geeigneten Übergangsfunktionen bewerkstellbar. In diesem Fall würde man von einem neuronalen Netz sprechen.

Grundsätzlich zeigt die Verifikation des empirischen Verbrauchsmodells sowohl bei Betrachtung der stationären Betriebspunkte als auch im transienten Fahrbetrieb gute Ergebnisse. Dabei können sowohl geänderte ECU-Datenstände als auch gemäßigte Temperaturvariationen mit hoher Genauigkeit wiedergegeben werden.

7.1.2 Sensitivitätsanalysen

Nachfolgend sollen unter Verwendung der entwickelten Modelle die Auswirkungen einzelner Variationen auf den gaseitigen Wärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch dargestellt werden, um so die einzelnen Zusammenhänge besser greifbar zu machen. Bei diesen Untersuchungen wird der jeweils angegebene Parameter variiert, alle weiteren Parameter werden konstant gehalten.

Gaseitiger Wärmeeintrag

Abbildung 7.11 und 7.12 zeigen die relative Änderung des gesamten gaseitigen Wärmeeintrags bei Variation der Parameter Last und Drehzahl ausgehend vom Basispunkt (Bildmitte). Dabei ergibt sich eine starke, nahezu lineare Erhöhung des Wärmeeintrags mit steigender Last (Abbildung 7.11a) und der Drehzahl (Abbildung 7.11b). Deutlich geringer ist der Einfluss des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses Lambda auf

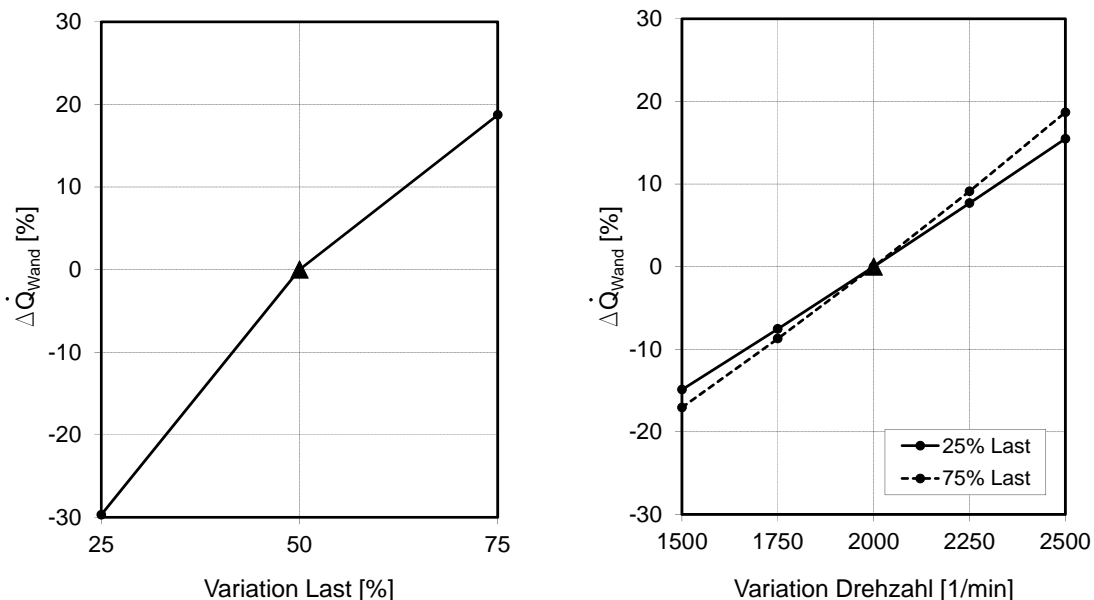


Abbildung 7.11: Einfluss von Last und Drehzahl auf den Wärmeübergang

den Wärmeeintrag (Abbildung 7.12a). Das Maximum des Wärmeeintrags liegt lastunabhängig zwischen Lambda 0.9 und 0.95. Dies ist auf die erhöhte Flammengeschwindigkeit, einhergehend mit einem kürzerem Zündverzug, zurückzuführen, wodurch sich ein höheres Druck- und Temperaturniveau in der für

7 Modellanwendung und Verifikation

den Wärmeübergang maßgeblichen Phase um den oberen Totpunkt einstellt. In Abbildung 7.12b wird die Sensitivität des Wärmeübergangs bei Variation der Kühlmitteltemperatur dargestellt. Da die treibende Temperaturdifferenz zwischen Gas und Brennraumwand nur unwesentlich beeinflusst wird, bewirkt eine variierte Kühlmitteltemperatur nur geringfügige Änderungen am gaseitigen Wärmeeintrag.

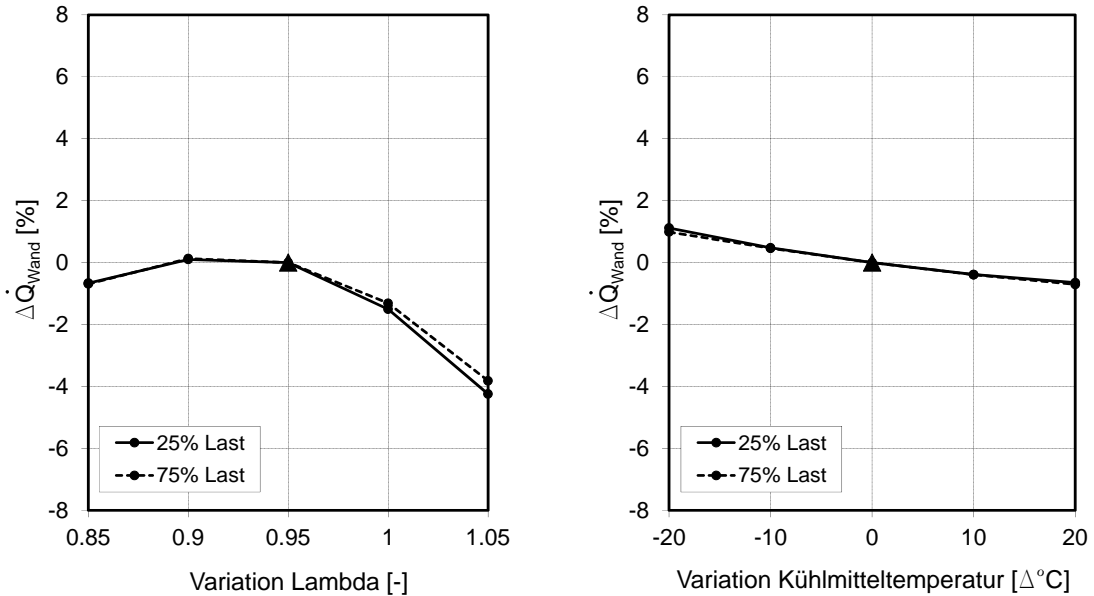


Abbildung 7.12: Einfluss von Lambda und Kühlmitteltemperatur auf den Wärmeübergang

Ein weiterer Einflussparameter auf den gaseitigen Wärmeübergang von Ottomotoren ist der Zündzeitpunkt. So werden bei Kaltstarts teilweise sehr späte Zündzeitpunkte eingestellt, um durch Erhöhung der Abgasenthalpie ein rasches Aufheizen des Katalysators zu bewirken.

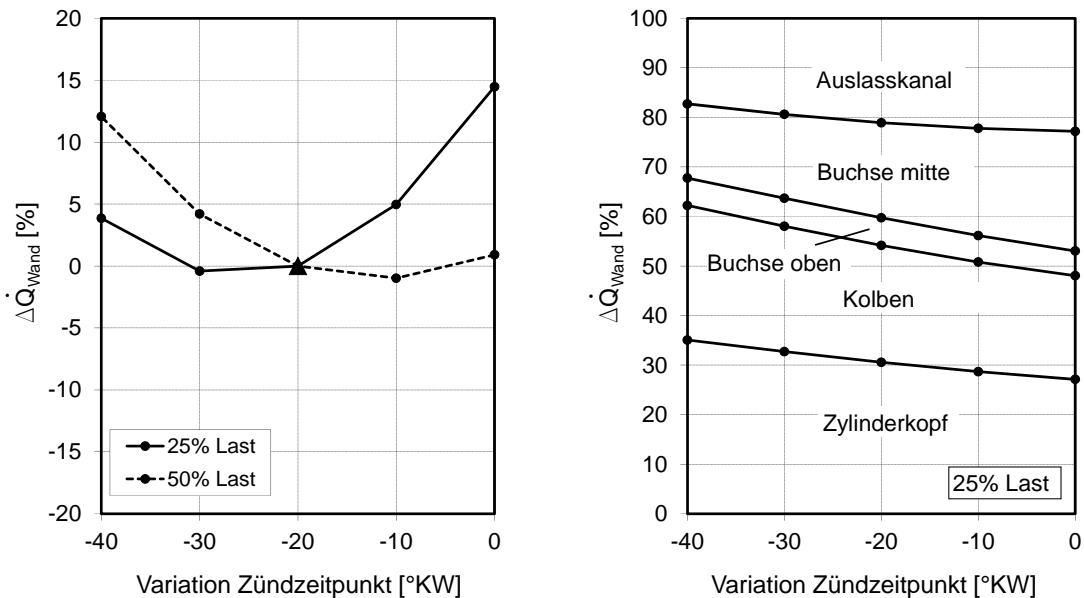


Abbildung 7.13: Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Wärmeübergang

Abbildung 7.13a zeigt den Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Wärmeeintrag. Die Minima liegen lastspezifisch bei unterschiedlichen Zündzeitpunkten, jedoch bei gleichen Verbrennungsschwerpunkten. Ursächlich hierfür sind der höhere Zündverzug und die geringere Brenngeschwindigkeit bei niedrigen Lasten. Bei Betrachtung der Aufteilung des gasseitigen Wärmeeintrags (Abbildung 7.13b) wird der Effekt einer späten Schwerpunktlage der Verbrennung sichtbar. Dabei verschiebt sich der Wärmeeintrag von Feuerdeck und Kolben in Richtung Auslasskanal und Buchse mitte. Der Grund für den relativen Anstieg von Buchse mitte kann damit erklärt werden, dass zu späteren Zeitpunkten der Kolben die Oberfläche der Buchse immer mehr freigibt. Infolgedessen steigt der Wärmeeintrag dieses Buchsenabschnittes. Der erhöhte Anteil des Wärmeübergangs im Auslasskanal ist auf die steigende Abgastentalpie bei später Zündung zurückzuführen.

Kraftstoffverbrauch

Analog zu den Betrachtungen des Wärmeeintrags werden in den folgenden Darstellungen die Auswirkungen einzelner Variationen auf den Kraftstoffverbrauch dargestellt.

Abbildung 7.14a zeigt den Effekt einer Lastvariation. Bei Steigerung der indizierten Last von 50% auf 75%, was einer relativen Zunahme von 50% entspricht, steigt der Kraftstoffverbrauch um 44% an. Der vergleichsweise geringere Mehrverbrauch ist auf den verbesserten inneren Wirkungsgrad zurückzuführen. Der Einfluss einer Drehzahlvariation auf den Kraftstoffverbrauch für zwei Lasten geht aus Abbildung 7.14b hervor. Auch hier stellt sich ein nahezu linearer Zusammenhang ein.

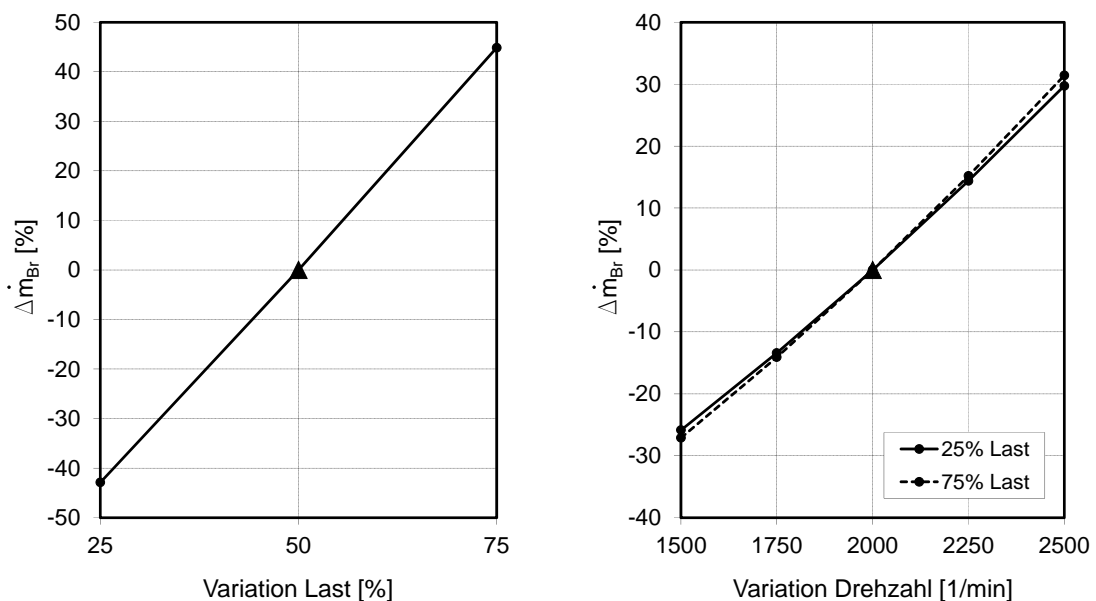


Abbildung 7.14: Einfluss von Last und Drehzahl auf den Kraftstoffverbrauch

Abbildung 7.15a zeigt den Einfluss des Kraftstoff-Luft-Verhältnisses Lambda auf den Kraftstoffverbrauch. Für Lambda < 1 steigt der Kraftstoffverbrauch naturgemäß an. Für leicht magere Betriebspunkte stellt sich ein Verbrauchsoptimum ein. Die Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch bei Variation des Zündzeitpunktes sind in Abbildung 7.15b dargestellt. Für die zwei untersuchten Lastpunkte ergibt sich ein Optimum bei einem Zündzeitpunkt von 30° bis 40° KW vor OT. Für sehr späte Zündzeitpunkte, wie sie zur Erhöhung der Abgastentalpie eingestellt werden, ergibt sich ein deutlicher Mehrverbrauch.

