

Modellierung und Auslegung von Antriebssträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren

Dissertation
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn
Dipl.-Ing. Cornelius von Heyden

1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Werner Eißler
2. Gutachter: PD Dr.-Ing. habil. Wolfram Gottschalk
3. Gutachter: Dr.-Ing. Jens Neumann

Tag der Einreichung: 30.12.2016
Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 25.09.2017

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand im Fachbereich „Entwicklung Antrieb“ der Bayerischen Motoren Werke AG in München.

Besonderer Dank gilt meinem Doktorvater Herrn Prof. Dr.-Ing. Werner Eißler für die Betreuung der Arbeit und die Übernahme des Erstgutachtens.

Bei Herrn Priv.-Doz. Dr.-Ing. habil. Wolfram Gottschalk möchte ich mich für die Übernahme des Zweitgutachtens, bei Herrn Prof. habil. Dr.-Ing. Jean-Pierre Bergmann für den Vorsitz der Prüfungskommission bedanken.

Mein herzlicher Dank gilt meinem geschätzten Kollegen Herrn Dr.-Ing. Jens Neumann. Durch sein unermüdliches Interesse auch in schwierigen Phasen der Promotion und seine wertvollen Anregungen und Diskussionen hat er entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Den Kollegen im Team „Simulation Fahrleistung und Verbrauch“ danke ich für die ausgesprochen angenehme Zusammenarbeit. Insbesondere möchte ich dabei Herrn Dr.-Ing. Andrei Silviu Stanciu für die fachlichen Denkanstöße sowie Herrn Dipl.-Ing. Jeffrey Hillyard und Herrn Dr. Philip Gamble für das Korrekturlesen der englischsprachigen Zeitschriftenveröffentlichung danken.

Für die wohlwollende Unterstützung und Förderung des Themas sei den Teamleitern Herrn Dr.-Ing. Dirk Abendroth und Herrn Dipl.-Ing. Thomas Schretzlmeier gedankt.

Abschließend danke ich den von mir betreuten Diplomanden Thomas Fahr, Paloma Monedero und Benjamin Schiffel für ihren außerordentlichen Einsatz und die gute Zusammenarbeit.

Kurzfassung

Bei der Auslegung von Antriebssträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren ist das transiente Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors von besonderem Interesse. Ein wesentlicher Grund ist die thermodynamische Kopplung von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader. Diese hindert den Verbrennungsmotor, einer spontanen Lastanforderung zu folgen und hat bedeutenden Einfluss auf das transiente Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs.

Die Simulation des Verbrennungsmotors zusammen mit dem Fahrzeug ermöglicht die Auswertung signifikanter Auslegungsparameter. Aufgrund ihrer hohen Komplexität und langen Rechenzeit genügen zyklusaufgelöste Motorprozess-Simulationen nicht den Anforderungen, die an die Antriebsauslegung in der Vorentwicklung gestellt werden. Darum wird in dieser Arbeit ein Mittelwertmodell zur Auslegung von Antriebssträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren entwickelt. Im Mittelwertmodell wird die Arbeitsprozessrechnung durch einen Datensatz ersetzt und der Ladungswechsel durch nulldimensionale (konzentrierte) Volumina modelliert.

Nachdem die Größe des Turboladers entscheidenden Einfluss auf den transienten Motorprozess ausübt, wird die Wechselwirkung zwischen Abgasturbolader und Verbrennungsmotor untersucht. Um mit einem einzigen Datensatz unterschiedliche Turboladergrößen zu erfassen, wird bei der Vorausberechnung des Datensatzes die Turbine durch eine skalierbare Abgasdrossel ersetzt. Für die Skalierung wird eine Korrelation zwischen Turbinengröße und dem Durchmesser der Abgasdrossel vorgestellt.

Zwei neue Gleichungen für Turbinenfaktoren werden hergeleitet, um den Linearisierungsfehler in der Mittelwert-Turbine zu kompensieren. Die neu eingeführten Turbinenfaktoren befähigen das Mittelwertmodell zur Vorausberechnung des transienten Betriebsverhaltens.

Das Modell wird erfolgreich mit Messdaten aus transienten Fahrmanövern abgeglichen und es werden Anwendungsbeispiele, u. a. mit einem hybridisierten Antriebsstrang gezeigt. Das entwickelte Mittelwertmodell verkürzt die Rechenzeit gegenüber einem zyklusaufgelösten Verbrennungsmotormodell um den Faktor 30-40 und eignet sich insbesondere für Auslegungsrechnungen, in denen Parameter wie Achsübersetzung oder Turboladergröße systematisch variiert werden.

Abstract

Whenever an exhaust turbocharged powertrain is designed, the transient behaviour of the internal combustion engine (ICE) is under special focus. One of the reasons is given by the thermodynamic coupling of ICE and turbocharger, which restricts the engine from following spontaneous driver demands and has significant impact on the transient vehicle acceleration.

The simulation of the engine together with the vehicle enables the evaluation of significant powertrain design parameters. Due to high complexity and long computing time, crank-angle resolved engine simulation does not fit the needs of early stage powertrain development. Therefore, a mean value model is developed to design powertrains with exhaust turbocharged spark ignition engines. In the mean value model the working cycle is replaced by an engine dataset and the gas exchange process is modelled by concentrated (0D) volumes.

As turbocharger size strongly affects the transient engine process, the interaction between turbocharger and internal combustion engine is investigated. In order to modify turbocharger size within a single mean value dataset, a scalable exhaust throttle instead of the turbocharger is introduced to the precalculation of the engine dataset and a correlation between turbine size and throttle diameter is presented. To compensate the linearisation error in the mean value turbine, two new equations for turbine pulsation factors are derived. The newly introduced turbine factors enable the mean value model to predict the transient engine behaviour.

The model is successfully validated against measured data from transient driving manoeuvres and sample applications among others with a hybridised powertrain are given. The developed model offers a speed-up factor of 30-40 compared to a crank-angle resolved engine model and is especially suited when a large quantity of design parameters such as final drive ratio or turbocharger size are varied.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Einführung und Problemstellung	1
1.2	Stand der Forschung	2
1.3	Ziel und Aufbau der Arbeit	5
2	Grundlagen der Modellierung	7
2.1	Fahrzeuginnenraumdynamik	7
2.2	Motorprozessrechnung	8
2.2.1	Arbeitsprozessrechnung	9
2.2.2	Ladungswechselrechnung	10
2.3	Abgasturboaufladung	13
2.3.1	Energiewandlung in der Turbine	16
2.3.2	Turbinenkennfeld	17
2.3.3	Energiewandlung im Verdichter	22
2.3.4	Verdichterkennfeld	22
3	Methoden der Modellbildung und Anforderungsanalyse	25
3.1	Modellbildung von Verbrennungsmotoren	25
3.1.1	Physikalische Modelle	27
3.1.2	Empirische Modelle	29
3.1.3	Kombinierte Modellbildung	30
3.2	Anforderungsanalyse	31
3.2.1	Prognose des Instationärverhaltens	32
3.2.2	Variation der Antriebskonfiguration	33
3.2.3	Genauigkeit	34
3.2.4	Berechnungsaufwand	34
3.3	Zielkonflikt der Modellbildung	36
3.4	Auflösung des Zielkonflikts	37
4	Motormodell zur Antriebsauslegung in der Vorentwicklungsphase	41
4.1	Validierung des Referenzmodells	42
4.2	Sensitivitätsanalyse abgasturboaufgeladener Fahrzeugantriebe	42
4.2.1	Erstellung der Sensitivitätsanalyse	46
4.2.2	Auswertungsmethodik	51
4.2.3	Schlußfolgerungen	51
4.3	Mittelwertmodell mit austauschbarer Turbine	53
4.3.1	Auswahl der Ein- und Ausgangsgrößen der Motorbedatung	54

4.3.2	Grundmotor mit Abgasdrossel als Ersatzturbine	58
4.3.3	Korrelation zwischen Turbinengröße und Motorbedatung	60
4.3.4	Berücksichtigung der pulsierenden Turbinenbeaufschlagung	64
4.3.5	Generierung der Motorbedatung	70
4.3.6	Zusammenfassung der Berechnungsmethodik	74
5	Anwendungsbeispiele zur Antriebsstrangauslegung	79
5.1	Validierung des Antriebsstrangmodells	79
5.2	Parametervariationen	79
5.3	Ausblick auf die Auslegung eines hybridisierten Antriebsstrangs	84
5.4	Diskussion der Ergebnisse	88
6	Zusammenfassung und Ausblick	93
	Literaturverzeichnis	104
	Symbolverzeichnis	105
	Abbildungsverzeichnis	115
	Tabellenverzeichnis	117
A	Ähnlichkeitsgesetze von Turbinen und Verdichtern	119
B	Zusätzliche Tabellen und Abbildungen	121
C	Leitfaden zur Anwendung der Berechnungsmethodik	125
C.1	Kalibrierung des 1D-Ladungswechselmodells	126
C.2	Generierung der Bedatung	128
C.3	Zusammenfassung der Luftführung	130
C.4	Generierung der Turbinen-Pulsationskennfelder	130
C.5	Aufbau des Mittelwertmodells	133

1 Einleitung

1.1 Einführung und Problemstellung

Die Entwicklung zukünftiger Ottomotoren wird durch verschärfte CO_2 -Anforderungen geprägt. Technisch aufgewertete Motoren mit Direkteinspritzung, vollvariablem Ventiltrieb und Abgasturboaufladung mindern den Kraftstoffverbrauch und reduzieren den CO_2 -Ausstoß. Daneben sind die erreichbare Fahrleistung und damit das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs die maßgeblichen Entwicklungsziele eines Fahrzeugprojektes. Durch die thermodynamische Kopplung zwischen Hubkolbenmotor und Abgasturbolader verändert sich das instationäre Betriebsverhalten der Antriebseinheit. Bei einem Lastsprung kann der Hubkolbenmotor die von der Turbine gewünschte Abgasenthalpie nur verzögert bereitstellen. Der Fahrer nimmt die Entfaltung der Antriebsleistung durch die Fahrzeugbeschleunigung wahr. Diese ist neben dem Motorkonzept auch von der Getriebekonfiguration, der Achsübersetzung und den Fahrwiderständen abhängig. Um Antriebskonfigurationen auszulegen und zu bewerten, muss daher das Instationärverhalten des Antriebstrangs in Wechselwirkung mit dem Fahrzeug dargestellt werden. Dafür eignen sich Simulationsrechnungen, weil sie Antriebsauslegungen gegenüber realen Versuchsträgern mit wesentlich geringerem Zeit- und Kosteneinsatz vergleichbar machen.

Die unterschiedlichen Stellhebel der Antriebsauslegung und die komplexen Wechselwirkungen erfordern die Analyse einer Vielzahl an möglichen Varianten. Wesentlicher Grund dafür ist, dass Automobilhersteller am durchschnittlichen CO_2 -Ausstoß ihrer Fahrzeugflotte gemessen werden [90]. Deshalb werden bei der Auslegung einer zukünftigen Fahrzeugbaureihe die Fahrzeuge mit dem höchsten CO_2 -Flottenbeitrag untersucht, der sich aus dem absoluten CO_2 -Ausstoß und der prognostizierten Stückzahl des jeweiligen Fahrzeugderivats bemisst. Werden nun beispielsweise drei Abgasturbolader für die zwei stückzahlstärksten Fahrzeuge einer zukünftigen Baureihe miteinander verglichen, so ergibt sich schnell eine zweistellige Zahl relevanter Varianten. Denn um Wechselwirkungen mit dem Kraftstoffverbrauch auszuschließen, werden mindestens drei unterschiedliche Achsübersetzungen für je zwei Fahrleistungsmanöver betrachtet. In Summe sind also für eine einzige Hubraumvariante 36 Simulationsrechnungen erforderlich, um das Instationärverhalten der drei Abgasturbolader zu bewerten. Deswegen ist allein aufgrund der zahlreichen Varianten eine möglichst kurze Rechenzeit je Instationärmanöver wünschenswert.