7 Modellanwendung und Verifikation

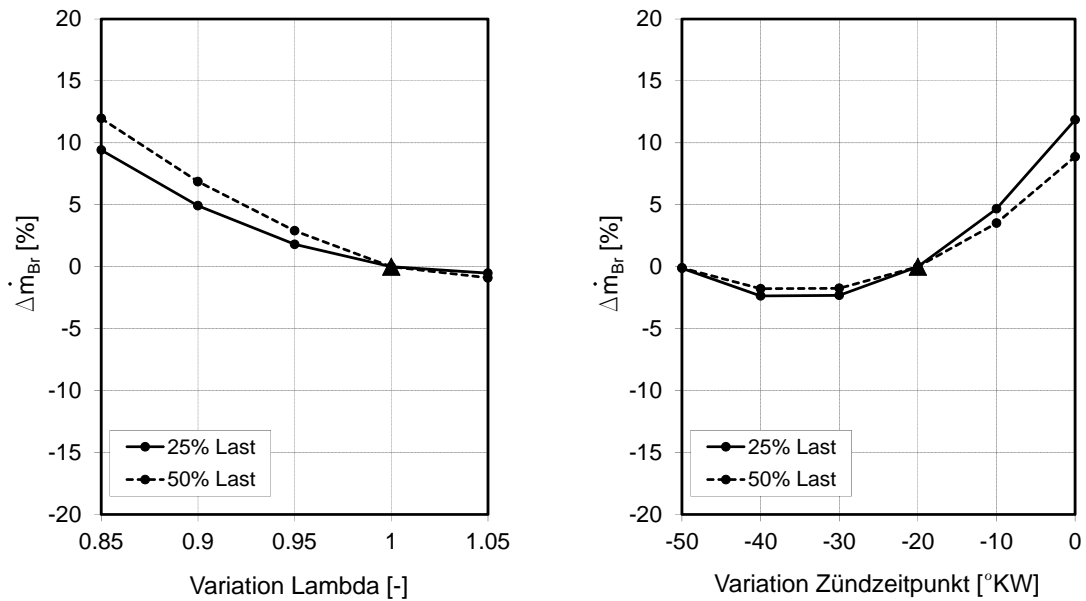


Abbildung 7.15: Einfluss von Lambda und Zündzeitpunkt auf den Kraftstoffverbrauch

Bei Variation des Einlassnockenwellenverstellung (Abbildung 7.16a) kann keine allgemeingültige Aussage getroffen werden. Je nach Last stellen sich gegensätzliche Effekte bei Variation dieses Parameters ein. Während bei geringen Lasten eine erhöhte Ventilüberschneidungsdauer (durch Verstellen der Einlassnockenwelle Richtung früh) zum Rücksaugen von Abgas aus dem Auslasskanal und somit zu einem erhöhten Restgasanteil führt, dreht sich dieser Effekt mit steigender Last wieder um. Die Veränderung des Restgasanteils wirkt sich auf den inneren Wirkungsgrad und in weiterer Folge auf den Kraftstoffverbrauch aus.

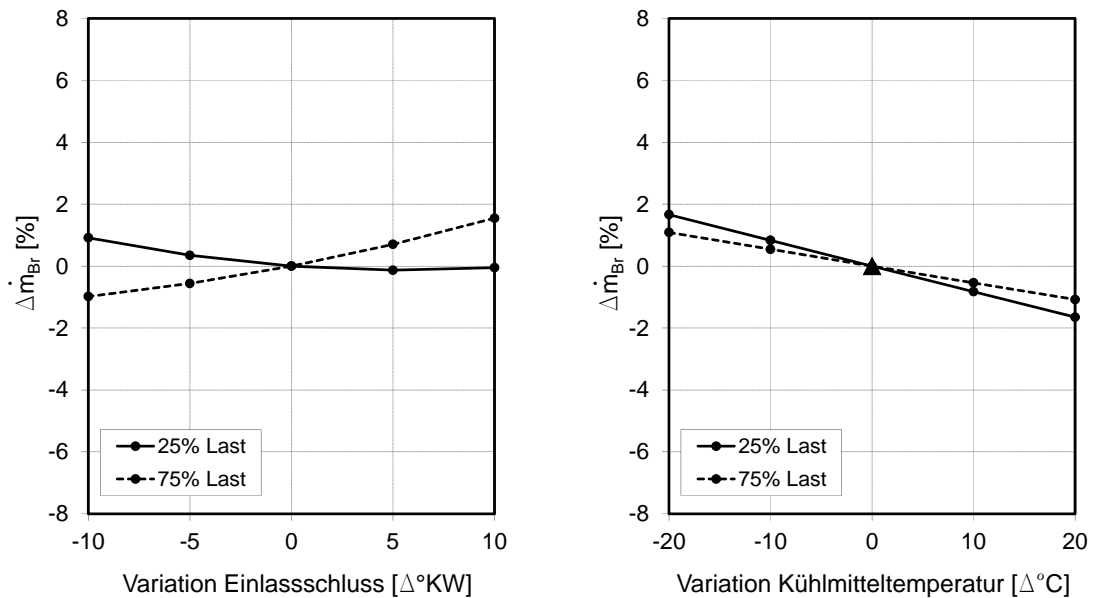


Abbildung 7.16: Einfluss von Einlassschluss und Kühlmitteltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch

Abbildung 7.16b zeigt den Einfluss einer Kühlmitteltemperaturvariation. Diese Variation bewirkt eine

Anhebung bzw. Absenkung der gesamten Strukturtemperatur des Versuchsträgers und in weiterer Folge der Ladungstemperatur bei Einlassschluss. Mit steigender Ladungstemperatur steigt die Reaktionsfreudigkeit des Kraftstoff-Luft-Gemisches. Es kommt zu einer effizienteren Umsetzung des Kraftstoffes, wodurch sich eine Kraftstoffeinsparung einstellt.

7.2 Physikalisch basiertes Modell auf Basis von Simulationsergebnissen

Nachdem die Ergebnisse des empirischen Modells auf Basis von Messdaten (*DoE-Modell*) ausführlich gezeigt und analysiert wurden, sollen in diesem Abschnitt die Ergebnisse des physikalisch basierten Modells auf Basis von Simulationsergebnissen (*DoS-Modell*) betrachtet werden. Hierfür wird das Modell zuerst mit Mess- und Analysedaten verifiziert, um festzustellen, wie gut Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch hinsichtlich ihrer Absolutwerte getroffen werden.

In einem zweiten Schritt werden die Relativaussagen unterschiedlicher Fahrzyklen betrachtet. So wird beispielsweise der relative Mehrverbrauch eines Tieftemperaturversuchs im Vergleich zur 20°C-Basisvariante simulatorisch untersucht und mit den Erkenntnissen des empirischen Modells bzw. der Messung verglichen. Letzteres ist von entscheidender Bedeutung, da bei Wärmemanagement-Maßnahmen häufig Relativaussagen gefordert werden.

7.2.1 Verifikation des Modells

Analog zum DoE-Modell werden sowohl Wärmeeintrag als auch Kraftstoffverbrauch in den beiden Lastsituationen *stationärer Betriebspunkt* und *transienter Fahrzyklus* untersucht (vgl. Tabelle 7.1).

7.2.1.1 Verifikation in stationären Betriebspunkten

Für die Verifikation der Modelle im stationären Lastfall werden die Betriebspunkte der Parametervariationen und der Kennfeldmessung (ECU-Seriendatenstand) betrachtet. Dadurch können die Ergebnisse der Prüfstanduntersuchungen als Vergleichsreferenz verwendet werden. Bei zufriedenstellender Qualität des DoE-Modells könnten alternativ auch die DoE-Ergebnisse von nicht vermessenen Betriebspunkten als Referenz herangezogen werden. Auf eine Umsetzung dieser Variante wurde aufgrund der breiten Messdatenbasis verzichtet.

Wärmeeintragsmodell

Die Validierung des DoS-Wärmeeintragsmodells erfolgt durch Gegenüberstellung von Modellergebnis und Analyseergebnis (DVA) der jeweiligen Betriebspunkte. An dieser Stelle beruht das Modellergebnis auf jenen Polynomen, welche mit Hilfe der Ergebnisse des Verbrennungsmodells erstellt wurden. Neben den Modellstützstellen der Parametervariationen, sind zur Kontrolle auch Kennfeldpunkte angeführt, welche nicht zur Bedatung des Modells herangezogen wurden. Für eine objektive Bewertung sind erneut zwei Streubänder dargestellt ($\pm 5\%$ und $\pm 10\%$).

7 Modellanwendung und Verifikation

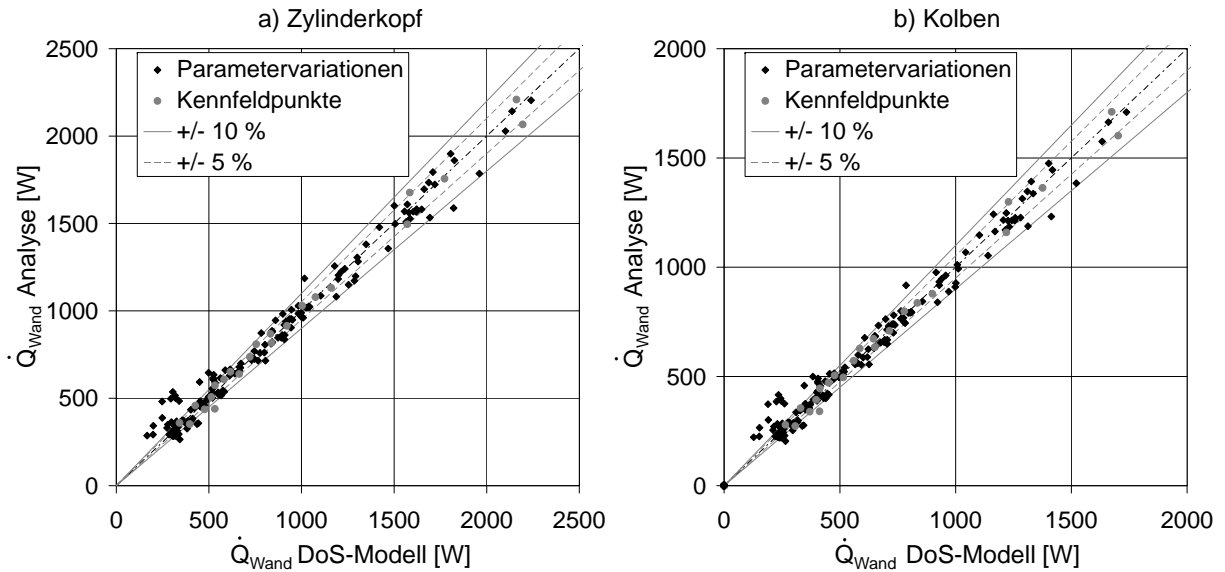


Abbildung 7.17: Messpunktanalyse vs. DoS-Modellresultat für den Wärmeübergang am a) Zylinderkopf und b) Kolben

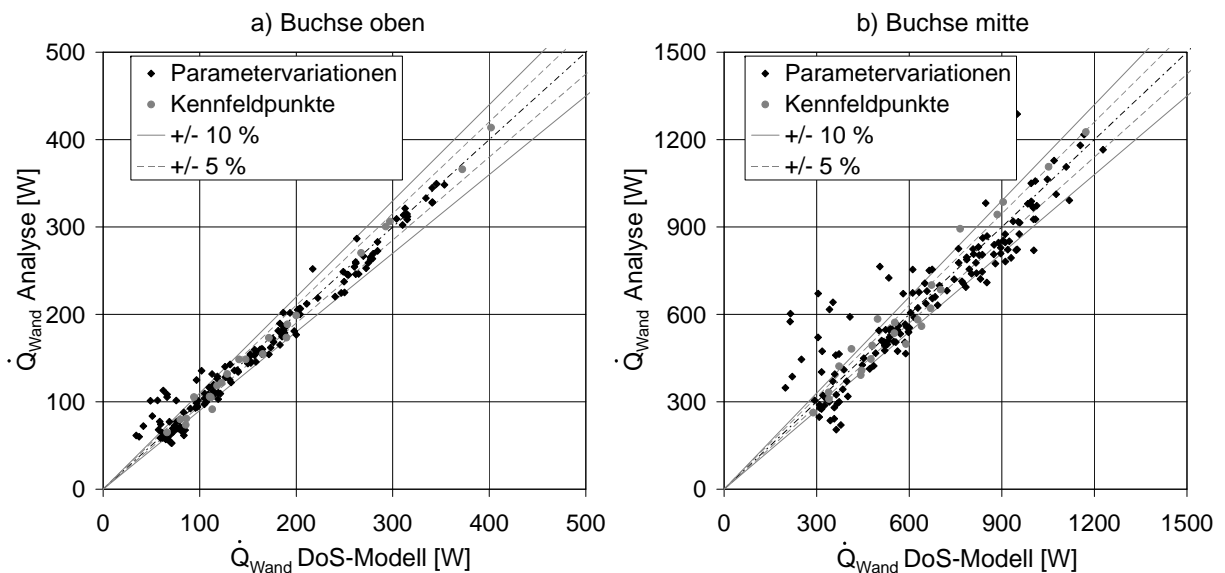


Abbildung 7.18: Messpunktanalyse vs. DoS-Modellresultat für den Wärmeübergang an die Zylinderlaufbuchse a) oben und b) mitte

Die Abbildungen 7.17 bis 7.19 zeigen, dass die Modellabweichung im Vergleich zum DoE-Modell ansteigt. Während die Abweichung des DoE-Modells (Abbildungen 7.1 bis 7.3) rein darauf basieren, dass das verwendete mathematische Modell die „Realität“ (= Analyse) nicht exakt beschreiben kann, überlagert sich an dieser Stelle ein zusätzlicher Fehler, der auf Abweichungen des Verbrennungsmodells zurückzuführen ist. Vor allem niedriglastige Betriebspunkte mit sehr späten Zündzeitpunkten (nach OT) werden nicht exakt vorhergesagt. Diese Abweichungen sind vor allem im Wärmeübergang des mittleren Buchsenabschnitts (Abbildung 7.18b) und im Auslasskanal des Zylinderkopfes (Abbildung 7.19a) ersichtlich.

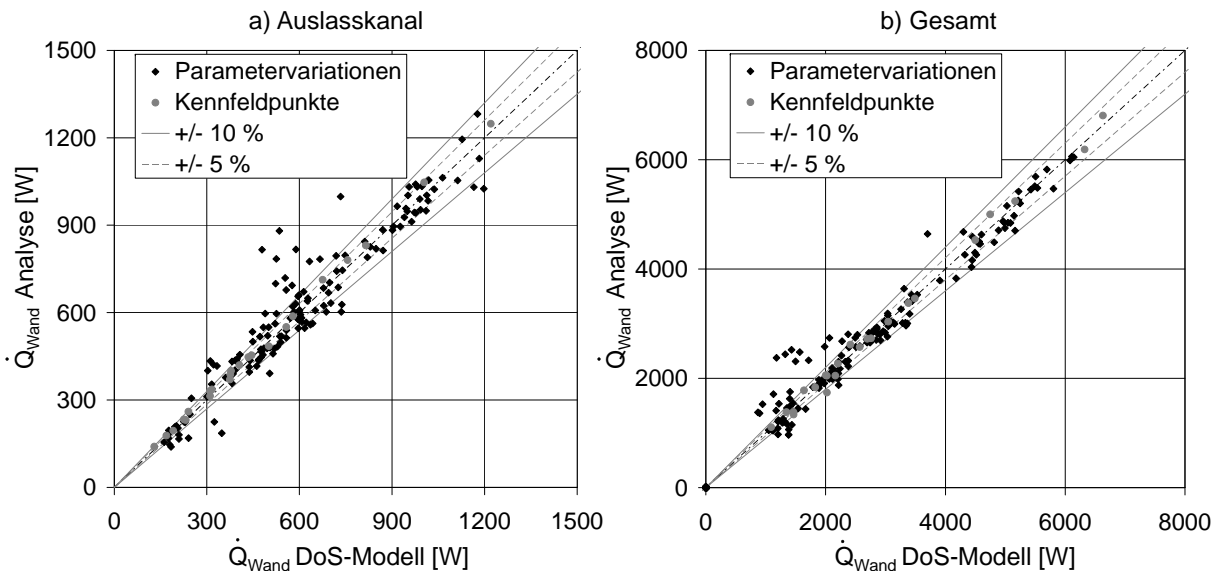


Abbildung 7.19: Messpunktanalyse vs. DoS-Modellergebnis für den Wärmeübergang a) im Auslasskanal und b) gesamt

Eine detaillierte Analyse aller Ergebnisse lässt erkennen, dass in erster Linie Betriebspunkte am Rande des Parameterraumes Verbesserungspotenzial besitzen. Bei Betrachtung der Kennfeldpunkte zeigt sich hingegen, dass ein Großteil dieser Punkte mit einer Genauigkeit von $\pm 5\%$ wiedergegeben werden kann. Ursächlich hierfür ist die gute Qualität des Verbrennungsmodells bei der Simulation von Variationspunkten, die im Parameterraum eher zentral liegen und dadurch den Parametereinstellungen des ECU-Basisdatenstandes sehr nahe kommen. Infolgedessen ist auch die Wiedergabequalität der Polynome in diesen Betriebsbereichen vergleichsweise höher.