Weitere Bedeutung erlangt die Rechenzeit in Hinblick auf den heutzutage standardmäßig in der Automobilindustrie eingesetzten parallelen Produktentwicklungsprozess. Häufig werden Ergebnisse innerhalb eines Arbeitstages erwartet. Aus diesen Gründen benötigt

die Antriebsauslegung ein Simulationsmodell mit möglichst kurzen Rechenzeiten, das trotzdem in der Lage ist die komplexen Wirkmechanismen des Wechselspiels von Abgasturboaufladung und Motorprozessrechnung abzubilden.

1.2 Stand der Forschung

Abgasturboaufgeladene Motoren sind vielfach Gegenstand der aktuellen Forschung. Dabei sind verschiedene Trends zu beobachten. Zum einen existieren Arbeiten, die sich mit der Modellierung und Simulation von Komponenten des Gesamtsystems befassen [89, 75]. Andere Arbeiten beschäftigen sich dagegen vorwiegend mit experimentellen Methoden zur Vermessung der Komponenten [26, 82, 87, 68].

Übergeordnetes Ziel dieser Arbeit ist es, das Verständnis und die schnelle Simulation des Gesamtsystems zur Auslegung von Antriebssträngen zu verbessern. In diesem Zusammenhang wird die transiente Simulation des Gesamtsystems aus abgasturboaufgeladenem Verbrennungsmotor und Fahrzeug untersucht. Da die dazu vorhandene Literatur sehr umfangreich ist, kann hier nur auf ausgewählte Arbeiten eingegangen werden.

SCHMIDT ET AL. [79] verwenden für die zyklusaufgelöste Berechnung transienter Fahrmanöver ein Modell mit eindimensionaler Ladungswechselrechnung und nulldimensionalem Verbrennungsmodell. Für die Darstellung eines zehnstündigen Lastsprungmanövers und vorausgehender zwölfstündiger Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit zur thermischen Konvergenz des Motors geben die Autoren eine Rechenzeit von 60 Minuten auf einem Standard-PC, dessen Leistungsdaten nicht näher genannt werden, an.

MIERSCH [56] hat ebenfalls ein Simulationswerkzeug entwickelt, das für die Analyse transienter Fahrmanöver ein zyklusaufgelöstes Motormodell mit nulldimensionaler Arbeitsprozessrechnung und eindimensionaler Ladungswechselrechnung verwendet. Damit untersucht die Autorin den Einfluss des Turboladerkonzeptes und von Bauraumrestriktionen auf das Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs. Für die Berechnung einer Sekunde Simulationszeit werden 30 Minuten Rechenzeit auf einem Rechner mit 1,8 GHz Taktfrequenz (Pentium IV Prozessor) angegeben. Die analysierten Fahrmanöver dauern zwischen 5 und 15 Sekunden, so dass daraus Simulationszeiten zwischen 2,5 und 7,5 Stunden je Fahrmanöver resultieren.

REULEIN ET AL. [67] geben einen Überblick über Simulationsmethoden zur Bewertung des dynamischen Verhaltens aufgeladener Motoren. Für die Ladungswechselrechnung unterscheiden sie zwischen Füll- und Entleermethode, CFD-Simulation, regelungstechnisch basierter Modellierung mit Kennfeldern sowie eindimensionaler Gasdynamik und kommen zu dem Schluß, dass die eindimensionale Gasdynamik eine Vorausberechnung von Antriebskonzepten in gewissen Grenzen erlaubt. Hinsichtlich der Rechenzeiten wird darauf hingewiesen, dass regelungstechnisch basierte Methoden zwar kurze Rechenzeiten

erlauben, sich aber nicht zur Vorausberechnung eignen. CFD-Simulationen kommen aufgrund zu langer Rechenzeiten für eine Simulation des transienten Motorverhalten ebenfalls nicht in Frage.

Innerhalb der Arbeitsprozessrechnung werden Einzonen-Modelle, Zweizonen-Modelle und Mehrzonen-Modelle unterschieden. Die Autoren führen an, dass Einzonen-Modelle durch die Vorgabe von Brennverläufen für die meisten Anwendungen der Gesamtprozesssimulation ausreichend genaue Aussagen liefern.

WESTIN [96, 97] vergleicht eindimensionale Ladungswechselsimulationen von aufgeladenen Ottomotoren mit Prüfstandsmessungen, um die Genauigkeit von zwei kommerziellen Simulationsprogrammen zu untersuchen. Dabei kommt er u. a. zu dem Ergebnis, dass bei geschlossenem Waste-Gate, was insbesondere bei niedrigen Motordrehzahlen und im instationären Lastsprung der Fall ist, die Simulationsmodelle besonders sensitiv und ungenau gegenüber Messungen sind, weil es keinen regelnden Eingriff auf die Turbinenleistung gibt. Der Autor empfiehlt eine Vorausberechnung der Turbinenleistung nur nach einem Abgleich mit Messdaten. Im Gegensatz dazu zeigen Simulationen mit geregelter Waste-Gate, was in seinen Untersuchungen üblicherweise bei mittleren und hohen Motordrehzahlen auftritt, eine angemessene Vorhersagegenauigkeit des Betriebsverhaltens. Weiterhin stellt der Autor fest, dass der Turbinenwirkungsgrad den größten Einfluss auf die Modellgenauigkeit hat und Wärmeverluste am ATL-Gehäuse einen vergleichsweise geringen Einfluss auf die Genauigkeit bedingen. Für ein 3,5 s dauerndes instationäres Fahrmanöver benötigt sein Simulationsmodell eine Rechenzeit von 1,39 h.

LEFEBVRE UND GUILAIN [51] beschäftigen sich mit dem Zielkonflikt aus Abgasturboaufladung zur Verbrauchsreduzierung (Downsizing) und verschlechtertem Instationärverhalten aufgeladener Ottomotoren. Zur Problemanalyse empfehlen sie das Instationärverhalten mit möglichst genauen Modellen durch Lastsprüngen sowohl bei konstanter als auch veränderlicher Motordrehzahl zu untersuchen. Ihre transienten Messergebnisse vom Prüfstand plausibilisieren sie durch eindimensionale Ladungswechselrechnung im Berechnungsprogramm GT Power. Die Autoren kommen zu der Schlussfolgerung, dass Modellparametrierungen stationärer Vollast-Motormodelle nicht ausreichen, um das Instationärverhalten des selben Motors vorauszuberechnen. Stattdessen sind zusätzliche instationäre Effekte der Verbrennung und des Wärmeübergangs zu berücksichtigen.

Die bisher genannten Arbeiten tragen zwar zur Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit bei, erkaufen diese aber durch gesteigerte Komplexität oder Rechenzeit und erschweren damit die Beherrschbarkeit des Gesamtsystems.

Darüber hinaus existieren Arbeiten, die sich mit der Weiterentwicklung von Grey-Box-Modellen beschäftigen. Grey-Box-Modelle werden vielfach bei steuerungs- oder regelungstechnischen Fragestellungen des Verbrennungsmotors angewandt und kombinieren physikalische und empirische Modellierung, vgl. Abschnitt 3.1.3.

ALBRECHT ET AL [1] gehen ebenfalls auf den Zielkonflikt ein, dem direkteinspritzende Ottomotoren bei der Verbrauchsreduzierung durch Abgasturboaufladung (Downsizing) aufgrund des verzögerten Ansprechverhaltens (Instationärverhalten) ausgesetzt sind.

Zur Verbesserung des instationären Betriebsverhaltens schlagen sie die Optimierung des Ladungswechsels vor und heben in diesem Zusammenhang die Bedeutung der digitalen Motorsteuerung zur Kontrolle der Luftmasse hervor. Zur Reglerauslegung wird ein Motormodell entwickelt, das ein eindimensionales Ladungswechselmodell mit einer null-dimensionalen Verbrennungsmodellierung nach Wiebe kombiniert. Das Modell wird an stationären und an transienten Motorbetriebspunkten validiert. Die Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass zur Ladungswechsoptimierung Mittelwertmodelle nicht ausreichen und stattdessen zyklusaufgelöste eindimensionale Motormodelle notwendig sind. Das entwickelte Modell wird zur Erstellung eines Luftmassen-Beobachters eingesetzt, um die im Zylinder gefangene Luftmasse zu schätzen. Zur Optimierung der Kontrollstrategien wird das Modell in einen echtzeitfähigen Zustand überführt.

ROITHMEIER [71] beschreibt die virtuelle Applikation der Fahrdynamikfunktionen am Beispiel eines aufgeladenen Ottomotors. Dazu verwendet er ein signalflussorientiertes Modell des Verbrennungsmotors, das zur Darstellung des Instationärenverhaltens mit Messungen vom hochdynamischen Motorenprüfstand parametrisiert wird.

MÜLLER ET AL. [60] weisen auf die besondere Eigenschaft von Mittelwertmodellen hin, nämlich das dynamische Verhalten von Verbrennungsmotoren darzustellen ohne die einzelnen Arbeitszyklen aufzulösen. Die Autoren stellen ihr Modell eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors mit Ladeluftkühlung vor. Ihre Berechnungen gleichen sie durch transiente Messungen eines Versuchsmotors ab.

SCHWARZ [81] stellt ein Modell zur transienten Berechnung von Beschleunigungsvorgängen und dem ECE-Fahrzyklus für ein Fahrzeug mit Dieselmotor vor. Um die transiente Rechenzeit zu verkürzen, wird der Arbeitsprozess im Zylinder vorausberechnet. Dafür werden sieben Eingangsparameter systematisch variiert und für jeden Betriebspunkt werden insgesamt sieben Ausgangsgrößen unter stationären Randbedingungen berechnet. Je nach Motorvariante und -drehzahl wird mit dem kennfeldbasierten Modell eine Rechenzeitverkürzung um den Faktor 10 bis 100 gegenüber der zyklusaufgelösten Rechnung bei gleichzeitig guter Übereinstimmung mit Messergebnissen nachgewiesen. Die Übertragbarkeit der Vorgehensweise auf einen Ottomotor wird nicht untersucht.

BERGLUND [8] stellt ein semi-empirisches Modell für aufgeladene Verbrennungsmotoren vor, mit dem das transiente Betriebsverhalten von Antriebssträngen in Nutzfahrzeugen simuliert wird. Mit dem Modell lassen sich Drehmomente, Drehzahlen, Drücke, Temperaturen und Emissionen berechnen. Dafür erfordert das Modell Daten von existierenden Motormodellen und aus Versuchen. Der Autor weist darauf hin, dass das instationäre Drehmoment in einem transienten Lastsprung mit Rückschaltung gegenüber dem stationären Drehmoment um 30 % abweicht.

FRIEDRICH [18] untersucht die alternativen Aufladekonzepte mechanische Zusatzaufladung, elektrisch unterstützte Aufladung und zweistufig geregelte Aufladung gegenüber einer Referenz aus abgasturboaufgeladenem Ottomotor sowohl experimentell als auch rechentechnisch. Das vorgestellte Simulationsmodell besteht aus neuronalen Netzen

für die Modellierung des Motorprozesses sowie Behältern und Drosselstellen für die Motorperipherie. Die Luftführung ist nach der nulldimensionalen Füll- und Entleermethode modelliert. Die Zylinderbedatung besteht aus stationären und zyklusgemittelten Betriebspunkten vom Motorenprüfstand. Daher entspricht der gewählte Modellansatz einem Mittelwertmodell. Zur Berücksichtigung der pulsierenden Turbinenbeaufschlagung werden ein Massenstromfaktor und ein Energiefaktor in Anlehnung an [65] verwendet. Mit dem vorgestellten Modell werden instationäre Lastsprünge simuliert und mit Messungen vom hochdynamischen Motorenprüfstand verglichen.

Weitere Modellansätze zum Testen von Steuererätfunktionen, für HiL-Anwendungen und zur Reglerauslegung finden sich in [16, 33, 29, 34, 57, 5]. Modellansätze zur schnellen Vorausberechnung des Kraftstoffverbrauchs in Fahrzyklen werden in [99] vorgestellt.

Die vorgestellten experimentellen Modelle verfügen durch ihre Echtzeitfähigkeit über kurze Rechenzeiten. Allerdings wird diese durch eine umfangreiche Bedatung erkauft, die den Betrieb des Motors auf dem Motorenprüfstand erfordert. Für den Einsatz in der Vorentwicklung, in der selten Hardware existiert, sind diese Modellansätze daher nur bedingt geeignet.

Es lässt sich festhalten, dass in der Literatur Arbeiten existieren, die das Instationärverhalten von Antrieben mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren mit erheblichem experimentellem oder simulativen Aufwand untersuchen. Auf die spezifischen Anforderungen der Antriebsauslegung in der frühen Entwicklungsphase und dafür geeignete Methoden zur Modellbildung wird dagegen nicht explizit eingegangen.

1.3 Ziel und Aufbau der Arbeit

Das Ziel der vorliegenden Arbeit besteht darin, eine Berechnungsmethodik zu entwickeln mit der sich das instationäre Betriebsverhalten von Antrieben mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren für die Antriebsauslegung, d. h. die Dimensionierung der auslegungsrelevanten Antriebskomponenten hinreichend genau prognostizieren lässt. Dafür sollen die spezifischen Anforderungen der Antriebsauslegung in der frühen Entwicklungsphase herausgearbeitet werden, um eine geeignete Modellbildung abzuleiten.

Dazu gliedert sich die Arbeit in sechs Kapitel. Nach der Einführung stellt Kapitel 2 die grundlegenden theoretischen Zusammenhänge dar, die für das Verständnis abgasturboaufgeladener Ottomotoren erforderlich sind. Dafür werden die physikalischen Wirkmechanismen in die drei Ebenen Fahrzeuglängsdynamik, Motorprozessrechnung und Abgasturboaufladung unterteilt.

Kapitel 3 stellt die gängigen Methoden der Modellbildung vor und leitet in einer Anforderungsanalyse die relevanten Anforderungen zur Zielerreichung ab.

In Kapitel 4 werden anhand einer Sensitivitätsanalyse die dominanten Wirkmechanismen des Instationärverhaltens für die Modellbildung identifiziert. Darauf basierend wird eine

Berechnungsmethodik für ein Mittelwertmodell abgasturboaufgeladener Ottomotoren entwickelt.

In Kapitel 5 werden spezifische Auslegungsparameter variiert und die Ergebnisse diskutiert. Anschließend wird die Anwendung der Berechnungsmethodik an einem hybridisierten Antriebsstrang demonstriert. Außerdem werden die erzielten Ergebnisse der Arbeit einer kritischen Begutachtung unterzogen.

In Kapitel 6 sind die erarbeiteten Ergebnisse zusammengefasst.

2 Grundlagen der Modellierung

2.1 Fahrzeuglängsdynamik

Die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs a_{Fzg} ist die vom Fahrer wahrnehmbare physikalische Größe und ergibt sich bei fester Übersetzung aus der Motordrehzahl bzw. der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle ω_{KW} und dem dynamischen Radhalbmesser r_{dyn} zu

$$a_{Fzg} = \frac{d\omega_{KW}}{dt} \frac{r_{dyn}}{i_{AG}i_{SG}}. \quad (2.1)$$

Darin sind i_{SG} und i_{AG} die Übersetzungen des Schalt- und Achsgetriebes. Die Motordrehzahl ist das Resultat aus dem Gleichgewicht des Antriebsmomentes und der Fahrwiderstandsmomente und kann in Anlehnung an [48] mit

$$M_{VM} = M_{Beschl} + M_{Luft} + M_{Roll} + M_{Steig} + M_{Getr,Verl}. \quad (2.2)$$

angeschrieben werden. Darin bezeichnen M_{VM} das Drehmoment des Verbrennungsmotors an der Kupplung und M_{Beschl} , M_{Luft} , M_{Roll} , M_{Steig} , $M_{Getr,Verl}$ die Drehmomente des Beschleunigungs-, Luft-, Roll-, Steigungswiderstandes sowie der Getriebeverluste bezogen auf die Kurbelwelle des Verbrennungsmotors. Gleichung 2.2 kann mit der Gesamtübersetzung $i_{ges}=i_{SG} i_{AG}$ zu

$$M_{VM} = J_{red}\dot{\omega}_{KW} + r_{dyn} \left[\frac{\rho_L}{2} c_w A \left(\frac{\omega_{KW}}{i_{ges}} r_{dyn} \right)^2 + m f_r g + m g \sin(\alpha) \right] + M_{Getr,Verl} \quad (2.3)$$

aufgelöst werden. Darin bezeichnet J_{red} die auf die Kurbelwelle reduzierte Trägheit des Antriebsstranges. Diese berechnet sich für den Hinterradantrieb gangabhängig zu

$$J_{red} = J_{KT} + J_{G,ein} + \frac{J_{G,aus} + J_{Gelenk}}{i_{SG}^2} + \frac{J_{Ab}}{i_{ges}^2} + \frac{m}{i_{ges}} r_{dyn}^2 \quad (2.4)$$

aus der Trägheit des Kurbeltriebs J_{KT} , den getriebeeingangsseitigen Trägheiten $J_{G,ein}$, den getriebeausgangsseitigen Trägheiten $J_{G,aus}$, der Trägheit der Gelenkwelle J_{Gelenk} , den Trägheiten des Abtriebs J_{Ab} (Abtriebswellen, Bremscheiben, Räder) und der Fahrzeugmasse m_{Fzg} . Weiterhin sind ρ_L die Luftdichte, c_w der Luftwiderstandsbeiwert, A die angeströmte Querschnittsfläche des Fahrzeugs, g die Erdbeschleunigung, f_r der Rollwiderstandsbeiwert und α der Steigungswinkel.

2.2 Motorprozessrechnung

Die Motorprozessrechnung beschreibt die Zustandsänderungen im Verbrennungsmotor und das daraus resultierende Drehmoment an der Kupplung. Die Prozessschritte „Ansaugen“, „Verdichten“ und „Ausstoßen“ werden nachfolgend als Ladungswechselrechnung und der Prozessschritt „Arbeiten“ als Arbeitsprozessrechnung bezeichnet. Die Ausführungen dazu erfolgen in Anlehnung an [64, 55]. Dafür wird das Zylindervolumen V_Z in das veränderliche Hubvolumen V_H und das konstante Kompressionsvolumen V_C aufgeteilt. Mit dem Kolbendurchmesser D und dem Kurbelradius r gilt

$$V_Z = V_H + V_C = \pi \cdot D^2 \cdot 2 \cdot r + V_C. \quad (2.5)$$

Der Hubkolbenmotor verrichtet seine Arbeit nur entlang des Kolbenweges. Deswegen berechnet sich das Drehmoment aus effektivem Mitteldruck p_{me} und Hubvolumen V_H am Viertaktmotor zu

$$M_{VM} = \frac{V_H}{4\pi} p_{me}. \quad (2.6)$$

Die Umwandlung der im Brennstoff gebundenen chemischen Energie Q_B in mechanische Arbeit W_{eff} an der Kurbelwelle ist mit Verlusten behaftet, die durch den effektiven Wirkungsgrad η_{eff} zu

$$\eta_{eff} = \frac{W_{eff}}{Q_B} \quad (2.7)$$

berücksichtigt werden. Ebenso wie für den Arbeitsprozess gibt es auch für den Ladungswechsel eine Kenngröße, welche die Effizienz der Prozessführung beschreibt. Maßgeblich für die Drehmomentbildung des Ottomotors ist die nach dem Ladungswechsel im Zylinder verbleibende Luftmasse. Diese wird durch den Liefergrad λ_l ausgedrückt, der die tatsächliche im Zylinder verbleibende Luftmasse $m_{L,tat}$ ins Verhältnis zu einer theoretischen Luftmasse bspw. bei Normbedingungen $m_{L,norm}$ setzt. Es gilt

$$\lambda_l = \frac{m_{L,tat}}{m_{L,norm}}. \quad (2.8)$$

Die umsetzbare Energiemenge bezogen auf das Volumen wird durch den Gemischheizwert angegeben. Für den Gemischheizwert des luftansaugenden Motors (Benzindirekteinspritzung) gilt mit dem stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} und dem Verbrennungsluftverhältnis λ

$$H_g = \frac{H_u \cdot \rho_{L,norm}}{\lambda \cdot L_{st}}. \quad (2.9)$$

Darin bezeichnen H_u den unteren Heizwert und $\rho_{L,norm}$ die Luftdichte unter Normbedingungen. Nun lässt sich der effektive Mitteldruck mit Gemischheizwert und Liefergrad zu

$$p_{me} = \lambda_l \cdot H_g \cdot \eta_{eff} \quad (2.10)$$

anschreiben. Gleichung 2.10 verdeutlicht, dass sich die Drehmomenterzeugung im Verbrennungsmotor in die beiden Teilprozesse Arbeitsprozessrechnung und Ladungswechselrechnung unterteilt.

Nach Einsetzen der Gleichungen 2.7 bis 2.9 in 2.6 kann das Drehmoment an der Kupplung durch

$$M_{VM} = \frac{V_H}{4\pi} \cdot \rho_{L,tat} \cdot \frac{H_u}{\lambda L_{st}} \cdot \eta_{eff} \quad (2.11)$$

ausgedrückt werden.

2.2.1 Arbeitsprozessrechnung

Die Arbeitsprozessrechnung beschreibt die Energiewandlung im System Zylinder. Grundsätzlich unterliegen die thermodynamischen Zustandsänderungen innerhalb der Systemgrenzen sowohl zeitlichen als auch örtlichen Abhängigkeiten. Eine häufig verwendete Modellbildung ist das Einzonenmodell. In diesem Fall wird der Zylinder als nulldimensionaler und homogen durchmischter Behälter betrachtet, siehe Abbildung 2.1. Daher entfällt die Impulsgleichung und das System lässt sich durch die Energiebilanz (1. Hauptsatz der Thermodynamik) und die Massenbilanz (Kontinuitätsgleichung) beschreiben. Weiterhin wird das Arbeitsgas im Einzonenmodell als Gemisch idealer Gase ohne innere Reibungskräfte behandelt. Dann gilt für die Massenbilanz¹

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_E}{dt} - \frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_B}{dt} - \frac{dm_{Leck}}{dt}. \quad (2.12)$$

Es bezeichnen m_E die einströmende Masse, m_A die ausströmende Masse, m_B die Brennstoffmasse und m_{Leck} die Leckagemasse. Basierend auf den zuvor definierten Prämissen des Einzonenmodells gilt für die Energiebilanz¹

$$\frac{dU}{dt} = \frac{dQ_B}{dt} - p \frac{dV}{dt} - \frac{dQ_W}{dt} + h_E \frac{dm_E}{dt} - h_A \frac{dm_A}{dt} - h_A \frac{dm_{Leck}}{dt} \quad (2.13)$$

wobei U die innerer Energie, Q_W die Wandwärmeverluste, h_E die spezifische Enthalpie des Einlassmassenstroms und h_A die spezifische Enthalpie des Auslassmassenstroms angeben. Die Wandwärmeverluste können beispielsweise nach den Ansätzen von Woschni und die Freisetzung der Brennstoffwärme durch den Brennverlauf nach Wiebe modelliert werden [64, 55].

Für die Lösung der gekoppelten Differentialgleichungen Massenbilanz und Energiebilanz sind zwei weitere Gleichungen notwendig. Das ist zum einen die Zustandsgleichung idealer Gase

$$pV = mRT. \quad (2.14)$$

¹Für die Massen- und Energiebilanz der Arbeitsprozessrechnung gilt die Konvention, dass dem System zugeführte Massen- und Energieströme in der Bilanz positiv sind und durch einen Pfeil zur Systemgrenze gekennzeichnet werden, dem System abgeführte Massen- und Energieströme in der Bilanz negativ sind und durch einen Pfeil von der Systemgrenze abweisend gekennzeichnet werden, vgl. Abbildung 2.1. Diese Darstellung nimmt die Interpretation der Rechenergebnisse vorweg. Denn bei korrekter Pfeilrichtung haben die berechneten zu- und abgeführten Massen- bzw. Energieströme beide numerisch positive Werte.