Um die Qualität des DoS-Modells auch in den Randbereichen zu erhöhen, empfiehlt es sich bei künftigen Modellerstellungen, den Variationsbereich an den belastbaren Bereich des Verbrennungsmodells genau anzupassen. Die Simulationsabweichungen würden dadurch in erster Linie durch Extrapolationsfehler hervorgerufen werden, welche voraussichtlich geringer sind.

Verbrauchsmodell

Zur Beurteilung der Qualität des DoS-Verbrauchsmodells in den stationären Betriebspunkten wird in Abbildung 7.20 in der üblichen Darstellungsform eine Gegenüberstellung des Modellergebnisses und des Analyseergebnisses vorgenommen.

Das simulationsbasierte Verbrauchsmodell zeigt durchwegs positive Ergebnisse. Zwar steigen im niedrigen Teillastbereich die Abweichungen der Parametervariationspunkte zum Teil über die $\pm 10\%$ - Grenze an, bei ganzheitlicher Betrachtung kann trotzdem von einer passablen Qualität gesprochen werden. Darüber hinaus zeigt der Vergleich der Kennfeldpunkte, dass die grundsätzlichen Zusammenhänge wiedergegeben werden können, auch wenn die Ergebnisse teilweise recht deutlich von der geforderten Genauigkeit ($\pm 0.5\%$) abweichen. Wie sich die vorhandenen Modellfehler auf die zu untersuchenden Fahrzyklen auswirken, wird im folgenden Unterkapitel analysiert.

7 Modellanwendung und Verifikation

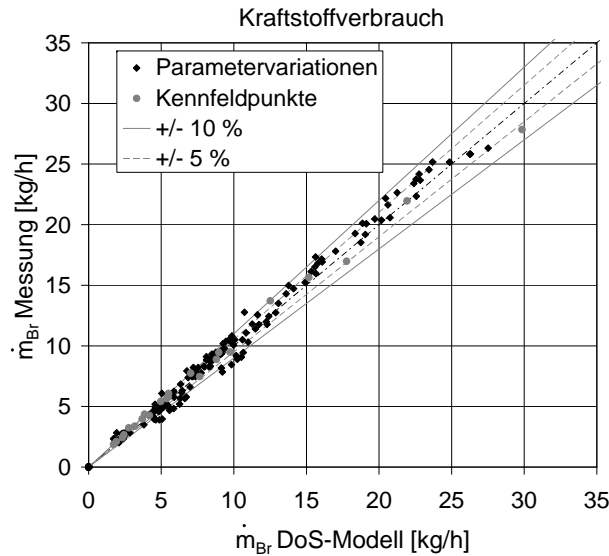


Abbildung 7.20: Kraftstoffverbrauchsmessung vs. DoS-Modellergebnis

7.2.1.2 Verifikation in Fahrzyklen

Für die Verifikation der DoS-Modelle werden erneut die in Tabelle 7.2 angegebenen Varianten des NEFZ untersucht.

Wärmeeintragsmodell

Zur Validierung des simulationsbasierten Wärmeeintragsmodells wird im transienten Fahrzyklus, wie auch beim DoE-Modell, eine über die Zeit integrierte Leistungsbilanz erstellt. Abbildung 7.21 zeigt den Versuch *NEFZ minus 20°C*, welcher am Ende des Fahrzyklus eine Bilanzabweichung von -2.5% hat.

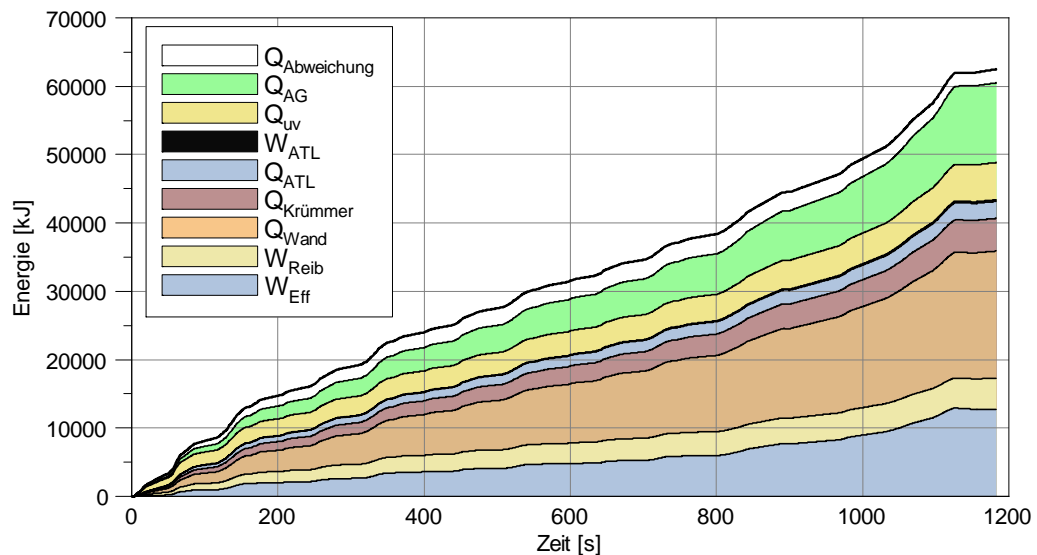


Abbildung 7.21: Kumulierte Leistungsbilanz im NEFZ bei -20°C Starttemperatur unter Verwendung des DoS-Modells

Analog kann diese Vorgehensweise auf alle Fahrzyklen angewandt werden. Die zugehörigen Ergebnisse werden in Abbildung 7.22 durch die schwarzen Balken veranschaulicht. Darüber hinaus besteht auch die Möglichkeit einer Umrechnung der Bilanzabweichung auf einen Wärmeeintragsfehler. Dies geschieht unter der Annahme, dass der Bilanzierungsfehler rein durch den Wärmeeintrag verursacht wird¹. Die Ergebnisse dieser Vorgehensweise werden durch die grauen Balken quantifiziert. Weiters ist auch der definierte Zielbereich zur Erfüllung der Genauigkeitsanforderungen an den Wärmeeintrag mit $\pm 5\%$ dargestellt. Bei Betrachtung des Versuchs *NEFZ minus 20°C* zeigt sich beispielsweise eine Wärmeeintragsabweichung von -7.7% am Ende des Zyklus, somit kann die geforderte Genauigkeit an dieser Stelle nicht eingehalten werden.

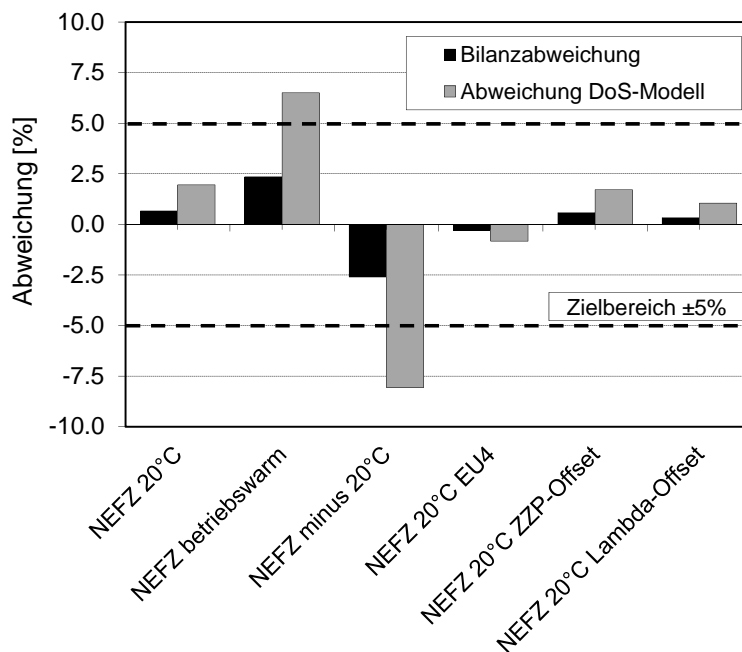


Abbildung 7.22: Bilanz- und Wärmeeintragsabweichungen am Ende der untersuchten Fahrzyklen unter Verwendung des DoS-Modells

Eine Analyse aller Fahrzyklen in Abbildung 7.22 zeigt, dass das simulationsbasierte Wärmeeintragsmodell unterschiedliche ECU-Datenstände innerhalb der gewünschten Toleranzen wiedergeben kann. Demgegenüber können Variationen der Starttemperatur, welche anhand der Versuche *NEFZ betriebswarm* und *NEFZ minus 20°C* untersucht werden, vom simulationsbasierten Modell nicht zufriedenstellend dargestellt werden und es ergeben sich Abweichungen $> 5\%$. Ursächlich hierfür ist, dass die Temperaturabhängigkeit der Flammgeschwindigkeit im Verbrennungsmodell nicht ausreichend genau abgebildet wird. Infolgedessen wird bei tiefen Temperaturen eine zu geringe Anhebung und bei hohen Temperaturen eine zu geringe Minderung des Wärmeeintrags im Vergleich zur 20°C-Basisvariante prognostiziert. In weiterer Folge werden diese nicht exakt aufgelösten Zusammenhänge bei der Bildung der DoS-Polynome berücksichtigt. Darüber hinaus kommt hier jener Effekt zu tragen (wie schon beim DoE-Modell), dass das DoS-Modell nicht für den Tieftemperaturbereich parametrisiert wurde, wodurch es zusätzlich zu Extrapolationsfehlern kommt.

¹Bei dieser Methode müssen sämtliche Mess- und Berechnungsfehler der restlichen Bilanzanteile weitestgehend ausgeschlossen werden. Dahingehend ist eine sorgfältige Applikation der Messtechnik eine Grundvoraussetzung für diese Methode.

Verbrauchsmodell

Für die Verifikation des simulationsbasierten Verbrauchsmodells wird im transienten Fahrzyklus wiederum auf die Kraftstoffverbrauchsmessung zurückgegriffen.

Abbildung 7.23 zeigt eine Gegenüberstellung von Messung und Simulation (DoS-Modell) des aktuellen und des kumulierten Kraftstoffverbrauchs im NEFZ mit 20°C Starttemperatur. Am Ende des Fahrzyklus stellt sich eine Verbrauchsabweichung von -6.1% ein.

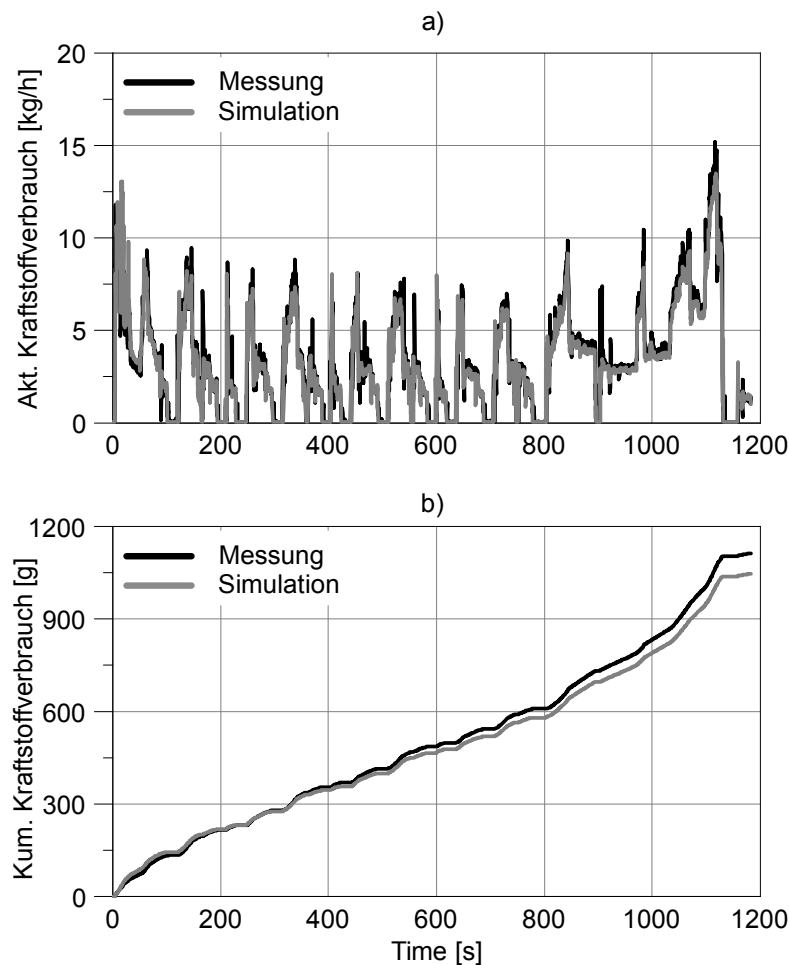


Abbildung 7.23: Vergleich zwischen Messung und Simulation (DoS-Modell) im NEFZ 20°C des a) aktuellen Kraftstoffverbrauchs und b) kumulierten Kraftstoffverbrauchs

Nach Auswertung aller Fahrzyklen stellt sich eine mittlere Abweichung von -6.3% für das simulationsbasierte Verbrauchsmodell ein. Bei genauer Analyse zeigt sich, dass vor allem Teillastpunkte vom DoS-Modell tendenziell unterbewertet werden und somit zu einem Minderverbrauch am Ende des Fahrzyklus führen. Dieser Trend deckt sich auch mit den Ergebnissen der stationären Kennfeldpunkte in Abbildung 7.20, wo besagte Punkte (~5 kg/h) um rund 10% zu niedrig ausfallen.