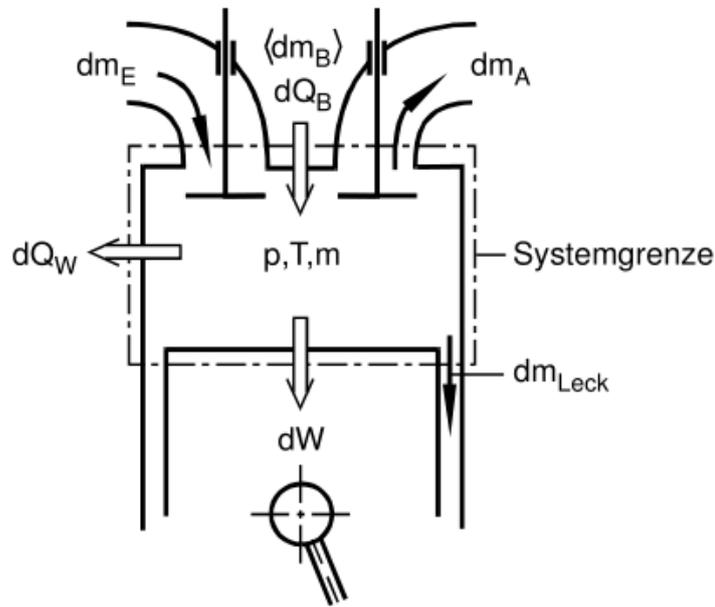


Abbildung 2.1: Einzonenmodell des Zylinders aus [64]

In idealen Gasen hängt der Druck linear von Dichte und Temperatur ab. Die endliche Ausdehnung der Gasteilchen und intermolekulare Anziehungskräfte führen bei hohen Drücken zu Abweichungen, die durch den Realgasfaktor z.B. nach Zacharias berücksichtigt werden können [100, 76, 98].

Zum anderen ist eine Gleichung der inneren Energie notwendig. Diese ändert sich auch mit der Masse, daher gilt

$$\frac{dU}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt}. \quad (2.15)$$

Die Werte für die innere Energie des Arbeitsgases liegen in Tabellen vor und können Stoffgrößenprogrammen entnommen werden. Alternativ existieren in der Literatur verschiedene Polynomansätze [37, 43, 100].

2.2.2 Ladungswechselrechnung

Der Ladungswechsel des Verbrennungsmotors kann durch die Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie beschrieben werden. Dazu werden diese Gleichungen für die eindimensionale, instationäre, reibungsbehaftete, nicht adiabate Rohrströmung mit veränderlichem Querschnitt in Längsrichtung (x -Richtung) nach [64] angeschrieben. Mit der Strömungsgeschwindigkeit v , der Fluidichte ρ und dem Rohrquerschnitt A gilt für die Massenerhaltung im Kontrollvolumen ABCD, vgl. Abbildung 2.2

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} + \frac{\rho v}{A} \frac{dA}{dx} = 0. \quad (2.16)$$

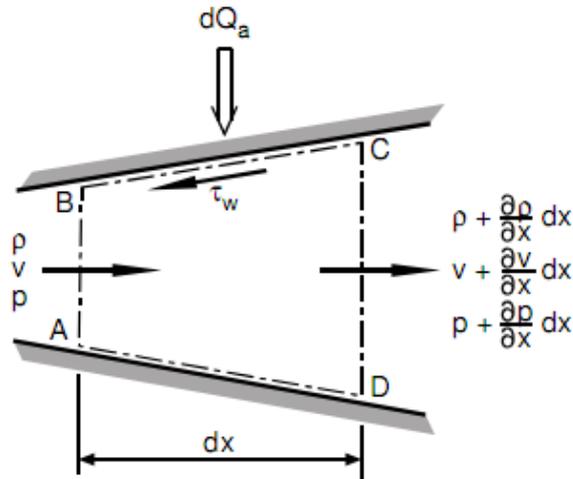


Abbildung 2.2: Kontrollvolumen der eindimensionalen Rohrströmung aus [64]

Änderungen des Drucks p und die Wandreibung f_r üben eine Beschleunigung auf die Fluidteilchen aus. Dieser Zusammenhang wird durch die Impulserhaltung zu

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + f_r = 0. \quad (2.17)$$

ausgedrückt. Die ein- und austretenden Energieströme aus Wärme, Enthalpie und kinetischer Energie ändern sowohl die im Fluid gespeicherte innere Energie als auch die kinetische Energie selbst. Mit der Schallgeschwindigkeit a und dem Isentropenexponenten κ lautet die Energieerhaltung des idealen Gases

$$\frac{\partial p}{\partial t} + v \frac{\partial p}{\partial x} - a^2 \left\{ \frac{\partial \rho}{\partial t} + v \frac{\partial \rho}{\partial x} \right\} - (\kappa - 1)(\dot{q} + v f_r) \rho = 0. \quad (2.18)$$

Durchströmungen von Drosselstellen wie den Gaswechselventilen werden durch die Durchflussgleichung (Drosselgleichung) mit

$$\dot{m} = \mu A \sqrt{2 p_{vor} \rho_{vor}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left[\left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{nach}}{p_{vor}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.19)$$

modelliert. Darin bezeichnen μ die Durchflusszahl zur Berücksichtigung von Reibung, A den Drosselquerschnitt und $p_{vor,nach}$ die Drücke vor bzw. nach der Drosselstelle. Der Ausdruck unter der zweiten Wurzel ist die Durchflussfunktion Ψ [64, 55, 65, 38].

Das Ergebnis des Ladungswechsels ist die für die anschließende Verbrennung im Zylinder eingeschlossene Luftmasse und wird durch den Liefergrad charakterisiert, vgl. Gleichung 2.8. Durch die Ventilüberschneidung nimmt unter Umständen nicht die gesamte aufgewendete Luftmenge an der Verbrennung teil. Deswegen wird zur Beschreibung der Aufladevorgänge der sogenannte Luftaufwand

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad (2.20)$$

eingeführt, welche die gesamte den Einlasstrakt durchströmte Luftmasse m_E ins Verhältnis zur theoretischen Luftmasse m_{th} setzt. Die Differenz aus Luftaufwand und Liefergrad ergibt dann die Spülluftmenge, die direkt von der Einlassseite durch den Zylinder in den Auslasstrakt geleitet wird.

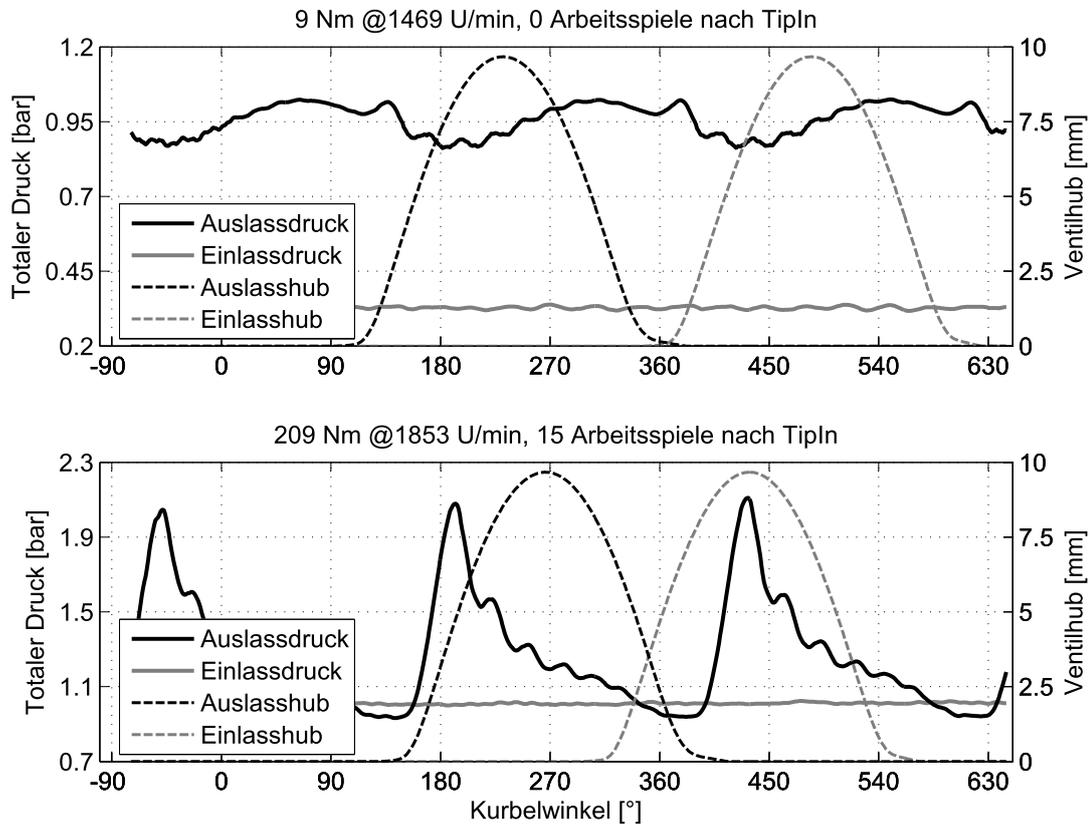


Abbildung 2.3: Ein- und Auslassdruck für ein Arbeitsspiel mit negativem (oben) und partiell positivem Spülgefälle im Ladungswechsel-OT (unten)

Abbildung 2.3 veranschaulicht das Prinzip des überspülenden Ladungswechsels anhand eines 6-Zylindermotors mit Biturbo-Aufladung. Die dargestellten Einlass- und Auslassdruckverläufe wurden einer instationären Simulation entnommen. Vor dem instationären Lastsprung (TipIn) fährt das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit bei niedriger Last und Drehzahl, Abbildung 2.3 oben. Aufgrund des angedrosselten Betriebs ist der Auslassdruck größer als der Einlassdruck und es liegt ein negatives Spülgefälle über den Zylindern an. Um den Motor dabei mit möglichst wenig Restgas zu betreiben, sind die Ventilspreizungen² auseinandergedfahren und sorgen für geringe Ventilüberschneidung im Ladungswechsel-OT (360 °KW). Nach ca. 15 Arbeitsspielen hat der Motor bereits deutlich Last aufgebaut, so dass der Einlassdruck während dem Ladungswechsel-OT kurzzeitig über den Auslassdruck steigt und sich ein positives Spülgefälle einstellt,

²Der Spreizungswinkel der Einlass- bzw. Auslassnockenwelle kennzeichnet den Phasenwinkel in °KW zwischen oberem Totpunkt und maximalem Ventilhub des Einlass- bzw. Auslassventils.

Abbildung 2.3 unten. Das positive Druckgefälle wird zusammen mit einer deutlichen Ventilüberschneidung genutzt, um ein Überspülen von Frischluft in den Abgastrakt zu ermöglichen. Hierdurch wird das Ansprechverhalten des abgasturboaufgeladenen Motors verbessert, da sich nicht nur die Füllung erhöht, sondern auch der Verdichter durch den gesteigerten Massendurchsatz mit verbessertem Wirkungsgrad betrieben wird und bei einem unterstöchiometrischen (fetten) Gemisch im Zylinder die durchgespülte Frischluft vor der Turbine exotherme Nachreaktionen anregt [47, 24].

2.3 Abgasturboaufladung

Ziel der Abgasturboaufladung ist die Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors bei gleichbleibendem Hubraum oder Leistungserhaltung bei reduziertem Hubraum (Downsizing) [50]. Dazu nutzt die Turbine die Energie des Abgasmassenstroms zur Vorverdichtung der Frischgasmasse. Zur thermodynamischen Beschreibung werden die vier Zustände vor Verdichter (1), nach Verdichter (2), vor Turbine (3) und nach Turbine (4) unterschieden, siehe Abbildung 2.4. Im stationären Zustand gilt für das Gleichgewicht aus Turbinenleistung P_T und Verdichterleistung P_V bei Vernachlässigung der Lagerreibung und Annahme eines adiabaten Systems

$$\dot{m}_T \cdot \Delta h_{sT} \cdot \eta_T = \dot{m}_V \cdot \Delta h_{sV} \cdot \frac{1}{\eta_V} \quad (2.21)$$

Das isentrope Enthalpiegefälle Δh_{sT} entspricht der von der Turbine verrichteten spezifische Arbeit und lässt sich zu

$$\Delta h_{sT} = R_A \cdot T_3 \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right] \quad (2.22)$$

anschreiben. Das isentrope Enthalpiegefälle Δh_{sV} am Verdichter ergibt sich dagegen zu

$$\Delta h_{sV} = R_E \cdot T_1 \cdot \frac{\kappa_E}{\kappa_E - 1} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_E - 1}{\kappa_E}} - 1 \right]. \quad (2.23)$$

Darin bezeichnen κ_E bzw. κ_A den mittleren Isentropenexponent des Einlass- bzw. Auslassmassenstroms und R_E , R_A die mittlere spezifische Gaskonstante des Einlass- bzw. Auslassmassenstroms. Aus den Gleichungen 2.21 - 2.23 erhält man nach Einführung des gesamthaften Turboladerwirkungsgrades $\eta_{ATL} = \eta_T \eta_V \eta_{mech}$ und Umstellung

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{R_A T_3}{R_E T_1} \cdot K \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right] \eta_{ATL} \right\}^{\frac{\kappa_E}{\kappa_E - 1}} \quad (2.24)$$

mit

$$K = \frac{\kappa_E - 1}{\kappa_E} \cdot \frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1}. \quad (2.25)$$

Diese Gleichung wird als Hauptgleichung der Abgasturboaufladung bezeichnet und gibt das Verdichterdruckverhältnis in Abhängigkeit vom Zustand (Druckverhältnis, Temperatur, Wirkungsgrad) an der Turbine an. Sie verdeutlicht, dass ein höheres Verdichterdruckverhältnis im stationären Fall und bei geschlossenem Waste-Gate ($\dot{m}_V = \dot{m}_T$) abgesehen von der Abgastemperatur und dem Turbinenwirkungsgrad nur durch ein größeres Enthalpiegefälle an der Turbine erzeugt werden kann. Das Enthalpiegefälle hängt vom Aufstauverhalten der Turbine ab. Ein kleiner Turbinenquerschnitt erzeugt durch den erhöhten Staudruck ein höheres Enthalpiegefälle als ein großer Turbinenquerschnitt. Weiterhin wird unterschieden, ob die Turbine mit konstantem Druck (Stauaufladung) oder pulsierendem Druck (Stoßaufladung) beaufschlagt wird. Ein Vergleich der Beaufschlagungsarten eignet sich, um die Wirkmechanismen der Abgasturboaufladung zu veranschaulichen.

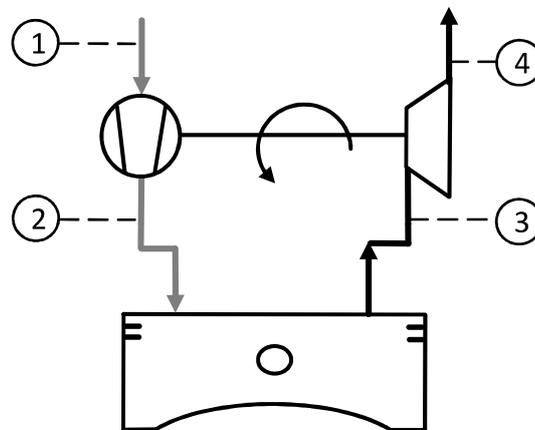


Abbildung 2.4: Prinzipskizze Abgasturboaufladung

Prinzip der Stauaufladung

Bei der Stauaufladung werden die Abgasleitungen aller Zylinder in einen gemeinsamen großvolumigen Ausgleichsbehälter geleitet, damit die Turbine von einem Abgasmassestrom mit möglichst konstantem Druck beaufschlagt wird. Die thermodynamischen Zustandsänderungen lassen sich im h-s-Diagramm anhand der Isobaren veranschaulichen, siehe Abbildung 2.5. Beim Einströmen in den Ausgleichsbehälter werden die Abgaspulsationen vom Zylinderdruck p_0 auf den konstanten Druck p_3 vor Turbine entspannt. Dabei wird kinetische Abgasenergie durch Dissipation in thermische Energie gewandelt. Trotz Erhaltung der Totalenthalpie (Annahme eines adiabaten Auslassbehälters) führen die Drosselung an den Auslassventilen, die Verwirbelung der Geschwindigkeitsenergie $(v_1)^2/2$ und die Durchmischung des Behälterinhaltes zu einer starken Entropiezunahme. Dadurch vermindert sich das theoretisch im Zylinder verfügbare Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,Z}$ auf das nunmehr geringere Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,T}$. Nach Abzug der Turbinenverluste verbleibt zum Antrieb des Verdichters letztlich das Enthalpiegefälle Δh_T an der Turbine.

Die Vorteile der Stauaufladung liegen in der einfachen Gestaltung des Auslasssystems

und dem niedrigen Kraftstoffverbrauch aufgrund geringer Ladungswechselarbeit und gutem Turbinenwirkungsgrad. Dem gegenüber steht ein träges Ansprechverhalten, weil beim Lastsprung das Druckniveau im großvolumigen Abgasbehälter nur langsam ansteigt [38, 64].

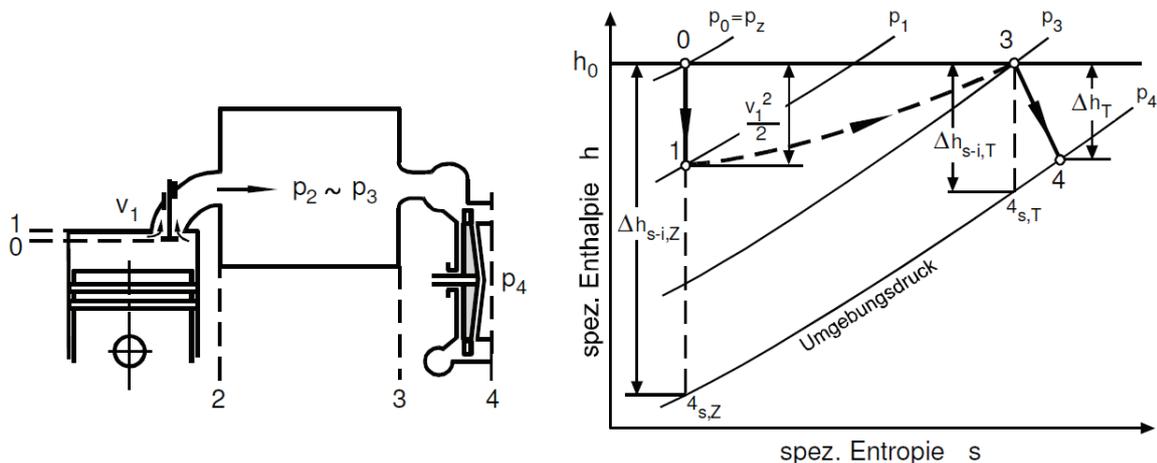


Abbildung 2.5: h-s-Diagramm für Stauaufladung aus [38]

Prinzip der Stoßaufladung

Bei der Stoßaufladung wird die Turbine über möglichst kurze Leitungen mit den Zylindern verbunden. Die Zusammenhänge sind vereinfacht in Abbildung 2.6 dargestellt. Nach dem Öffnen des Auslassventils strömt das Abgas bei überkritischem Druckverhältnis im Ventilschlitz mit Schallgeschwindigkeit in den Auslasskanal. Unter Annahme einer adiabaten Rohrleitung und unter Vernachlässigung der Reibungsverluste erreicht das Abgas die Turbine mit der Geschwindigkeit $v_3 \approx v_2$. Dabei kommt es zu einem schnellen Absinken des Druckverhältnisses am Ventil und damit - bei Betrachtung der gesamten Auslassphase - zu geringeren Drosselverlusten als bei Stauaufladung. Die Abgasenergie wird größtenteils als Druckwelle zur Turbine transportiert, ein kleinerer Teil wird als Geschwindigkeitswelle zur Turbine transportiert. Aufgrund der geringeren Drosselverluste und dem teilweisen Erhalt der Geschwindigkeitsenergie wird gegenüber der Stauaufladung beim Enthalpietransport zur Turbine weniger Entropie gebildet. Deshalb wird durch Stoßaufladung vom theoretisch möglichen Enthalpiegefälle $\Delta h_{s-i,Z}$ am Zylinder ein größerer Anteil Δh_T zum Antrieb des Verdichters bereitgestellt.

Wesentlicher Vorteil der Stoßaufladung ist das gute Ansprechverhalten des Motors bei Lastwechseln aufgrund der vergleichsweise kleinen Leitungsvolumina vor Turbine. Dem gegenüber stehen ein schlechterer Turbinenwirkungsgrad und eine höhere Ladungswechselarbeit aufgrund der Druckpulsationen im Abgas. Beides resultiert in einem höheren Kraftstoffverbrauch des Motors [38, 64].

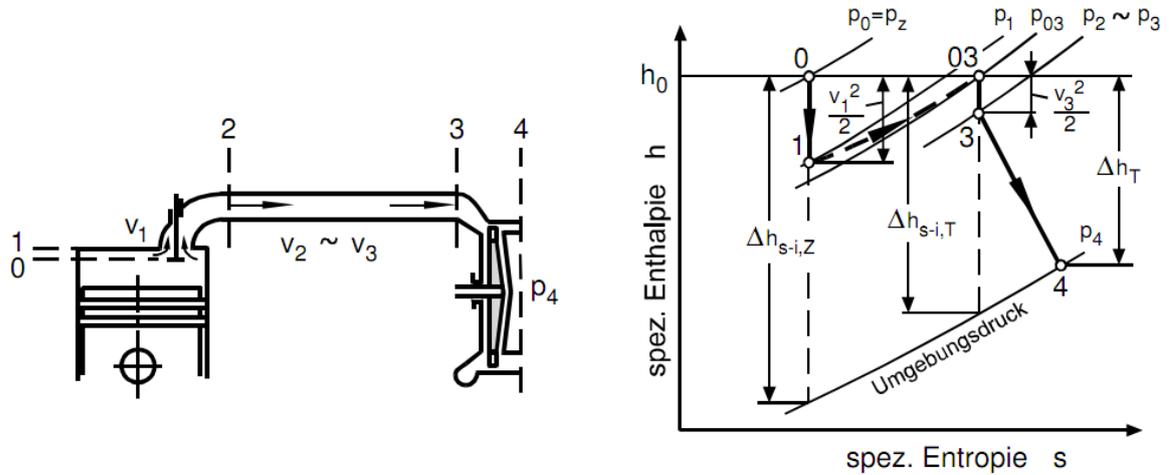


Abbildung 2.6: h-s-Diagramm für Stossaufladung aus [38]

2.3.1 Energiewandlung in der Turbine

In der Turbine erfolgt die Umwandlung von thermischer Energie in mechanische Arbeit w_T . Der Umwandlungsprozess gliedert sich in zwei Teile und folgt dem Prinzip der Geschwindigkeitsänderung. Zuerst wird am Turbineneintritt auf Kosten eines Druckabfalls (Senkung der potentiellen Energie) die Fluidgeschwindigkeit erhöht (Steigerung der kinetischen Energie). Anschließend wird das Fluid an den Laufradschaufeln umgelenkt. Durch die Änderung von Betrag und Richtung der Fluidgeschwindigkeit werden Kräfte auf das Turbinenrad übertragen. Daher verlässt das Fluid die Turbine mit verminderter Energie [38].

Die Energiewandlung am Turbinenrad wird durch den stationären Energieerhaltungssatz (1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Systeme) bei Vernachlässigung der geodätischen Höhe mit den Zuständen vor Turbine (3) und nach Turbine (4) zu³

$$h_3 - h_4 + \frac{c_3^2}{2} - \frac{c_4^2}{2} - w_T - q_T = 0 \quad (2.26)$$

beschrieben [84]. Die thermische Energie ist als Volumenänderungsarbeit pv zusammen mit der inneren Energie u in der Enthalpie h zu ($h = u + pv$) gebunden. Unter Annahme einer adiabaten Zustandsänderung ($q_T = 0$) erfolgt die Umsetzung der Enthalpie in mechanische Arbeit und es gilt

$$w_T = h_3 - h_4 + \frac{c_3^2}{2} - \frac{c_4^2}{2}. \quad (2.27)$$

³Analog Gleichung 2.13 gilt, dass dem System zugeführte Energieströme (Index 3) in der Bilanz positiv sind und dem System abgeführte Energieströme (Index 4, q_T , w_T) in der Bilanz negativ sind. Diese Schreibweise nimmt die Interpretation des Rechenergebnisses vorweg. Denn bei korrekter Definition der Richtung haben zu- und abgeführte Energieströme beide numerisch positive Werte.