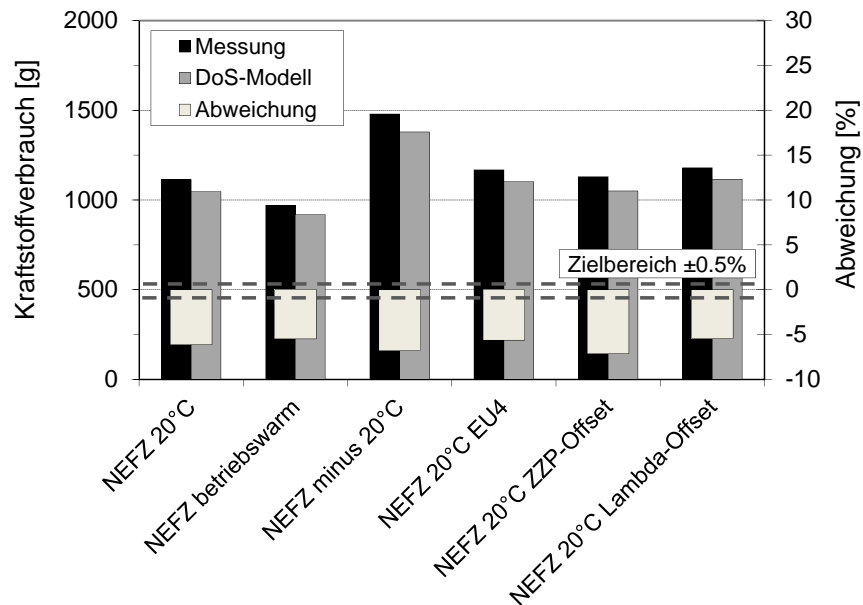


Abbildung 7.24: Ergebnisse DoS-Verbrauchsmodell in den untersuchten Fahrzyklen

Somit ist das simulationsbasierte Verbrauchsmodell mit dem aktuellen Entwicklungsstand nicht dafür geeignet, Aussagen über den absoluten Kraftstoffverbrauch in Fahrzyklen zu tätigen. Die Abweichungen liegen deutlich außerhalb des angestrebten $\pm 0.5\%$ -Zielbereiches. Da bei der Bewertung von Maßnahmen aber vorrangig Relativaussagen gefordert werden, lassen die gleichbleibenden Abweichungen eine gute Vorhersagbarkeit der relativen Änderung einer Maßnahme erwarten. Eine Anwendung dieser Vorgehensweise soll in folgendem Abschnitt erfolgen.

7.3 Modellvergleich durch Betrachtung der Relativaussagen von NEFZ-Varianten

Wie bereits erwähnt, ist bei der Bewertung von Wärmemanagement-Maßnahmen in erster Linie die Darstellbarkeit der relativen Änderung einer Variante (=Maßnahme) im Vergleich zur Ausgangsbasis gefragt. Das bedeutet, dass eine exakte Wiedergabe diverser Absolutwerte (z.B. absoluter Kraftstoffverbrauch) oft nicht zwingend erforderlich ist, so lange die relative Änderung (z.B. relative Kraftstoffeinsparung) richtig wiedergegeben wird. Aus diesem Grund soll in den folgenden Untersuchungen der Fokus auf die Darstellbarkeit dieser sogenannten Relativaussagen gelegt werden. Vor allem für das DoS-Modell könnte hier ein potenzieller Anwendungsbereich gefunden werden, nachdem sich im vorangegangenen Kapitel gezeigt hat, dass Absolutaussagen mit diesem Modell nur bedingt getätigt werden können.

7.3.1 Einfluss der NEFZ-Varianten auf den Wärmeeintrag

In den folgenden Abbildung werden die Unterschiede im Wärmeeintrag zwischen zwei NEFZ-Varianten mit den beiden entwickelten Modellen (DoE- und DoS-Modell) bzw. mit den Messergebnissen dargestellt [25]. So kann überprüft werden, inwieweit veränderte Bedingungen zur Bewertung der Varianten wiedergegeben werden können. Exemplarisch soll ein detaillierter Vergleich der Fahrzyklen *NEFZ minus 20°C* und *NEFZ 20°C* angestellt werden, um so die Analyse- und Interpretationsmöglichkeiten aufzuzeigen.

Abbildung 7.25 zeigt den Verlauf des gaseitigen Wandwärmeeintrags für die Starttemperaturen $+20^{\circ}\text{C}$ und -20°C im NEFZ. Das obere Bild (Abbildung 7.25a) stellt die unterschiedliche Wiedergabe dieser beiden Zyklen mit dem DoE-Modell, das untere Bild (Abbildung 7.25b) mit dem DoS-Modell dar. Auf eine Darstellung des über die Leistungsbilanz berechneten Wärmeeintrags (Kapitel 3.1.1.1) wurde aufgrund des prinzipbedingt verrauschten Signals an dieser Stelle verzichtet.

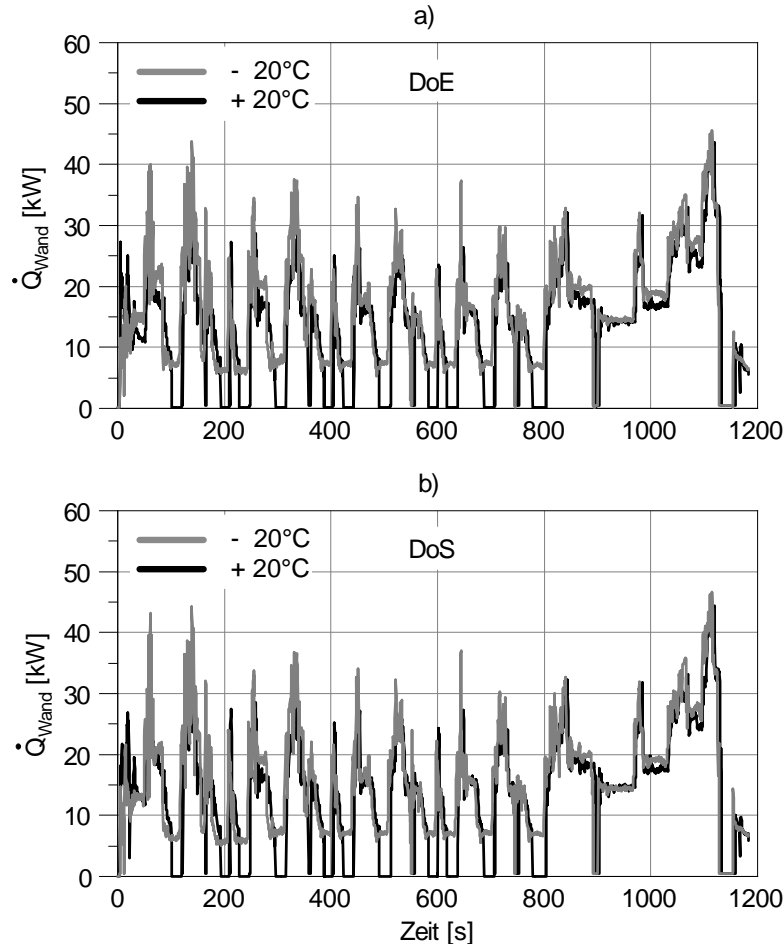


Abbildung 7.25: Aktueller Wärmeeintrag bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und dem b) DoS-Modell

Es zeigt sich, dass die infolge des niedrigen Temperaturniveaus erhöhte Reibung eine Anhebung des indizierten Mitteldrucks verlangt, wodurch der gaseitige Wärmeeintrag des Versuchs *NEFZ minus 20°C* kontinuierlich leicht über dem der 20°C -Basisvariante zu liegen kommt. Weiters spielen auch applikatorische Eingriffe während der Warmlaufphase eine Rolle. So wird bei der Basisvariante zu Beginn des Fahrzyklus (~ 50 Sekunden) mit extrem späten Zündzeitpunkten (nach OT) die Abgasenthalpie zur Beheizung des Katalysators erhöht, was zusätzlich zu einer Erhöhung des Wärmeeintrags im Brennraum führt. Bei der Tieftemperaturvariante wird auf solche Maßnahmen verzichtet, da es in erster Linie einen stabilen Motorlauf sicherzustellen gilt. Aus dem selben Grund wird an dieser Stelle auch die Motor-Start-Stop Automatik vom Steuergerät eigenständig deaktiviert.

Bei Integration der Verläufe aus Abbildung 7.25 über die Zeit erhält man die kumulierten Wandwärmeeinträge in Abbildung 7.26. Zusätzlich ist an dieser Stelle auch das Ergebnis der Leistungsbilanz dargestellt (Abbildung 7.26a). Das DoE-Modell (Abbildung 7.26b) zeigt bei dieser Darstellungsform

am Ende des NEFZ einen relativen Unterschied von rund 18.7% zwischen den beiden Starttemperaturen. Das DoS-Modell (Abbildung 7.26b) kann den Effekt ebenfalls wiedergeben, auch wenn der relative Unterschied zwischen den beiden Starttemperaturen etwas geringer ausfällt (14.7%). Im Vergleich zum Referenzergebnis der Leistungsbilanz (26.7%) zeigen aber beide Modellvarianten einen sichtbar geringeren Effekt. Grund dafür ist die nicht fehlerlos abgebildete Temperaturabhängigkeit der beiden Modelle.

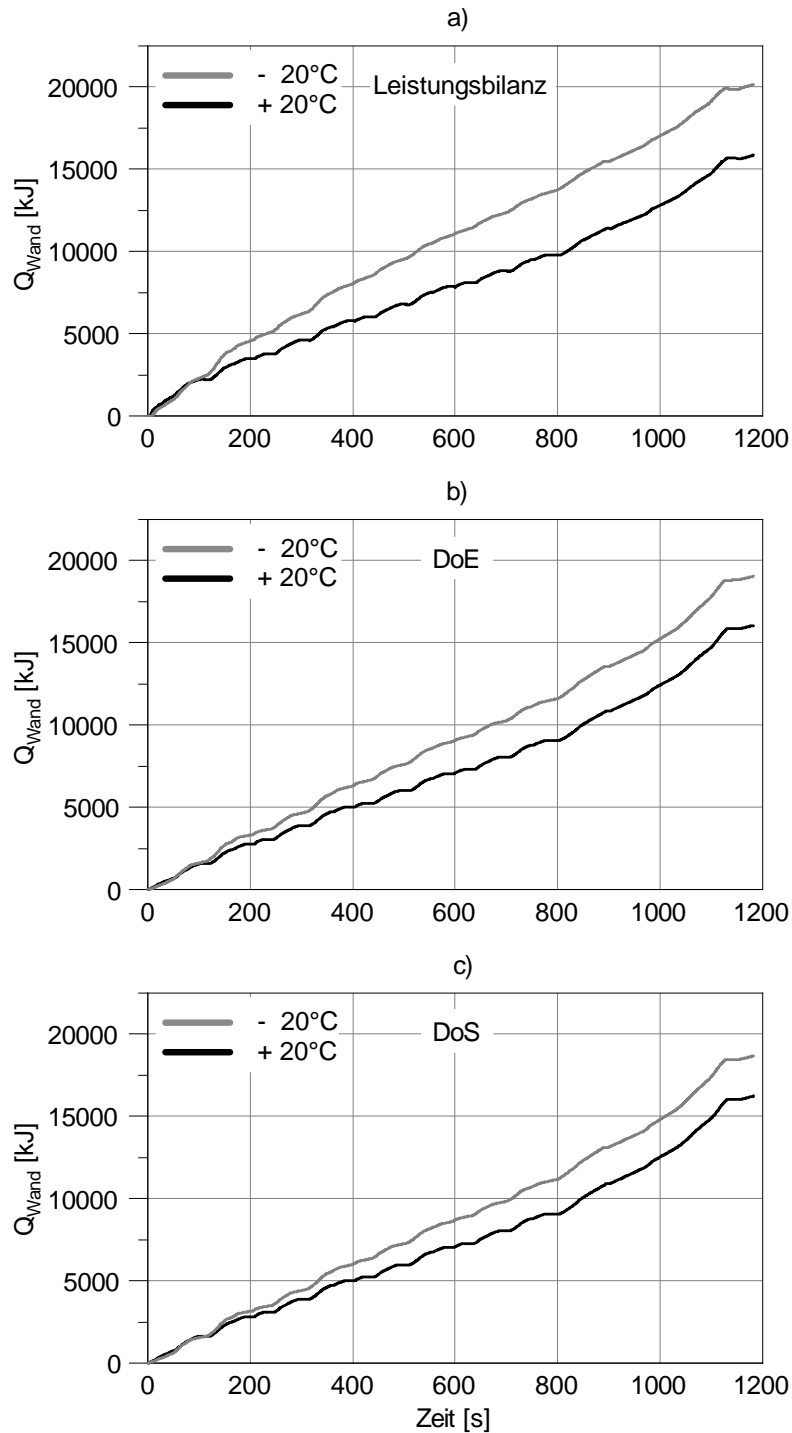


Abbildung 7.26: Kumulierter Wärmeeintrag bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen berechnet mit a) der Leistungsbilanz b) dem DoE-Modell und c) dem DoS-Modell

7 Modellanwendung und Verifikation

Zusätzlich kann aus diesen Untersuchungen der zeitliche Verlauf der relativen Abweichung zwischen den beiden Starttemperaturen abgeleitet werden (Abbildung 7.27). Dabei zeigt sich, dass der qualitative Verlauf mit beiden Modellvarianten gut nachgebildet werden kann, auch wenn das Niveau der Referenz etwas höher liegt.

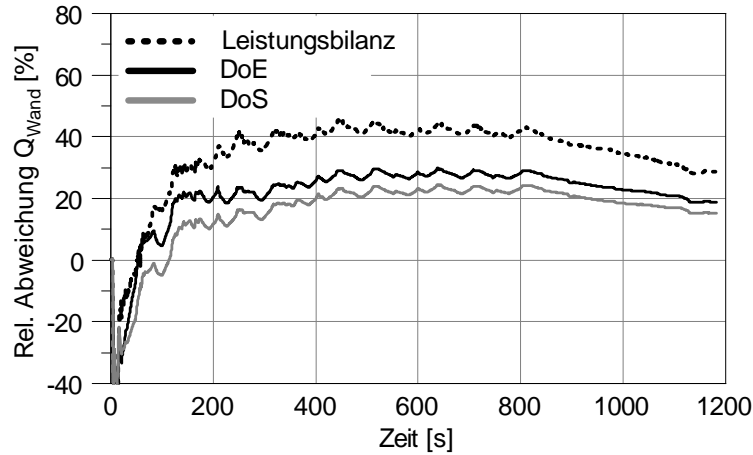


Abbildung 7.27: Relative Abweichung des kum. Wärmeeintrags zwischen -20°C und $+20^{\circ}\text{C}$ Starttemperatur

Während die zuvor gezeigten Abbildungen den Einfluss einer Starttemperaturvariation auf die relative Änderung des Wärmeeintrags zeigen, soll darüber hinaus auch der Effekt von geänderten ECU-Datenständen bewertet werden. Die Zusammenfassung aller untersuchten Fahrzyklen findet sich in Abbildung 7.28 wieder. Darin ist die relative Änderung des Wärmeeintrags am Ende des jeweiligen Fahrzyklus bezogen auf die 20°C -Basisvariante dargestellt. Als Referenz dient auch in diesem Fall wieder das Ergebnis der Leistungsbilanz.

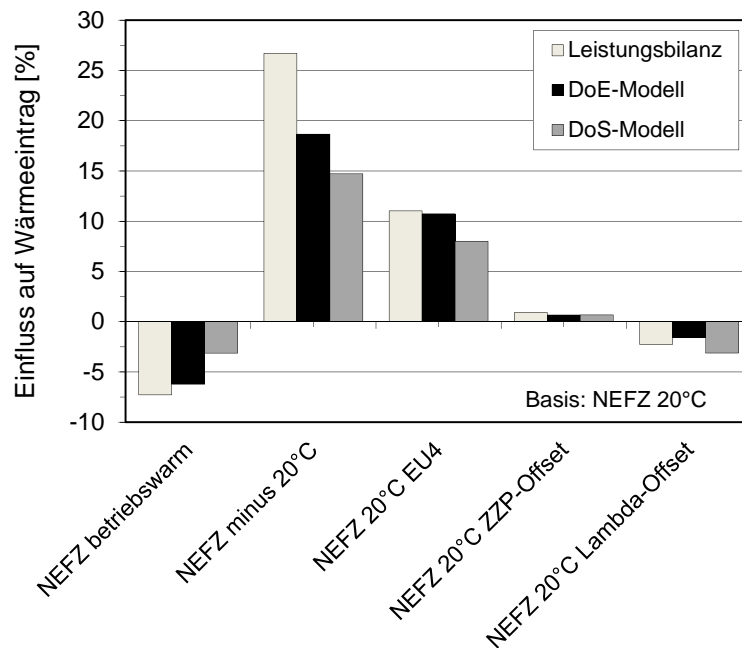


Abbildung 7.28: Einfluss der Varianten auf den Wärmeeintrag; Vergleich Leistungsbilanz vs. Modelle

Die Varianten *NEFZ ZZZP-Offset* und *NEFZ Lambda-Offset* zeigen hinsichtlich Wärmeeintrag nur geringe Auswirkungen und beeinflussen dadurch den Motorwarmlauf nur marginal. Trotzdem können diese verhältnismäßig kleinen Effekte von den Modellen gut wiedergegeben werden. Auch die Auswirkungen der Versuche *NEFZ betriebswarm* und *NEFZ 20°C EU4* können von beiden Modellen zufriedenstellend reproduziert werden. Das DoS-Modell zeigt hier allerdings schon die bereits angemerkten Schwächen hinsichtlich der Temperaturabhängigkeit, deren Auswirkungen sich beim Versuch *NEFZ minus 20°C* nochmals verstärken. Das DoE-Modell kann den Effekt des Tieftemperaturstarts deutlich besser wiedergeben, es bleibt allerdings auch hier eine sichtbare Lücke zur den Ergebnissen der Leistungsbilanz bestehen. Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der Einfluss aller Varianten mit den erstellten Modellen qualitativ gut wiedergegeben werden kann. Inwieweit die Modelle sich dadurch für die unterschiedlichen Einsatzbereiche eignen, soll in Kapitel 8 diskutiert werden.

7.3.2 Einfluss der NEFZ-Varianten auf den Kraftstoffverbrauch

Nachfolgend soll, wie schon beim gasseitigen Wärmeeintrag, die Auswirkung einer Starttemperaturvariation im NEFZ auf den Kraftstoffverbrauch untersucht werden. Abbildung 7.29 zeigt in diesem Zusammenhang die differierenden Ergebnisse der Kraftstoffverbrauchsmessung der beiden Varianten. Analog werden in Abbildung 7.30 die Ergebnisse des DoE-Modells (Abbildung 7.30a) und des DoS-Modells (Abbildung 7.30b) dargestellt.

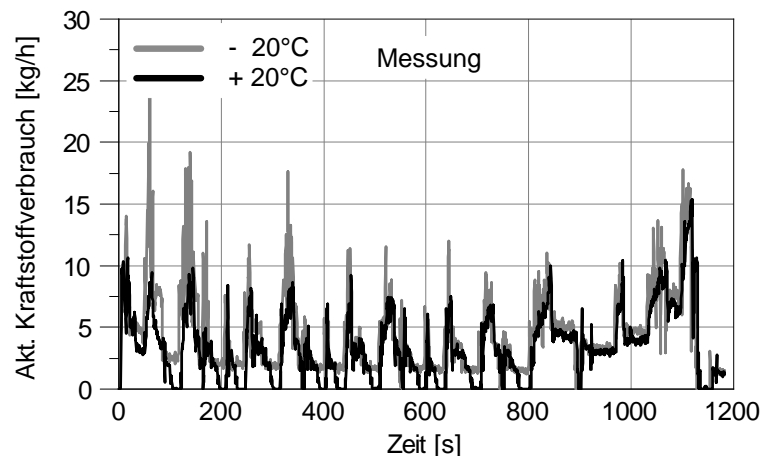


Abbildung 7.29: Aktueller Kraftstoffverbrauch der Messung bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen

Auch hier zeigt sich wieder der Effekt der (indizierten) Lastpunktverschiebung. Im Falle des Tieftemperaturstarts muss infolge der höheren Reibung die indizierte Last im selben Ausmaß angehoben werden um den geforderten effektiven Mitteldruck des Fahrzyklus einzustellen. Nachdem der indizierte Mitteldruck eine zentrale Führungsgröße des Kraftstoffverbrauchs ist, kommt es zu einem kontinuierlichen Mehrverbrauch im *NEFZ minus 20°C*. Dieser Effekt ist auch mit beiden Modellen darstellbar. Einzig der erhöhte Verbrauch infolge der starken Anfettung zu Beginn des Zyklus (~50 Sekunden) wird sowohl vom DoE- als auch vom DoS-Modell unterbewertet (vgl. auch Abbildung 7.10).

7 Modellanwendung und Verifikation

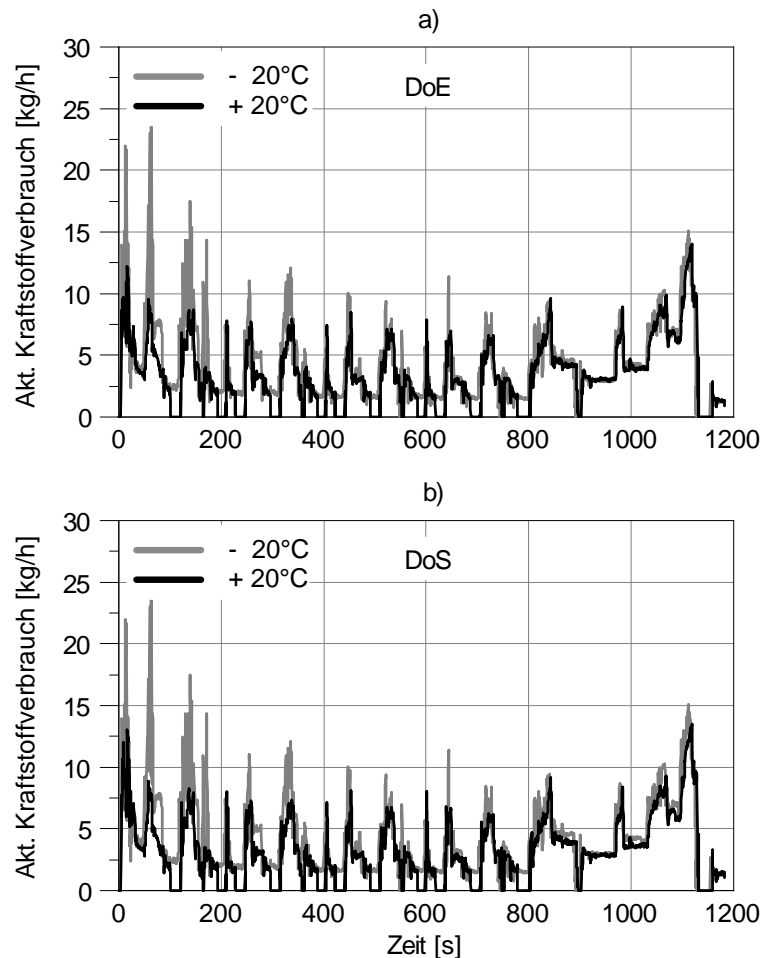


Abbildung 7.30: Aktueller Kraftstoffverbrauch bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und b) DoS-Modell

Durch Integration der Verläufe aus Abbildung 7.29 und 7.30 über die Zeit erhält man den kumulierten Kraftstoffverbrauch in Abbildung 7.31. Bei detaillierter Analyse wird deutlich, dass ein Großteil des Mehrverbrauchs der -20°C -Variante in den ersten 400 Sekunden anfällt. Danach wächst zwar die absolute Differenz zwischen den beiden Varianten weiterhin an, aber mit einem deutlich geringeren Gradienten. Ursächlich hierfür ist der exponentielle Anstieg der Reibung mit sinkender Temperatur. Weiters ist auch interessant, dass der Verbrauchsunterschied in den ersten 50 Sekunden sehr klein ist, obwohl gerade in dieser Phase die erhöhte Reibung des Tieftemperaturversuchs besonders zu tragen kommen sollte. An dieser Stelle bewirkt das Katalysatorheizen des Versuchs *NEFZ* 20°C eine deutliche Senkung des Wirkungsgrades, wodurch das erwähnte Einsparungspotenzial nicht genutzt werden kann. Somit unterscheidet sich der kumulierte Kraftstoffverbrauch in dieser Phase kaum und divergiert erst nachdem dieser, zur Einhaltung der Emissionsgrenzen notwendige, applikatorische Eingriff beendet wurde.

Weiters eignet sich die Darstellung in Abbildung 7.31 zur Ermittlung der relativen Unterschiede zwischen den Varianten. So zeigt die Verbrauchsmessung (Abbildung 7.31a) einen Mehrverbrauch von 32.7% am Ende des NEFZ. Das DoE-Modell (Abbildung 7.31b) kann den Effekt der unterschiedlichen Starttemperaturen gut reproduzieren und ergibt eine Differenz von 34.5%. Ebenfalls sehr nahe an das Referenzergebnis der Messung kommt das DoS-Modell mit einer prognostizierten Verbrauchszunahme

7 Modellanwendung und Verifikation

von 31.8%. Somit sind beide Kraftstoffverbrauchsmodelle in der Lage die Relativaussage eines Tieftemperaturversuchs mit einer Abweichung < 2%-Punkte wiederzugeben. In Anbetracht der Tatsache, dass dieser Versuch in erster Linie der Identifizierung der Einsatzgrenzen dient und für Motorwarmlaufuntersuchungen eine untergeordnete Rolle spielt, ist dies ein durchaus zufriedenstellendes Ergebnis.

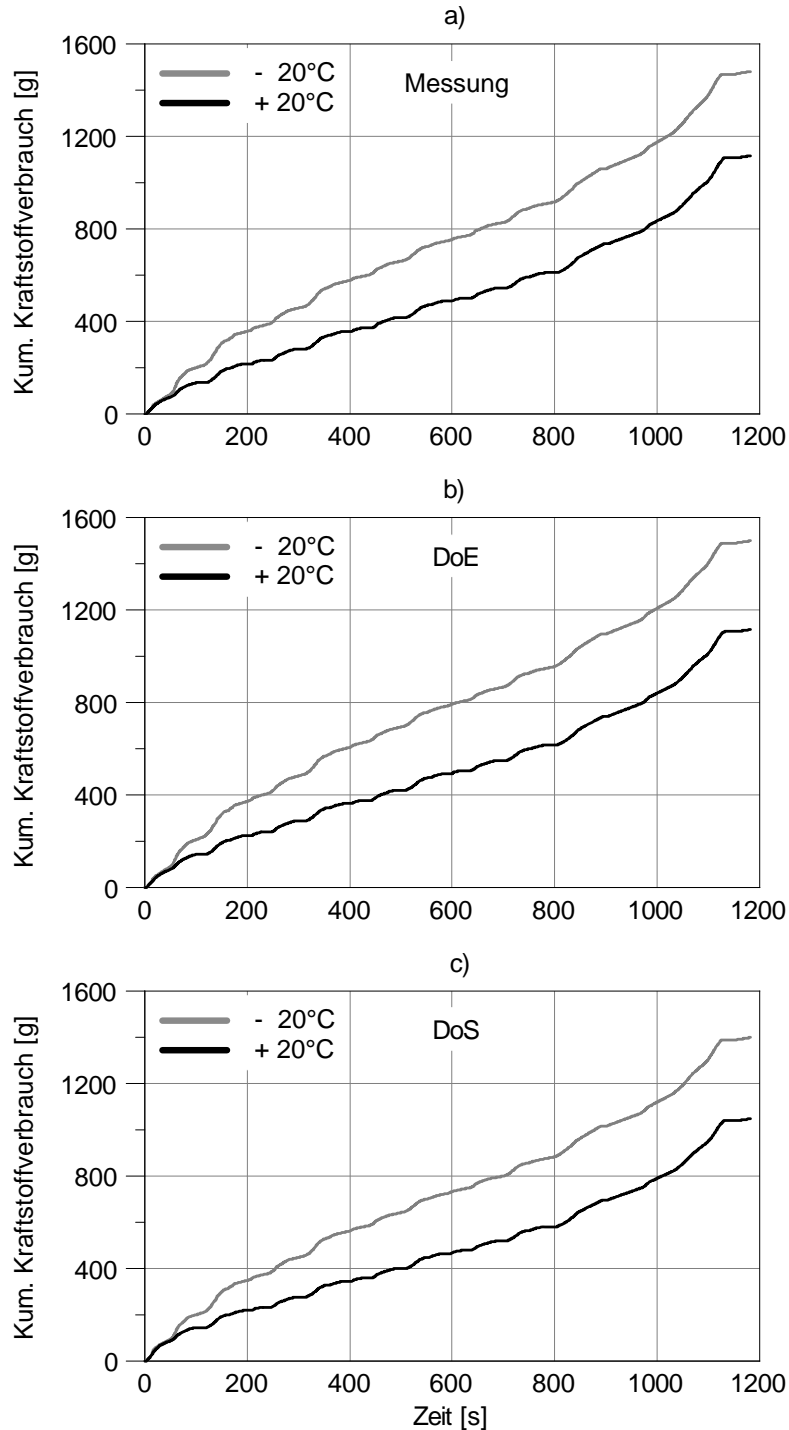


Abbildung 7.31: Kumulierter Kraftstoffverbrauch bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und dem b) DoS-Modell

Durch Berechnung der relativen Abweichung für jeden Zeitschritt ergeben sich die in Abbildung 7.32 dargestellte Ergebnisse. Dabei zeigt sich, dass mit beiden Modellen sowohl der qualitative Verlauf als auch das Niveau der Referenz gut nachgebildet werden kann.