Die Enthalpie wird dabei indirekt nach einem Umweg über die kinetische Energie (Strömungsbeschleunigung durch Druckabfall) in mechanische Arbeit gewandelt [54].

2.3.2 Turbinenkennfeld

Für eine direkte Simulation des Betriebsverhaltens der Turbine ist eine genaue Kenntnis der Strömungsgeschwindigkeiten im Turbineninneren notwendig [4]. Als Eingabedaten werden die Abmessungen des Laufrades und des Gehäuses benötigt. Die komplexen Geometrien erfordern eine dreidimensionale Beschreibung der Strömungsverhältnisse, die dementsprechend aufwendig ist und lange Rechenzeiten bedingt. Daher wird der Turbolader für Motorprozesssimulationen häufig durch gemessene Kennfelder beschrieben [95, 44, 59, 46]. Am Heißgasprüfstand kann die Turbine nur unter konstanten Bedingungen in einem sehr engen Betriebsbereich vermessen werden. Für instationäre Berechnungen muss das Betriebsverhalten aber unter veränderlichen Eintrittsbedingungen und in einem weiten Arbeitsbereich bekannt sein.

Daher bedient man sich bei der Kennfelderstellung den Ähnlichkeitsgesetzen der Strömungsmechanik und verwendet reduzierte Größen, um von den konstanten Bedingungen am Prüfstand auf die veränderlichen Eintrittsbedingungen in der Simulation zu schließen. Die Gleichungen für den reduzierten Massenstrom lauten [55]

$$\dot{m}_{T,red} = \dot{m}_T \frac{\sqrt{T_3}}{p_3} = \frac{\mu_T A_T}{\sqrt{R}} \sqrt{\frac{2\kappa_A}{\kappa_A - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa_A}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A + 1}{\kappa_A}} \right]} \quad (2.28)$$

und für die reduzierte Drehzahl

$$n_{T,red} = \frac{n}{\sqrt{T_3}}. \quad (2.29)$$

Die formelmässige Herleitung der reduzierten Größen wird im Anhang A erläutert.⁴ Neben den veränderlichen Eintrittsbedingungen an Turbine und Verdichter treten im realen Motorbetrieb weitere instationäre Effekte am Turbolader auf. Nachdem die Turbine durch pulsierende Massenströme und Druckverhältnisse vom Verbrennungsmotor beaufschlagt wird, ändern sich diese Größen auch entlang den Rohrleitungen der Turbinenschnecke und in den Laufradkanälen. Um den instationären Einfluss der Längenausdehnung der Turbine bzw. des Verdichters zu berücksichtigen, schlägt [26] in Anlehnung an [25] ein Verzögerungsglied 1. Ordnung mit der Zeitkonstante

$$\tau = \frac{l_T}{|c_m|} \quad (2.30)$$

⁴An dieser Stelle sei nochmals darauf hingewiesen, dass die Terminologie in der Literatur nicht einheitlich ist, da unterschiedliche Termini für das Adjektiv *reduziert* verwendet werden, siehe Anhang A.

vor, um so von den stationären Druckverhältnissen und Massenströmen auf die zugehörigen instationären Werte am Laufradeintritt umzurechnen. Darin bezeichnet τ die Zeitdauer, welche ein Fluidteilchen zum Durchströmen der Turbine mit der abgewickelten Leitungslänge l_T von Spiralgehäuse und Schaufelkanal bei mittlerer Strömungsgeschwindigkeit c_m benötigt. Die instationäre Durchströmung der Turbine wirkt sich insbesondere auf die zugehörigen Druck- und Massenstromänderungen aus, wenn die Durchströmungsdauer größer als die Rechenschrittdauer in der Motorprozesssimulation ist. Bei Annahme einer Motordrehzahl von $n_{KW} = 1500 \text{ U/min}$ ergibt sich für einen Rechenschritt je $^\circ$ Kurbelwinkel eine Rechenschrittdauer von 0,11 ms. Bei weiterer Annahme einer abgewickelten Rohrleitungslänge der Turbine von $l_T = 0,3 \text{ m}$ und einer mittleren Strömungsgeschwindigkeit von $c_m = 100 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ beträgt die Durchströmdauer 3 ms und damit ein Vielfaches der Rechenschrittdauer. Zu Signifikanz dieser instationären Effekte macht der Autor keine Angaben.

In [3] wird in Anlehnung an [14, 13] anstatt einem Verzögerungsglied die Verwendung eines zusätzlichen Rohrstücks vor Turbine vorgeschlagen, um die instationär bedingten Druck- und Massestromänderungen zwischen Eintritt in die Turbinenschnecke und Turbinenlaufrad zu modellieren. Dazu vergleichen die Autoren zunächst 3D-CFD-Simulationen mit dem quasi-statischen Modellansatz für die Turbine, um den instationären Einfluss isoliert zu quantifizieren. Die CFD-Simulationen basieren auf einer dreidimensionalen Modellierung der Turbinengeometrie und bilden so die instationäre Gasdynamik in der Turbine ab. Beim quasistatischen Ansatz werden instationäre Effekte in der Turbine nicht modelliert, da die Zustandsänderungen und die Energiewandlung in der Turbine allein auf den Kennfeldern für Massenstrom und Wirkungsgrad basieren. Die Autoren kommen zu dem Ergebnis, dass es zwischen den beiden Vorgehensweisen zwar zu instationär nennenswerten Abweichungen für Massenstrom und Wirkungsgrad kommt, diese aber eine maximale Abweichung von 1,6 % der umgesetzten Energie je Abgaspuls bedingen. Durch das zusätzliche Rohrstück vor Turbine kann die zu gering berechnete Energie je Abgaspuls auf weniger als 0,5 % reduziert werden. Der instationäre Einfluss der Turbinenmodellierung ist damit vergleichsweise gering und wird hier vernachlässigt.

Abbildung 2.7 zeigt die Kennfelder von zwei unterschiedlich großen Turbinen. Die Abbildung verdeutlicht nochmals die Bedeutung der Turbinengröße für das Instationärverhalten. Bei einem gegebenen reduzierten Massenstrom von $\dot{m}_{T,red} = 0,012 \text{ kg/s} \cdot \sqrt{K}/\text{kPa}$ wird von der kleineren Turbine ein größeres Druckverhältnis erzeugt und demnach mehr Enthalpie zum Antrieb des Verdichters bereitgestellt.

Zum anderen extrapoliert man die Messdaten für die Simulation, um den gesamten Betriebsbereich abzudecken. Denn auf dem Turboladerprüfstand können Turbine und Verdichter meist nur oberhalb einer gewissen Mindestdrehzahl zuverlässig vermessen werden. Diese Einschränkung ist dem Umstand geschuldet, dass bei noch geringeren Drehzahlen die messbare Druck- und Temperaturzunahme im Verdichter so gering ist, dass der daraus berechnete isentrope Verdichterwirkungsgrad fehleranfällig ist und keinen plausiblen Wert mehr liefert.

Der Verdichterwirkungsgrad wiederum wird zusammen mit dem Gesamtwirkungsgrad

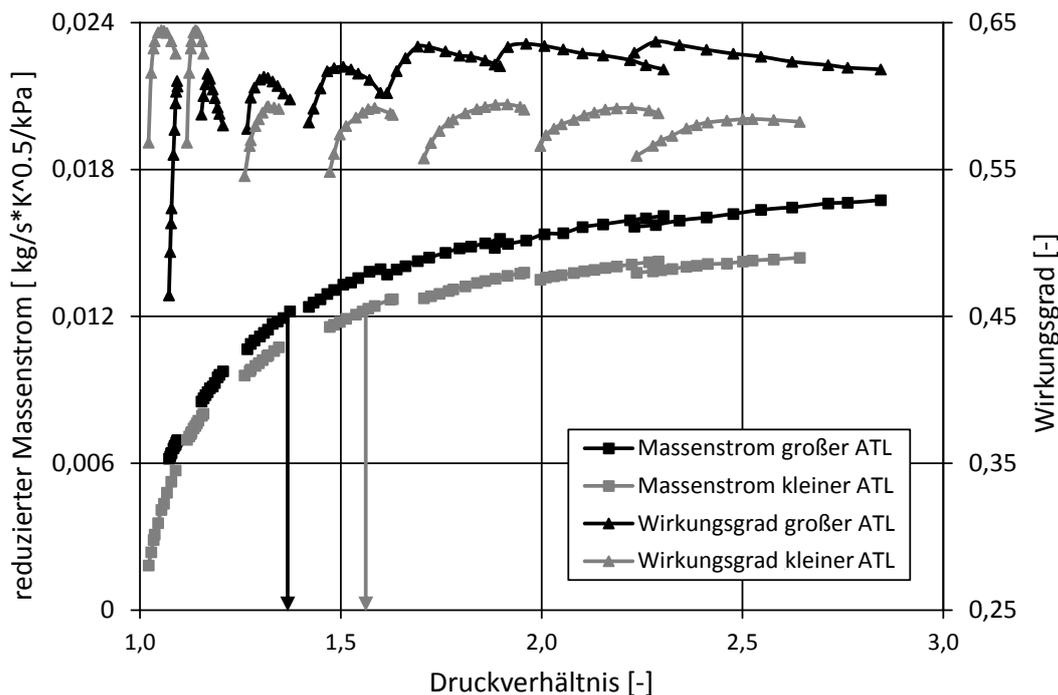


Abbildung 2.7: Turbinenkennfelder einer großen und kleinen Turbine im Vergleich

zur Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades benötigt, da der isentrope Turbinenwirkungsgrad nicht direkt aus den vorhandenen Messdaten ermittelt werden kann. Denn im instationär geprägten Strömungsfeld am Turbinenausritt sind die Temperaturunterschiede ähnlich groß wie die Temperaturdifferenz zwischen Turbineneintritt und mittlerer Turbinenausrittstemperatur [9]. Daher wird der Turbinenwirkungsgrad aus dem Gesamtwirkungsgrad η_{ATL} sowie dem isentropen Verdichterwirkungsgrad η_{sV} berechnet und enthält das Produkt aus isentropen Turbinenwirkungsgrad η_{sT} sowie mechanischem Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ATL,mech}$ [9]

$$\eta_T = \frac{\eta_{ATL}}{\eta_{sV}} = \eta_{sT} \cdot \eta_{ATL,mech}. \quad (2.31)$$

Um die zur Extrapolation benötigten Rohdaten aufzunehmen, wird der Turbolader am Heißgasprüfstand im Selbstlauf, d.h. ohne Kopplung von Turbinen- und Verdichtermassenstrom, betrieben. Zur Lastvariation an der Turbine wird der Turbinenmassenstrom erhöht und die Last durch Androsseln des Verdichters eingestellt. Die experimentell gewonnenen Werte werden über dem Turbinendruckverhältnis aufgetragen, siehe Abbildung 2.8 links.