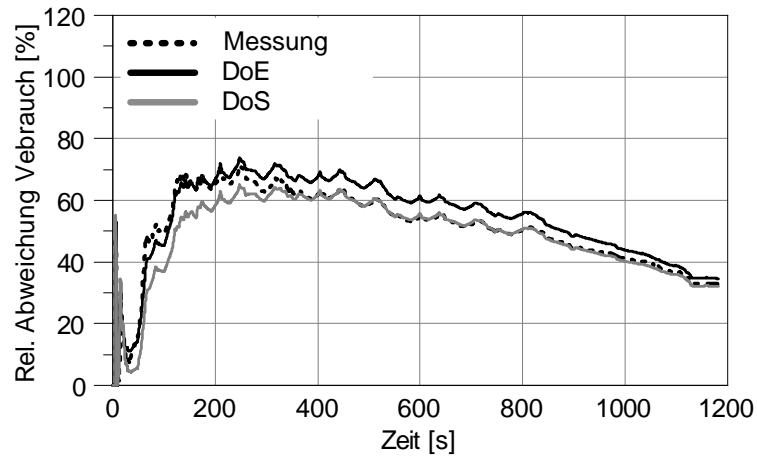


Abbildung 7.32: Relative Abweichung des kum. Kraftstoffverbrauchs zwischen -20°C und +20°C Starttemperatur

Während die zuvor gezeigten Abbildungen den Einfluss einer Starttemperaturvariation auf die relative Änderung des Kraftstoffverbrauchs zeigen, soll darüber hinaus auch der Effekt von geänderten ECU-Datenständen bewertet werden. Die Zusammenfassung aller untersuchten Fahrzyklen findet sich in Abbildung 7.33 wieder. Darin ist die relative Änderung des Verbrauchs am Ende des jeweiligen Fahrzyklus bezogen auf die 20°C-Basisvariante dargestellt. Als Referenz dient auch in diesem Fall wieder das Ergebnis der Messung.

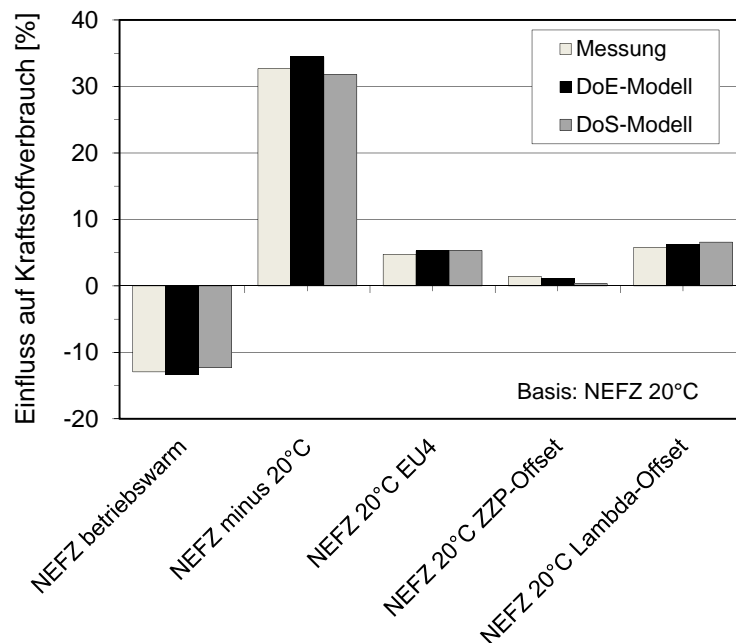


Abbildung 7.33: Einfluss der Varianten auf den Kraftstoffverbrauch; Vergleich Messung vs. Modelle

Die ECU-Datenstandsvariationen *NEFZ 20°C EU4* und *NEFZ 20°C Lambda-Offset* zeigen erhebliche Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf. Laut Messung erhöht sich der Verbrauch mit dem Vorgängerdatenstand (EU4) um 4.7% und mit der Variante mit verändertem Lambda um 5.8% im Vergleich zur Basisvariante. Beide Modelle können diese Relativaussagen mit einer Abweichung < 1%-Punkte wiedergeben. Die Variante *NEFZ ZZP-Offset* hat mit 1.4% Mehrverbrauch laut Messung eine geringe Auswirkung. Das DoE-Modell kommt sehr nahe an das Referenzergebnis heran (1.1%), das DoS-Modell kann den Trend ebenfalls wiedergeben auch wenn der Effekt mit 0.4% etwas zu gering ausfällt. Für den betriebswarmen Start ergibt die Messung einen Minderverbrauch von 12.9%, die Modelle können diese Referenz mit Abweichungen < 0.5%-Punkte darstellen. Die Auswirkungen eines Tieftemperaturstarts (*NEFZ minus 20°C*) wurden in den obigen Darstellungen bereits ausgiebig diskutiert. Inwieweit die Modelle sich dadurch für die unterschiedlichen Einsatzbereiche eignen, soll im anschließenden Kapitel 8 behandelt werden.

7.4 Ergebnisse im Gesamtverbund

Zusätzlich zur vorangegangenen isolierten Validierung wurde das DoE-Modell als Teil des gesamten Motorwarmlaufmodells in verschiedenen Fahrzyklen verifiziert [25]. Dabei erfolgte eine Gegenüberstellung der gemessenen und simulierten Fluid- und Strukturtemperaturen und auch des Kraftstoffverbrauchs.

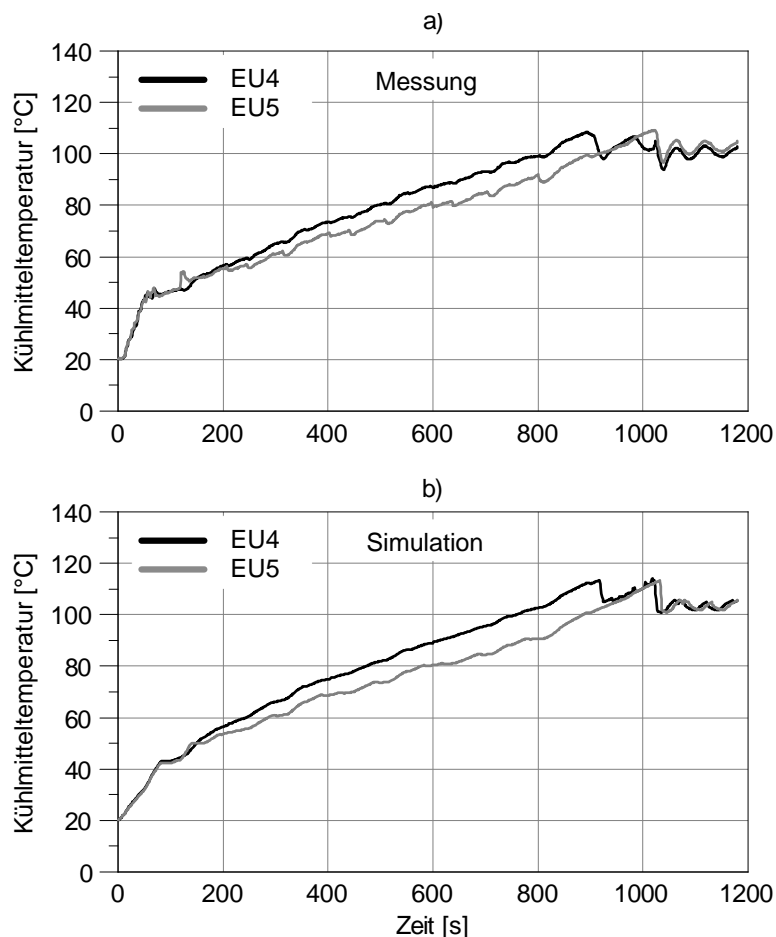


Abbildung 7.34: Verlauf der Kühlmitteltemperatur mit zwei unterschiedlichen ECU-Datenständen; a) Messung und b) Warmlaufsimulation mit dem DoE-Modell

7 Modellanwendung und Verifikation

Abbildung 7.34 zeigt beispielhaft das Aufwärmverhalten des Kühlmittels mit zwei unterschiedlichen ECU-Datenständen (EU5 und EU4) im NEFZ mit 20°C Starttemperatur. Das obere Bild (Abbildung 7.34a) gibt die Auswirkungen der Variation basierend auf den Messergebnissen, das untere Bild (Abbildung 7.34b) auf Basis der simulierten Kühlmitteltemperatur unter Verwendung des DoE-Wärmeeintragsmodells wieder.

Abbildung 7.35 beinhaltet den Vergleich des kumulierten Kraftstoffverbrauchs zwischen der EU5- und EU4-Applikation (Primärachse), sowie die relative Änderung zwischen den beiden Varianten (Sekundärachse).

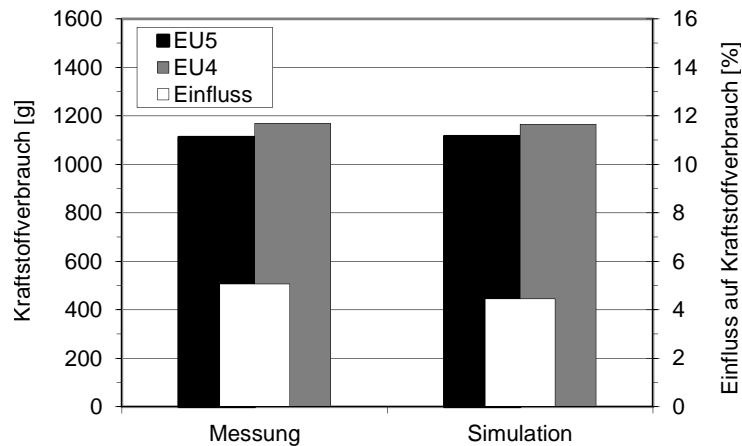


Abbildung 7.35: Einfluss der ECU-Datenstände auf den gemessenen und den basierend auf dem DoE-Modell simulierten Kraftstoffverbrauch

Die ECU-Datenstandsvariation kann vom Gesamtmodell mit ausgesprochen hoher Genauigkeit wiedergegeben werden. Die Relativaussage der Messung (5.0%) wird vom Gesamtmodell mit 4.5% sehr gut getroffen. Zusätzlich zum Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells haben an dieser Stelle sämtliche Teilmodelle (Reibmodell, thermisches Netzwerk, Fluidkreise, usw.) Einfluss auf das Zusammenspiel innerhalb der Gesamtsimulation. Neben den dargestellten Ergebnissen zeigte das Gesamtmodell auch in allen anderen Fahrzyklen zufriedenstellend Ergebnisse, was wiederum auf eine gute Qualität der beiden DoE-Modelle schließen lässt.

Das DoS-Modell konnte im Zuge des Projekts, in welchem diese Arbeit ursprünglich entstand, nicht im Gesamtverbund getestet werden, da es zu Projektende noch nicht in der gezeigten Qualität vorlag.

8 Interpretation der Ergebnisse

Im vorangegangenen Kapitel wurde die Güte der beiden entwickelten Modelle (DoE- und DoS-Modell) in unterschiedlichen Fahrzyklen überprüft. Die verschiedenen Formen der Modellvalidierung erlauben Schlussfolgerungen zu ziehen, für welche Anwendungsbereiche die jeweiligen Modellierungsmethoden grundsätzlich geeignet sind.

Kennfeldbasierte Modelle

Bei der Wahl der anzuwendenden Methode für die Erstellung eines Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells sollte der kennfeldbasierte Ansatz nicht vorschnell außer Acht gelassen werden. So empfiehlt es sich für einfache Anwendungen wie z.B. für die Bewertung von Getriebeabstufungen oder auch bei Hybridisierungsthemen, wo es in erster Linie zu Lastpunktverschiebungen kommt, auf kennfeldbasierte Modelle zurückzugreifen. In diesem Fall lassen sich die Abhängigkeiten über Lastpunkt und Kühlmitteltemperatur ausreichend beschreiben. Durchgeführte Untersuchungen zeigten auch, dass die Erstellung der kennfeldbasierten Modelle vor allem für dieselmotorische Anwendung leichter zu bewerkstelligen ist als jene für Ottomotoren. Der Grund dafür liegt in der einfacheren Abbildbarkeit des Applikationseinflusses im Warmlauf. Während für den Dieselmotor häufig nur zwei bis drei unterschiedliche Applikations-Kennfelder in Abhängigkeit der Kühlmitteltemperatur herangezogen werden, kommen beim Ottomotor zusätzliche applikatorische Eingriffe wie Katalysatorheizen, Kaltstartanreicherung, Sekundärluftzufuhr, etc. zum Einsatz. Diese zusätzlichen Interventionen lassen sich oft nur sehr umständlich modellieren, da Zeitpunkt und Form dieser Eingriffe wiederum von anderen Parametern (div. Temperaturen, λ , etc.) abhängen, welche teilweise im Modell nicht greifbar sind. In diesem Fall werden sämtliche Eingriffe zusammengefasst über der Kühlmitteltemperatur abgebildet. Bei stark veränderter Hardware (z.B. deaktivierter Wasserpumpe, Split Cooling, usw.) können sich jedoch die Zeitpunkte dieser einzelnen Eingriffe zeitlich verschieben, wodurch die bei Basiskonfiguration ermittelte Korrekturfunktion keine Gültigkeit mehr besitzt.

Parameterbasierte Modelle

Während bei der kennfeldbasierten Methode neben dem Lastpunkt nur die Kühlmitteltemperatur als Führungsgröße dient, werden bei den parameterbasierten Modellen alle relevanten Einflussgrößen abgebildet. Dadurch kann jegliche applikatorische Intervention während der Warmlaufphase explizit berücksichtigt werden. Weiters bietet diese Variante umfangreiche Untersuchungsmöglichkeiten im Zuge von ECU-Datenstandsvariationen, welche im Entwicklungsprozess immer mehr an Bedeutung gewinnen. Als Nachteil kann das benötigte Vorhandensein eines adäquaten ECU-Modells angeführt werden, dessen Erstellung nach wie vor eine Herausforderung ist.

Im Zuge dieser Arbeit wurden zwei unterschiedliche Methoden zur Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells vorgestellt. So können für die Bedatung der Modelle sowohl

8 Interpretation der Ergebnisse

empirisch ermittelte Daten auf Basis von Prüfstandsmessungen, als auch Simulationsergebnisse von physikalisch basierten Verbrennungsmodellen herangezogen werden. In beiden Fällen werden die Modelle mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments) generiert. Die Verifikation der Modelle in Kapitel 7 zeigte je nach Anwendungsfall sichtbare Unterschiede in der Ergebnisqualität.