Die Darstellung illustriert, dass eine sichere Extrapolation in Richtung kleiner reduzierter Drehzahlen insbesondere für den Turbinenwirkungsgrad schwierig ist. Eine plausible Aussage über den Verlauf des Turbinenwirkungsgrades unterhalb der gemessenen Mindestdrehzahl ist aus der Darstellung über dem Druckverhältnis nicht ableitbar. Daher werden die Messdaten zur Extrapolation über der Laufzahl aufgetragen. Die Laufzahl ist

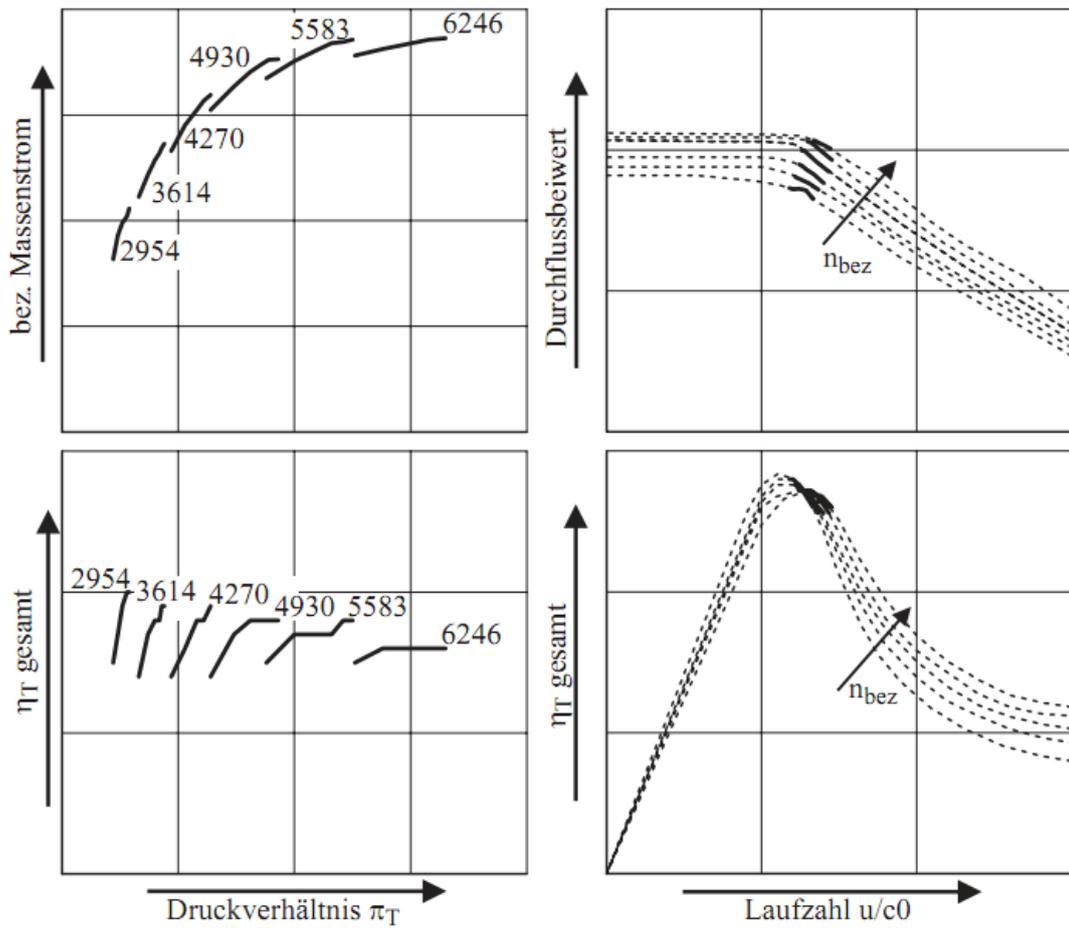


Abbildung 2.8: Extrapolation für das Turbinenkennfeld einer kleinen Radialturbine [55]

durch den Quotienten aus Umfangsgeschwindigkeit u am mittleren Turbinenquerschnitt und theoretischer Strömungsgeschwindigkeit c_0 in der Turbine zu

$$\frac{u}{c_0} = \frac{u}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_A \cdot R_A}{\kappa_A - 1} T_3 \left(1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right)}} \quad (2.32)$$

definiert. Darin bezeichnen κ_A wieder den mittleren Isentropenexponent des Auslassmassenstroms und R_A die mittlere spezifische Gaskonstante des Auslassmassenstroms. Die Ausformulierung der Umfangsgeschwindigkeit verdeutlicht den Vorteil der reduzierten Größen, denn dann gilt

$$\frac{u}{c_0} = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n_{T,red}}{\sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_A \cdot R_A}{\kappa_A - 1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}}}}. \quad (2.33)$$

Wie Turbinenkennfelder geeignet interpoliert werden können, dafür gibt Abbildung 2.9 wertvolle Hinweise. Diese Darstellung zeigt das Turbinendruckverhältnis über der Laufzahl für mehrere reduzierte Drehzahlen, unter Annahme einer spezifischen Gaskonstante von $R = 289 \text{ J/kg/K}$, einem Isentropenexponenten von $\kappa = 1,34$ sowie einem mittleren Turbinendurchmesser zwischen Laufradeintritt (Durchmesser D_1) und -austritt (Durchmesser D_2) von $d_m = 20 \text{ mm}$. Dem Diagramm ist zu entnehmen, dass bei kleinen

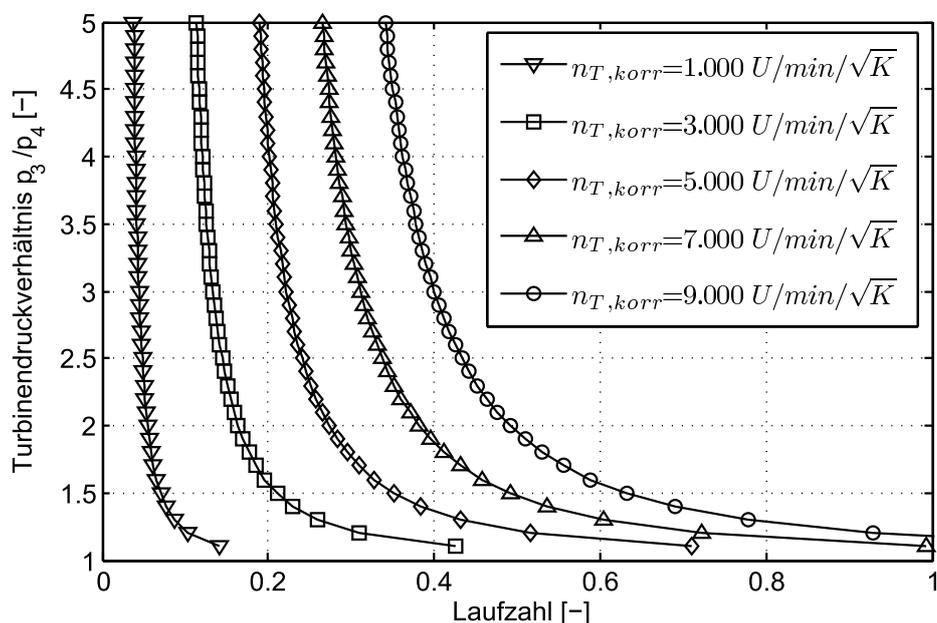


Abbildung 2.9: Turbinendruckverhältnis über Laufzahl

reduzierten Drehzahlen das Turbinendruckverhältnis über einen weiten Laufzahlbereich annähernd eins beträgt und sich nur geringfügig ändert. Lediglich bei sehr kleinen Laufzahlen nahe Null erfährt der Verlauf eine große Änderung in Richtung sehr großer Turbinendruckverhältnisse, die im realen Motorbetrieb allerdings nicht auftreten.

Bei großen reduzierten Drehzahlen zeigen die Turbinendruckverhältnisse hingegen insbesondere bei großen Laufzahlen eine signifikante Änderung.

Nachdem der Wirkungsgrad wiederum vom Turbinendruckverhältnis abhängt, kann vom Verlauf des Druckverhältnisses über der Laufzahl auf den Wirkungsgradverlauf geschlossen werden. Für die Extrapolation des Wirkungsgrades in Abbildung 2.8 rechts gilt nun, dass für kleine Laufzahlen links vom Wirkungsgradoptimum der Wirkungsgrad zum Ursprung hin linear durch eine Gerade angenähert werden kann. Für den Bereich rechts vom Wirkungsgradoptimum bei großen Laufzahlen ist die Extrapolation durch ein Parabelstück eine gute Näherung [55].

2.3.3 Energiewandlung im Verdichter

Im Verdichter läuft die Energiewandlung im Vergleich zur Turbine in umgekehrter Reihenfolge ab. Mechanische Arbeit wird in Enthalpie zur Druckerhöhung umgewandelt, wobei die Druckerhöhung des Arbeitsmediums ebenfalls in zwei Phasen erfolgt. Zuerst wird dem Fluid durch Strömungsumlenkung am Verdichterrad kinetische Energie aufgeprägt. Während der anschließenden Strömungsverzögerung erfolgt die eigentliche Verdichtung durch Umwandlung von kinetischer Energie in Enthalpie zur Druckerhöhung. Energiezufuhr und Druckerhöhung durch Verzögerung können wieder durch den stationären Energieerhaltungssatz (1. Hauptsatz der Thermodynamik für stationäre Systeme) beschrieben werden. Mit den Zuständen vor Verdichter (1) und nach Verdichter (2) sowie Vernachlässigung der geodätischen Höhe gilt⁵

$$h_1 - h_2 + \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} + w_V + q_V = 0. \quad (2.34)$$

Unter Annahme eines adiabaten Systems (Verdichterwärme $q_V = 0$) gilt für die Enthalpiezunahme im Verdichter

$$h_2 - h_1 = \frac{c_1^2}{2} - \frac{c_2^2}{2} + w_V. \quad (2.35)$$

2.3.4 Verdichterkennfeld

Zur Darstellung der Verdichtercharakteristik wird das Druckverhältnis für konstante reduzierte Drehzahlen über dem normierten Massenstrom aufgetragen. Diesem Kennfeld werden zusätzlich Isolinien mit konstantem Wirkungsgrad überlagert, vgl. Abbildung

⁵Analog Gleichung 2.13 gilt, dass dem System zugeführte Energieströme (Index 1, q_V , w_V) in der Bilanz positiv sind und dem System abgeführte Energieströme (Index 2) in der Bilanz negativ sind. Diese Schreibweise nimmt die Interpretation des Rechenergebnisses vorweg. Denn bei korrekter Definition der Richtung haben zu- und abgeführte Energieströme beide numerisch positive Werte.

2.10. In Richtung kleiner Massendurchsätze wird das Verdichter kennfeld von der Pumpgrenze begrenzt. Sie kennzeichnet den instabilen Bereich, in dem sich die Strömung von den Verdichterschaufeln ablöst und das Fluid aus dem Verdichter zurückströmt. Dabei kommt es zu einer Druckabsenkung im Volumen vor Verdichter, infolge derer der Verdichter die Förderung wieder aufnimmt und den Druck im System steigert bis das Verdichterpumpen von neuem beginnt.

In Richtung großer Massendurchsätze wird das Verdichter kennfeld von der Stopfgrenze begrenzt. Bei Erreichen der Stopfgrenze wird im kleinsten Querschnitt am Verdichtereintritt Schallgeschwindigkeit erreicht. Trotz einer Erhöhung der Verdichterdrehzahl ist dann keine Durchsatzsteigerung mehr möglich. Deshalb laufen alle Linien konstanter Verdichterdrehzahl auf einen maximalen Massendurchsatz bei Druckverhältnis 1 zu. Zwischen Pump- und Stopfgrenze liegt der stabile Arbeitsbereich des Verdichters, der nach oben durch die maximal zulässige Laderdrehzahl begrenzt wird. Bei niedrigen Turboladerdrehzahlen, die insbesondere auch im instationären Betrieb vorkommen, können Druckverhältnisse kleiner 1 auftreten, da der Verdichter nur noch wie eine Drosselstelle wirkt. Dieser Betriebsbereich ist in der Darstellung des Verdichterkennfeldes nach Abbildung 2.10 nicht definiert. Daher ist für die Motorprozessrechnung auch eine Extrapolation des Verdichterkennfeldes in diesen Betriebsbereich notwendig. Auf die Vorgehensweise wird hier nicht weiter eingegangen, da diese vom Simulationsprogramm übernommen wird und in [81] unter Verwendung von reduzierten Größen analog Anhang A gezeigt wird.