So konnte das messdatenbasierte Modell (DoE-Modell) beinahe in allen Untersuchungen die gestellten Genauigkeitsanforderungen erfüllen. Lediglich die Ergebnisse des Tieftemperaturversuchs *NEFZ minus 20°C* zeigten etwas zu große Abweichungen, die auf die unzureichende Datenbasis in diesem Betriebsbereich zurückzuführen sind. Prinzipiell besteht die Möglichkeit, das Modell auch in diesem Betriebsbereich, z.B. mit Messdaten aus stationären Tieftemperaturwarmläufen, intensiver zu bedaten. Der Zusammenhang zwischen Temperatur und den Ergebnisgrößen könnte dadurch vom Modell in diesem Bereich besser abgebildet werden. Im Zuge der Modellabstimmung hat sich jedoch gezeigt, dass dies zu Lasten der Qualität bei höheren Temperaturen geht, was wiederum ein Indikator dafür ist, dass die verwendete Polynomstruktur die Temperaturzusammenhänge nicht ideal wiedergeben kann. Eine Erhöhung der Modellordnung konnte keine wesentliche Verbesserung bringen und birgt darüber hinaus die Gefahr von Instabilitäten in den Randbereichen. Aus diesem Grund wurde auf eine Umsetzung dieser Abstimmungsvariante verzichtet. Sofern ein spezielles Interesse an Tieftemperaturuntersuchungen besteht, könnte hier ein eigener Modellbereich erstellt werden. Dazu müsste ein Messplan speziell für diese Betriebsbedingungen generiert und am Prüfstand zusätzlich untersucht werden. Eine Koppelung mit dem Hauptmodell wäre mit geeigneten Übergangsfunktionen bewerkstellbar. In diesem Fall spricht man von einem neuronalen Netz. Es muss allerdings gesagt sein, dass Parametervariationen im Tieftemperaturbereich mit extrem hohen Prüfstandzeiten verbunden sind, da sich an dieser Stelle keine stationären Bedingungen realisieren lassen und die benötigten Daten nur mit Hilfe von Warmläufen quasistationär ermitteln werden können.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das DoE-Modell sich sowohl für die Vorhersage absoluter Größen, wie z.B. Kraftstoffverbrauch am Ende eines Fahrzyklus, als auch zur Bewertung der relativen Änderung einer Variante im Vergleich zum Basisfall sehr gut eignet. Als Nachteil gegenüber der simulationsbasierten Methode (DoS-Modell) kann die fehlende Darstellbarkeit konstruktiver Änderungen (Brennraumgeometrie) angeführt werden. D.h. eine Übertragung der Modelle auf andere Versuchsträger ist grundsätzlich nicht zulässig.

Im Gegensatz dazu ist man mit der DoS-Methode in der Lage, auf konstruktive Änderungen, welche den Verbrennungsablauf beeinflussen, zu reagieren. So können an dieser Stelle die geänderten Hardwareparameter (z.B. Hub, Bohrung, ...) im Verbrennungsmodell direkt berücksichtigt werden. Für diese Vorgehensweise muss sichergestellt sein, dass das Verbrennungsmodell in der Lage ist, Auswirkungen von konstruktiven Eingriffen wiederzugeben. Allenfalls müsste es mit Hilfe weniger Betriebspunkte vergleichbarer Versuchsträger neu kalibriert werden. Anschließend kann durch nochmaliges Durchführen der Simulationsrechnungen eine zweite Datenbasis geschaffen werden, unter deren Verwendung das simulationsbasierte Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells des abgeänderten Versuchsträgers erstellt wird.

Je nach Anwendungsfall zeigte die Verifikation des DoS-Modells in Kapitel 7 sehr unterschiedliche Ergebnisse. So kann der gasseitige Wärmeeintrag im Bezug auf Absolutwerte (z.B. kumulierter Wärmeeintrag am Ende eines Fahrzyklus) über weite Strecken im angestrebten Genauigkeitsbereich wiedergefunden werden. Das Kraftstoffverbrauchsmodell hingegen hat bei diesen Untersuchungen deutlich größere Abweichungen. Ursächlich hierfür sind Simulationsabweichungen des Verbrennungsmodells. Ver-

8 Interpretation der Ergebnisse

ursacht durch zu frühe Schwerpunktlagen, liefert das Verbrennungsmodell in mehreren Betriebspunkten bei vorgegebener Kraftstoffmasse einen zu hohen indizierten Mitteldruck. Dieser Zusammenhang wird in weiterer Folge bei der Bildung der Polynome berücksichtigt, wodurch es zu gezeigten Abweichungen im Kraftstoffverbrauch kommt. Bei der Validierung der stationären Betriebspunkte kann man erkennen, dass vor allem jene Punkte mit äußerst späten Zündzeitpunkten abweichende Ergebnisse haben. Bei künftiger Erstellung simulationsbasierter Modelle sollte intensiv darauf geachtet werden, die Variationsgrenzen an den Vertrauensbereich der Verbrennungssimulation anzupassen. Auf eine Anpassung der Variationsgrenzen wurde in dieser Arbeit verzichtet, da die Betriebspunkte der Prüfstanduntersuchungen simuliert werden sollten, um vergleichbar mit dem DoE-Modell zu bleiben.

Abbildung 8.1 zeigt schematisch den Einfluss eines abweichenden Ergebnisses der Verbrennungssimulation auf das Polynomergebnis (DoS-Basis). Bei Anpassung der Variationsgrenzen an den Vertrauensbereich des Verbrennungsmodells können deutlich bessere Ergebnisse erzielt werden (DoS angepasst). Mit dem auf diese Weise erzeugten Modell kann in weiterer Folge auch in den ursprünglichen Variationsbereich extrapoliert werden.

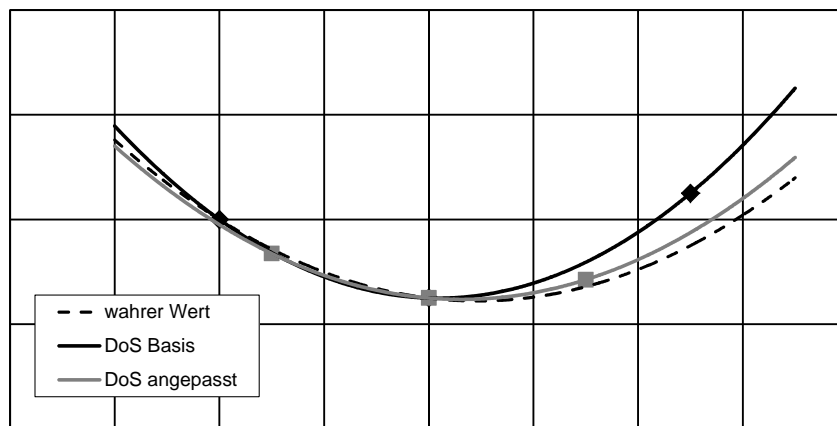


Abbildung 8.1: Einfluss der Variationsgrenzen auf Ergebnisqualität

Obwohl bei Vergleich der Absolutwerte das DoS-Verbrauchsmodell teilweise große Abweichungen aufweist, können die Relativaussagen bei der Untersuchung von Varianten gut wiedergegeben werden. Ursächlich hierfür ist der relativ konstante Fehler, welcher in allen Fahrzyklen auftritt.

Hinsichtlich des DoS-Wärmeeintragsmodells gilt es noch zu sagen, dass aufgrund der Modellarchitektur die angesprochenen Abweichungen der Verbrennungssimulation geringere Auswirkungen haben und sich sogar zu einem großen Teil kompensieren. So hängt der gasseitige Wärmeeintrag maßgeblich vom Druckverlauf ab, welcher wiederum den indizierten Mitteldruck bedingt. Das bedeutet z.B., dass eine Simulation mit zu später Schwerpunktlage zu einem zu niedrigen indizierten Mitteldruck führt. Nahezu im selben Ausmaß wird dadurch aber auch der gasseitige Wärmeübergang zu gering bewertet. Nachdem der indizierte Mitteldruck eine maßgebliche Führungsgröße des Wärmeeintragsmodells ist, kompensieren sich diese beiden Fehler und der Zusammenhang wird somit wieder richtig abgebildet.

Aus diesem Grund zeigt das DoS-Wärmeeintragsmodell in beiden Anwendungsfällen, sowohl bei Absolut- als auch bei Relativaussagen, vielversprechende Ergebnisse, die dazu ermutigen, diese Methode weiter zu forcieren, zumal die Qualität der Verbrennungsmodelle weiterhin ansteigen wird.

9 Zusammenfassung und Ausblick

In dieser Arbeit wurde eine Methode vorgestellt, mit der es gelingt, den gasseitigen Wandwärmeeintrag und den Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit des Lastpunktes und diverser ECU-Parameter vorherzusagen. Dies ermöglicht es, die Auswirkungen unterschiedlicher ECU-Datenstände auf das thermische Verhalten und den Kraftstoffverbrauch zu bewerten.

Für die Erstellung des parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodells können sowohl empirisch ermittelte Daten auf Basis von Prüfstandsmessungen, als auch Simulationsergebnisse von physikalisch basierten Verbrennungsmodellen herangezogen werden. In beiden Fällen werden die Modelle mit Hilfe der statistischen Versuchsplanung (Design of Experiments) generiert [26].

Die Ergebnisse in Kapitel 7 verdeutlichen, dass das messdatenbasierte Modell in der Lage ist sämtliche Untersuchungsvarianten mit hoher Genauigkeit wiederzugeben. Das simulationsbasierte Modell zeigt bei der Untersuchung von Relativaussagen (relative Änderung einer Maßnahme im Vergleich zur Basis) gute Ergebnisse, wogegen es hinsichtlich der Genauigkeit von Absolutaussagen (z.B. absoluter Kraftstoffverbrauch am Ende eines Fahrzyklus) noch Entwicklungspotential besitzt. Bei künftiger Erstellung eines simulationsbasierten Modells empfiehlt es sich den Variationsbereich der Parametervariationen an den Vertrauensbereich des Verbrennungsmodells genau anzupassen. Zusätzlich kann durch Weiterentwicklung der Verbrennungssimulation eine höhere Belastbarkeit der Ergebnisse in den Randbereichen bewirkt werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass das messdatenbasierte Modell für eine exakte Vorhersage von Wärmeeintrag und Kraftstoffverbrauch eines bestehenden Versuchsträgers zu bevorzugen ist. Demgegenüber hat das simulationsbasierte Modell zwar eine geringere Vorhersagequalität, bietet aber deutlich mehr Flexibilität bei der Berücksichtigung weiterer Variationsparameter. So können zusätzlich verbrennungsrelevante Hardware-Parameter (z.B. Hub, Bohrung,...) mit überschaubarem Aufwand simulatorisch untersucht und als weitere Modelleingangsgrößen definiert werden können. Das messdatenbasierte Modell hingegen besitzt nur für die untersuchte Konfiguration Gültigkeit. Eine konstruktive Änderung würde ein erneutes Vermessen des Versuchsträgers im Zuge von Parameterstudien verlangen.

Literaturverzeichnis

- [1] ACEA - European Automobile Manufacturers Association; (2012)
CO₂-Emission of new cars - continuing the downward trend
<http://www.acea.be/statistics/tag/category/co2-emissions-trends> (26.07.2014)
- [2] ACEA - European Automobile Manufacturers Association; (2014)
New Passenger Car Registrations-Breakdown by Specification - Average Cubic Capacity
http://www.acea.be/uploads/statistic_documents/20140225_CC_1312_1.pdf (25.05.2014)
- [3] Bargende M.; (1991)
Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren
Dissertation, Technische Hochschule Darmstadt
- [4] Beichtbuchner A.; (2008)
Vorausberechnung von Reibung und Kraftstoffverbrauch im Motorwarmlauf
Dissertation, Technische Universität Graz
- [5] Chmela F., Dimitrov, D., Pirker G., Wimmer A.; (2006)
Konsistente Methodik zur Vorausberechnung der Verbrennung in Kolbenkraftmaschinen,
in: MTZ Motorentechnische Zeitschrift 06/2006
- [6] Ghebru D.; (2013)
Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug
Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie
- [7] Hasler C.; (2012)
Berechnung des Turbulenzdichteverlaufs eines aufgeladenen PKW-Ottomotors mit variablem Ventiltrieb unter Verwendung der 3D-CFD Simulation
Diplomarbeit, Technische Universität Graz
- [8] Heywood J.B.; (1998)
Internal Combustion Engine Fundamentals
McGraw-Hill Verlag, New York
- [9] IPCC - Intergovernmental Panel on Climate Change; (2007)
Klimaänderung 2007: Wissenschaftliche Grundlagen
<http://www.ipcc.ch/pdf/reports-nonUN-translations/deutch/IPCC2007-WG1.pdf> (09.07.2013)
- [10] Knight B.E.; (1964)
The problem of predicting heat transfer in diesel engines
Proc. Inst. Mech., Vol 179, 1964/65

Literaturverzeichnis

- [11] Lang G. B., Petutschnig H., Puntigam W., Kitanoski F., Hager J. (2006)
Simulation des Aufwärmverhaltens von Verbrennungsmotor und Fahrzeug mittels Kopplung von Teilmodellen
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V,
Expert Verlag, Essen
- [12] Latif M.; (2012)
GEOMAR, Helmholtz - Zentrum für Ozeanforschung Kiel;
http://www.geomar.de/typo3temp/pics/temp-und-co2_9d65d1a35a.jpg (09.07.2013)
- [13] Lund C., Maister W., Lange Ch., Beyer B.; (2008)
Innovation durch Co-Simulation!
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,
Expert Verlag, Essen
- [14] Lunanova M.; (2009)
Optimierung von Nebenaggregaten - Maßnahmen zur Senkung der CO₂-Emissionen von Kraftfahrzeugen
1. Auflage, Vieweg und Teubner Verlag
- [15] Lux G., Winter S., Hofmann P., Geringer B.; (2008)
Thermomanagement zur Verbrauchsabsenkung in Hybridantriebssträngen
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,
Expert Verlag, Essen
- [16] Merker G., Schwarz C., Teichmann R.; (2009)
Combustion Engines Development,
Springer Verlag
- [17] Morel T., Keribar R., (1985)
Model for predicting spatially and time resolved convective heat transfer in bowl-in-piston combustion chambers
SAE 850204, 1985
- [18] Nußelt W.; (1923)
Der Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine
Forschungsarbeiten auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Heft 264, Springer Verlag
- [19] Peters N.; (1994)
Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben Pe 241/9-2 Turbulente Brenngeschwindigkeit
RWTH Aachen University
- [20] Pirker G.; (2006)
Nulldimensionale Modellierung von Zündverzögerung und Brennratenverlauf bei direkteinspritzenden Dieselmotor
Dissertation, Technische Universität Graz
- [21] Pischinger R., Klell M., Sams T.; (2009)
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine
Springer Verlag, 3. Auflage

Literaturverzeichnis

- [22] Pivec R., Sams T., Wimmer A.; (1998)
Wärmeübergang im Ein- und Auslasssystem
in: MTZ Motorentchnische Zeitschrift 59 (1998)
- [23] Porsche; (2014)
VarioCam Plus
<http://www.porsche.com/germany/models/cayenne/cayenne/drive/variocam-plus/> (11.07.2014)
- [24] Quaschnig V.; (2012)
Wege zur Energiewende: Eine vollständige dezentrale regenerative Stromversorgung ist möglich
http://www.volker-quaschnig.de/publis/vortraege/2012-11-15_Energieforum-Buch_Quaschnig.pdf
- [25] Salbrechter S., Krenn M., Pirker G., Wimmer A., Nöst M.; (2014)
Engine Operating Parameter-based Heat Transfer Simulation to Predict Engine Warm-up
SAE Technical Paper 2014-01-11
SAE World Congress Detroit, Michigan
- [26] Salbrechter S., Wimmer A., Pirker G., Nöst M.; (2011)
Simulation des gaseitigen Wärmeeintrags zur Vorausberechnung des thermischen Verhaltens und des Verbrauchs im Motorwarmlauf
Tagung Haus der Technik: Motorprozesssimulation und Aufladung III,
Expert Verlag, Essen
- [27] Salbrechter S.; (2008)
Experimentelle Ermittlung einer Datenbasis für die Simulation von hochlastigen Warmlaufvorgängen eines DI-Dieselmotors
Diplomarbeit, Technische Universität Graz
- [28] Samhaber C.; (2002)
Simulation des thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotoren
Dissertation, Technische Universität Graz
- [29] Schausberger B.; (2009)
Datenbasis für die Erstellung eines parameterbasierten Wärmeeintrags- und Verbrauchsmodell
Diplomarbeit, Technische Universität Graz
- [30] Schlick H.; (2007)
Modell zur Simulation der Verbrennung an einem direktgezündetem Gasmotor
Diplomarbeit, Large Engine Competence Center Graz
- [31] Schlick H.; Pirker G.; Chmela F.; Wimmer A.; (2009)
Simulation der Verbrennung in mit Erdgas betriebenen Ottomotoren
Tagung Gasfahrzeuge: Minimale CO₂-Emission zur Erfüllung kommender Grenzwerte
FKFS Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren; Stuttgart
- [32] Schubert C.; (2005)
Ein universelles Modell zur Beschreibung des gaseitigen Wärmeübergangs von Verbrennungsmotoren
Dissertation, Technische Universität Graz

Literaturverzeichnis

- [33] Shumeyko Y., Antoshkiv O., Puillandre Y, Berg H.P. (2006)
Simulation eines Motorwarmlaufs im neuen europäischen Fahrzyklus (NEFZ)
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs V,
Expert Verlag, Essen
- [34] Statista; (2010)
Verteilung der weltweiten CO₂-Emissionen nach Sektoren im Jahr 2010
<http://de.statista.com/statistik/daten/studie/167957/umfrage/verteilung-der-co-emissionen-weltweit-nach-bereich/> (09.07.2013)
- [35] Statistik Austria; (2014)
Verkehr-Straße-Kraftfahrzeuge Neuzulassungen; Pkw-Neuzulassungen 2000 bis 2013, CO₂-Emissionen
http://www.statistik.at/web_de/statistiken/verkehr/strasse/kraftfahrzeuge_-_neuzulassungen/index.html (26.07.2014)
- [36] Stegmann B., Stotz I., Weinrich M., Bargende M., Wiedemann J.; (2008)
Ein Gesamtfahrzeugmodell zur Optimierung von Thermomanagementmaßnahmen
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VI,
Expert Verlag, Essen
- [37] Stotz I., Stegmann B., Wiedemann J.; (2010)
Prognose von Thermomanagementmaßnahmen durch ein Gesamtfahrzeugmodell
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,
Expert Verlag, Essen
- [38] Stroh C., Hager J., Damböck C.; (2005)
Optimiertes Management von Nebenaggregaten beim Pkw hinsichtlich Komfort und Verbrauch mit Hilfe numerischer Simulation
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs IV,
Expert Verlag, Essen
- [39] Unterguggenberger P.; (2012)
Bewertung von Wärmemanagementmaßnahmen zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs im Motorwarmlauf
Dissertation, Technische Universität Graz
- [40] Unterguggenberger P., Wimmer A., Eder A., Schedel F.; (2010)
Methodik zur Erstellung von Modellen zur Simulation des Motorwarmlaufs
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VII,
Expert Verlag, Essen
- [41] Unterguggenberger P., Salbrechter S., Jauk T., Wimmer A.; (2012)
Herausforderungen bei der Entwicklung von Motorwarmlaufmodellen,
Tagung Haus der Technik: Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII,
Expert Verlag, Essen
- [42] Umweltbundesamt; (2012)
Klimaschutzbericht 2012
<http://www.umweltbundesamt.at/fileadmin/site/publikationen/REP0391.pdf> (09.07.2013)

Literaturverzeichnis

- [43] Umweltbundesamt; (2009)
Neue CO₂ Grenzwerte bei PKW
http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2_pkw_2008/
(29.07.2014)
- [44] Umweltbundesamt; (2013)
CO₂-Monitoring 2013
<http://www.umweltbundesamt.at/umweltsituation/verkehr/fahrzeugtechnik/pkw/co2monitoring/>
(27.07.2014)
- [45] Veshagh A., Chen C.; (1993)
A Computer Model for Thermofluid Analysis of Engine Warm-Up Process
SAE Technical Paper Series 931157
Vehicle Thermal Management Systems Conference, Columbus, Ohio
- [46] Wimmer A.; (2000)
Analyse und Simulation des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren.

Habilitation, Technische Universität Graz
- [47] Zimont V., Polifke W., Bettelini M., Weisenstein W.; (1998)
An efficient computational model for premixed turbulent combustion at high Reynolds numbers
based on turbulent flame speed closure
Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 120(3)

Abbildungsverzeichnis

1.1	CO ₂ -Emissionen, CO ₂ -Konzentration und Temperatur seit Beginn des 20.Jahrhunderts [12], [24]	1
1.2	Anteil der CO ₂ -Emittenten weltweit und in Österreich [42] [34]	2
1.3	CO ₂ -Emissionen neu zugelassener PKW [1] [35] [39] [44]	3
1.4	Einsparungspotenziale diverser Versuchsträger im NEFZ bei unterschiedlichen Starttemperaturen [25]	4
2.1	Grundsätzlicher Modellaufbau [26]	6
2.2	Interaktion zwischen Wärmeeintragsmodell und Motorstruktur [26]	7
2.3	Möglichkeiten zur Integration der ECU in der Co-Simulation	12
2.4	Anforderungen an den gaseitigen Wärmeeintrag	14
2.5	Anteil gaseitiger Wärmeeintrag an umgesetzter Kraftstoffenergie und zulässiger Energiebilanzfehler im NEFZ-Kennfeldbereich (Ottomotor)	15
2.6	Anteil gaseitiger Wärmeeintrag an umgesetzter Kraftstoffenergie und zulässiger Energiebilanzfehler im NEFZ-Kennfeldbereich (Dieselmotor)	15
2.7	Einfluss des Reibmitteldruckniveaus	16
2.8	Aufteilung der Reibungsverluste bei unterschiedlichen Motoren	17
2.9	Erlaubte rel. Abweichung von Kolbenreibung und Wasserpumpe für die genaue Verbrauchssimulation einer stehenden Wasserpumpe	17
3.1	Bilanzierung der Verbrennung	20
3.2	Verlauf des indizierten Wirkungsrades und des Zündzeitpunktes bei niedriglastigem, stationärem Warmlauf	24
4.1	VarioCam Plus [23]	27
4.2	Ventilhubkurven	28
4.3	Skizze des Prüfstands	29
4.4	Auswirkung eines OT-Versatzes auf die Energiebilanz und den Reibmitteldruck eines Ottomotors	32
4.5	Auswirkung eines Nullpunktfehlers auf die Energiebilanz eines Ottomotors	33
4.6	Auswirkung eines Luftmassenfehlers auf die Energiebilanz eines Ottomotors	33
4.7	Erforderliches Messprogramm für die Erstellung kennfeldbasierter thermischer Motormodelle [41]	34
4.8	Unterteilung der Messbereiche der Parametervariationen	35
5.1	Brennraumaufteilung	40
5.2	pV-Diagramm der Zündzeitpunktvariation [26]	41
5.3	Einfluss der Wärmeübergangsbeziehung auf die Analyse bei a) der frühen Verbrennung und b) der späten Verbrennung	42
5.4	Kennfelddarstellung der a) mit Woschni und b) mit LEC-HTM berechneten Energiebilanz	42

Abbildungsverzeichnis

6.1	Schematische Vorgehensweise zur Erstellung des DoE-Modells	44
6.2	Schematische Vorgehensweise zur Erstellung des DoS-Modells	46
6.3	Beschreibung der Verbrennung [25]	50
6.4	Lambda vs. Unverbrannte aus Abgasanalyse	51
6.5	Beschreibung der Verschneidung	52
6.6	Expansion des Volumens der verbrannten Zone	55
6.7	Flammenausbreitungsgeschwindigkeit	55
6.8	Abbruchfunktion	56
6.9	Vorgehensweise zur Ermittlung der 3D-CFD Randbedingungen	58
6.10	Turbulenz im Brennraum: a) 400°KW b) 420°KW [7]	58
6.11	Verlauf der mittleren Turbulenz im Brennraum bei 2000 min ⁻¹ , 0 bar, kleinem Ventilhub, 0°KW CamPhaser	59
6.12	Bezeichnungen am Einlassventil	60
6.13	Turbulenzverläufe bei 1000 min ⁻¹ und a) großem und b) kleinem Ventilhub	61
6.14	Turbulenzverläufe bei 2000 min ⁻¹ und a) 10 bar und b) 0 bar effektiver Last	62
6.15	Turbulenzverläufe bei 4500 min ⁻¹ und a) 0° und b) 30° CamPhaser	62
6.16	Vergleich 3D-CFD vs. 0D der a) Turbulenzstartwerte und b) Turbulenz im Zünd-OT	64
6.17	Einfluss der Turbulenz auf a) den Brennverlauf und b) den Wärmeübergang	64
6.18	Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #10 a) Brennrate b) Zylinderdruckverlauf c) Wandwärmeübergang d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizient	66
6.19	Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #140 a) Brennrate b) Zylinderdruckverlauf c) Wandwärmeübergang d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizient	67
6.20	Zeitbasierte Darstellung der Brennrate für zwei Drehzahlen bei gleicher Last	68
6.21	Vergleich von Simulation und Analyse des Variationspunktes #166 a) Brennrate b) Zylinderdruckverlauf c) Wandwärmeübergang d) Gastemperatur bzw. Wärmeübergangskoeffizient	69
7.1	Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang am a) Zylinderkopf und b) Kolben	72
7.2	Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang an die Zylinderlaufbuchse a) oben und b) mitte	72
7.3	Messpunktanalyse vs. DoE-Modellergebnis für den Wärmeübergang a) im Auslasskanal und b) gesamt	73
7.4	Kraftstoffverbrauchsmessung vs. DoE-Modellergebnis	73
7.5	Neuer Europäischer Fahrzyklus - NEFZ	74
7.6	Kumulierte Leistungsbilanz im NEFZ bei -20°C Starttemperatur unter Verwendung des DoE-Modells	76
7.7	Bilanz- und Wärmeeintragsabweichungen am Ende der untersuchten Fahrzyklen unter Verwendung des DoE-Modells	77
7.8	Vergleich zwischen Messung und Simulation (DoE-Modell) im NEFZ 20°C des a) aktuellen Kraftstoffverbrauchs und b) kumulierten Kraftstoffverbrauchs	78
7.9	Ergebnisse des DoE-Verbrauchsmodells in den untersuchten Fahrzyklen	79
7.10	Lambda-Verlauf in den ersten 200 Sekunden des NEFZ bei -20°C	79
7.11	Einfluss von Last und Drehzahl auf den Wärmeübergang	80
7.12	Einfluss von Lambda und Kühlmitteltemperatur auf den Wärmeübergang	81

Abbildungsverzeichnis

7.13	Einfluss des Zündzeitpunktes auf den Wärmeübergang	81
7.14	Einfluss von Last und Drehzahl auf den Kraftstoffverbrauch	82
7.15	Einfluss von Lambda und Zündzeitpunkt auf den Kraftstoffverbrauch	83
7.16	Einfluss von Einlassschluss und Kühlmitteltemperatur auf den Kraftstoffverbrauch	83
7.17	Messpunktanalyse vs. DoS-Modellergebnis für den Wärmeübergang am a) Zylinderkopf und b) Kolben	85
7.18	Messpunktanalyse vs. DoS-Modellergebnis für den Wärmeübergang an die Zylinderlaufbuchse a) oben und b) mitte	85
7.19	Messpunktanalyse vs. DoS-Modellergebnis für den Wärmeübergang a) im Auslasskanal und b) gesamt	86
7.20	Kraftstoffverbrauchsmessung vs. DoS-Modellergebnis	87
7.21	Kumulierte Leistungsbilanz im NEFZ bei -20°C Starttemperatur unter Verwendung des DoS-Modells	87
7.22	Bilanz- und Wärmeeintragsabweichungen am Ende der untersuchten Fahrzyklen unter Verwendung des DoS-Modells	88
7.23	Vergleich zwischen Messung und Simulation (DoS-Modell) im NEFZ 20°C des a) aktuellen Kraftstoffverbrauchs und b) kumulierten Kraftstoffverbrauchs	89
7.24	Ergebnisse DoS-Verbrauchsmodell in den untersuchten Fahrzyklen	90
7.25	Aktueller Wärmeeintrag bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und dem b) DoS-Modell	91
7.26	Kumulierter Wärmeeintrag bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen berechnet mit a) der Leistungsbilanz b) dem DoE-Modell und c) dem DoS-Modell	92
7.27	Relative Abweichung des kum. Wärmeeintrags zwischen -20°C und +20°C Starttemperatur	93
7.28	Einfluss der Varianten auf den Wärmeeintrag; Vergleich Leistungsbilanz vs. Modelle	93
7.29	Aktueller Kraftstoffverbrauch der Messung bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen	94
7.30	Aktueller Kraftstoffverbrauch bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und b) DoS-Modell	95
7.31	Kumulierter Kraftstoffverbrauch bei zwei unterschiedlichen Starttemperaturen mit dem a) DoE-Modell und dem b) DoS-Modell	96
7.32	Relative Abweichung des kum. Kraftstoffverbrauchs zwischen -20°C und +20°C Starttemperatur	97
7.33	Einfluss der Varianten auf den Kraftstoffverbrauch; Vergleich Messung vs. Modelle	97
7.34	Verlauf der Kühlmitteltemperatur mit zwei unterschiedlichen ECU-Datenständen; a) Messung und b) Warmlaufsimulation mit dem DoE-Modell	98
7.35	Einfluss der ECU-Datenstände auf den gemessenen und den basierend auf dem DoE-Modell simulierten Kraftstoffverbrauch	99
8.1	Einfluss der Variationsgrenzen auf Ergebnisqualität	102

Tabellenverzeichnis

4.1	Motorkenndaten Porsche V8S und Porsche V8T	26
4.2	Parametervariationen V8T	34
5.1	Relevante Kennzahlen für dem Wärmeübergang	37
6.1	Parametervariationen 3D-CFD Simulationen	57
6.2	Parametrierung der 0D-Turbulenzmodelle	60
6.3	Vergleich Turbulenzwerte 3D-CFD vs. 0D	63
6.4	Betriebsparameter von Variationspunkt #10	66
6.5	Betriebsparameter von Variationspunkt #140	67
6.6	Betriebsparameter von Variationspunkt #166	69
7.1	Möglichkeiten zur Verifikation der Modelle	71
7.2	Vermessene Varianten des NEFZ	75