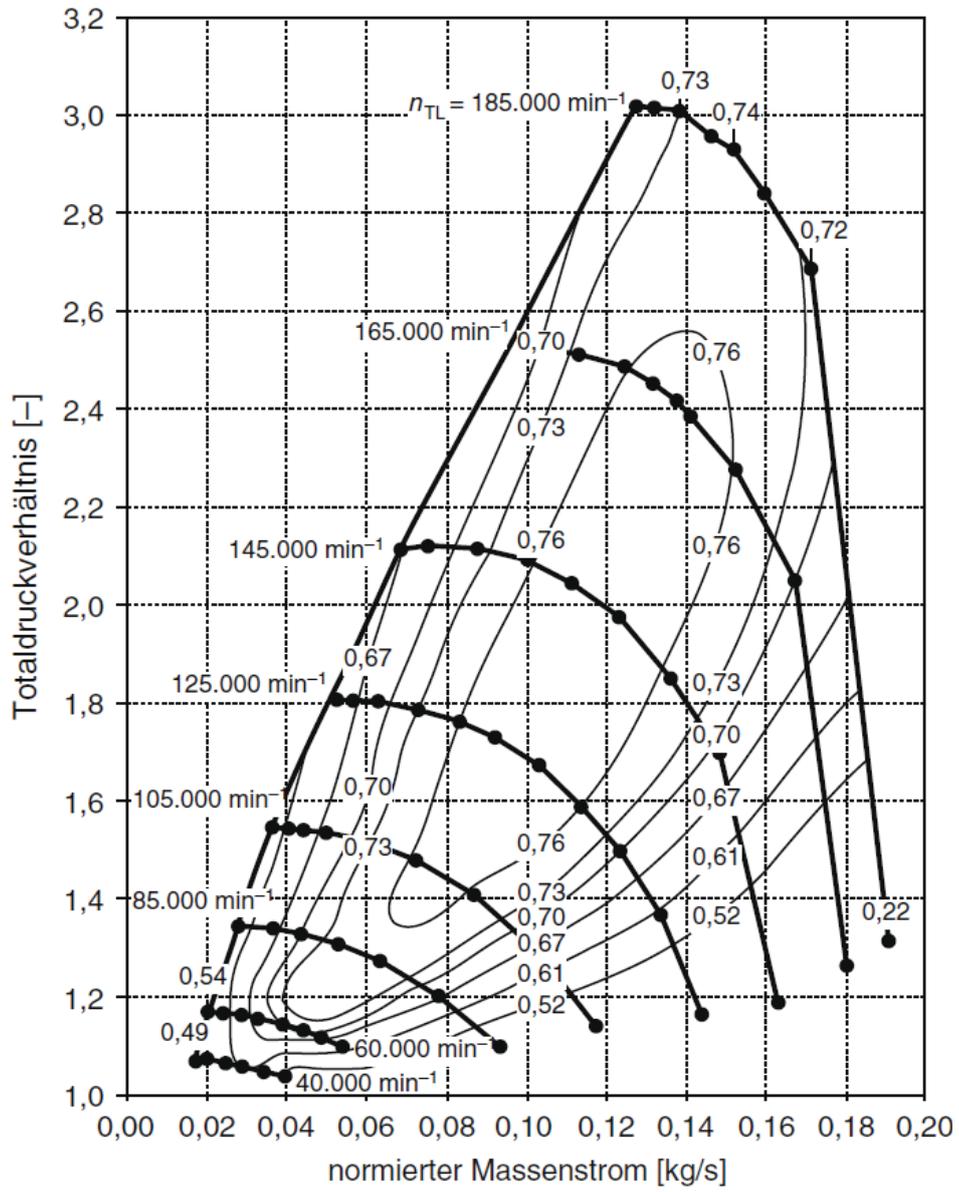


Abbildung 2.10: Kennfeld eines Radialverdichters aus [15]

3 Methoden der Modellbildung und Anforderungsanalyse

3.1 Modellbildung von Verbrennungsmotoren

In der vorliegenden Arbeit wird eine Simulationsmethode zur Dimensionierung von Komponenten für ein Antriebskonzept vorgestellt. Für jede Simulationsrechnung sind eine Reihe von Arbeitsschritten notwendig, die in Abbildung 3.1 mit den zugehörigen Zwischenergebnissen dargestellt sind. Der erste Arbeitsschritt ist die Modellbildung und enthält die Abstraktion des realen Systems in ein physikalisches Ersatzmodell. Dabei entscheidet der Berechnungsingenieur beispielsweise, ob der Zylinder eines Verbrennungsmotors als ein homogen durchmischter Behälter betrachtet wird oder in zwei Zonen mit unverbrannten und verbrannten Gasen unterteilt wird. Die Wahl des physikalischen Ersatzmodells richtet sich in erster Linie nach der zu beantwortenden Fragestellung. So lässt sich beispielsweise mit dem Einzonen-Modell die Drehmomentenerzeugung im Verbrennungsmotor darstellen, mit dem Zweizonen-Modell kann zusätzlich eine Aussage über die Schadstoffbildung getroffen werden.

Im nächsten Schritt wird das physikalische Modell durch Anschreiben der Bilanzgleichungen in ein mathematisches Modell überführt. Je nach physikalischer Domäne sind das beispielsweise die Erhaltungssätze der Mechanik oder Thermodynamik und ergeben ein System von gekoppelten Differentialgleichungen. Das Aufstellen der Gleichungen und die Implementierung in ein ausführbares Programm kann vom Anwender durch selbst entwickelten Quellcode bewirkt werden. Für immer wiederkehrende Berechnungsprobleme lohnt es sich, auf Formalismen zurückzugreifen, die dem Anwender diese fehleranfällige Arbeit abnehmen und meist in Form von kommerziellen Programmen angeboten werden.

Derartige Programmpakete enthalten neben einem an das Berechnungsproblem angepassten Integrator (Solver) auch Funktionalitäten zur Auswertung und Visualisierung der Ergebnisse. Jene nach der Berechnung folgenden Arbeitsschritte werden als Postprocessing bezeichnet und sind in der rechten Seite von Abbildung 3.1 dargestellt. Analog dazu werden die Arbeitsschritte, welche die eigentliche Berechnung vorbereiten, als Preprocessing bezeichnet und sind in Abbildung 3.1 auf der linken Seite dargestellt. Am Ende der Simulation stehen im Idealfall ein oder mehrere aussagekräftige Diagramme, welche eine eindeutige Antwort auf die eingangs gestellte technische Fragestellung

liefern. Jedes Simulationsergebnis sollte außerdem validiert werden, um die bei der Modellbildung getroffenen Annahmen zu plausibilisieren [12]. Die Validierung kann beispielsweise durch Vergleich mit einem bekannten Modell oder durch Messergebnisse erfolgen. Treten unakzeptable Abweichungen zwischen Referenz und Simulation auf, muss der Simulationsablauf erneut durchlaufen werden, um den Fehler einzugrenzen.

In diesem Zusammenhang verdeutlicht Abbildung 3.1, dass die Modellbildung den wichtigsten Arbeitsschritt darstellt, da alle nachfolgenden Schritte und insbesondere das Ergebnis sowie davon abgeleitete Entscheidungen darauf basieren [22]. Für

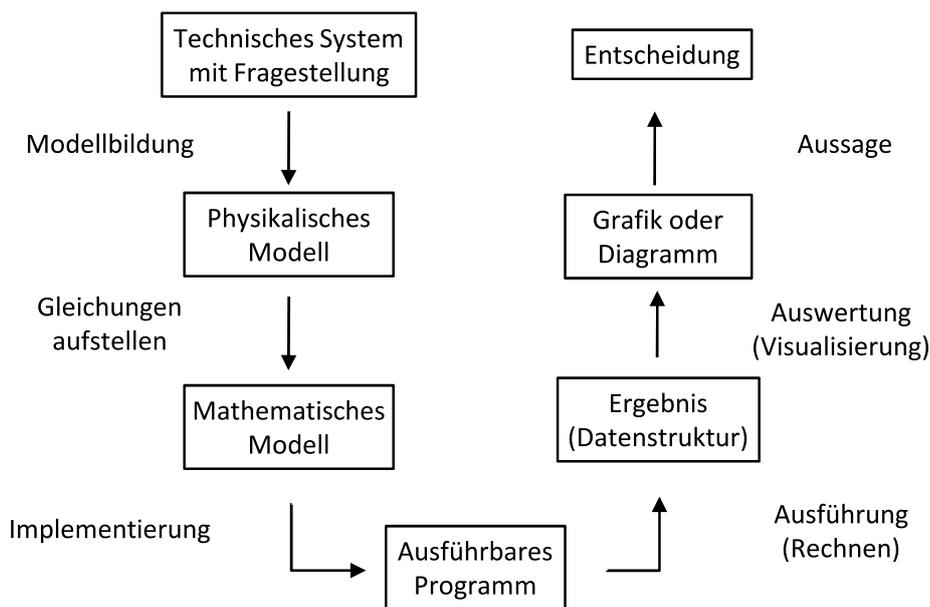


Abbildung 3.1: Arbeitsschritte und Zwischenergebnisse einer Simulationsrechnung

Verbrennungsmotoren existieren eine Vielzahl von Modellbildungsansätzen, die sich im Wesentlichen durch die berücksichtigten physikalischen Effekte unterscheiden. Je nach Anwendungsfall stellen die zugrundeliegenden physikalischen Wirkmechanismen unterschiedliche Anforderungen an die zeitliche und räumliche Diskretisierung der Modellierung. Bei sogenannte White-Box-Modellen wird das modellierte Systemverhalten vollständig durch mathematische Gleichungen beschrieben. Dadurch können nicht nur die Ein- und Ausgangsgrößen des Systems zu jedem Zeitpunkt der Simulation ausgewertet werden, sondern auch alle inneren Zustandsgrößen.

Andererseits lässt sich Systemverhalten auch ohne Kenntnis der inneren Wirkmechanismen und Zustände beschreiben indem das Ein- und Ausgangsverhalten messtechnisch erfasst wird. Diese Modelle werden als Black-Box-Modelle bezeichnet und beruhen auf der Erfahrung (Empirie) eines vorhandenen Systems.

Da in der Literatur keine einheitliche Einteilung der thermodynamischen Modelle für Verbrennungsmotoren [17] existiert, wird hier eine Unterteilung in empirisch orientierte

und physikalisch orientierte Modelle vorgenommen, siehe Tabelle 3.1. Nach dieser Einteilung werden im Folgenden bekannte Ansätze für Verbrennungsmotoren vorgestellt und es wird auf ihre Anwendungsmöglichkeiten sowie Vor- und Nachteile eingegangen.

Tabelle 3.1: Klassifikation von thermodynamischen Verbrennungsmotor-Modellen

Empirische Modelle (Black-Box-Modelle)	Physikalische Modelle (White-Box-Modelle)
Wissensbasierte Modelle - <i>Expertenregeln</i>	Räumliche Auflösung - <i>nulldimensional (0D)</i> - <i>eindimensional (1D)</i> - <i>zweidimensional (2D)</i> - <i>dreidimensional (3D)</i>
Experimentelle Modelle - <i>parametrische Modelle</i> - <i>nichtparametrische Modelle</i>	Zeitliche Auflösung - <i>kontinuierlich</i> - <i>diskret</i> - <i>zyklusaufgelöst</i> - <i>mittelwertbasiert</i>

3.1.1 Physikalische Modelle

Physikalische Modelle beschreiben das Systemverhalten durch mathematische Gleichungen und zeichnen sich im Gegensatz zu den empirischen Modellen durch wenige experimentell zu bestimmende Parameter aus. Die Wirkmechanismen beruhen üblicherweise auf einem Satz gewöhnlicher oder partieller Differentialgleichungen. Deshalb sind physikalische Modelle im Gegensatz zu den empirischen Modellen extrapolationsfähig. In Bezug auf die räumliche Diskretisierung lassen sie sich weiter unterteilen.

Die nulldimensionale Arbeitsprozessrechnung (APR) betrachtet den Zylinder als homogen durchmischten Behälter. Die Modellvorstellung nutzt die Massen- und Energiebilanz (1. Hauptsatz der Thermodynamik) zusammen mit der Zustandsgleichung idealer Gase zur Systembeschreibung. Die Energiefreisetzung im Zylinder wird meist durch einen Ersatzbrennverlauf z.B. nach Wiebe vorgegeben [94, 23]. Auch der Ladungswechsel kann durch nulldimensionale Behälter beschrieben werden. Drosselstellen zwischen den Behältern wie beispielsweise Ein- und Auslassventile werden durch die Drosselgleichung, Gleichung 2.19, abgebildet. Diese Beschreibungsweise wird als Füll- und Entleermethode bezeichnet. Dadurch kann z.B. das Motordrehmoment eines qualitätsgeregelten Dieselmotors in Abhängigkeit der Einspritzmenge vorausberechnet werden.

Für den quantitätsgeregelten Ottomotor ist zur Berechnung des Motordrehmomentes eine genaue Kenntnis der im Zylinder gefangenen Luftmasse unter Einbeziehung der strömungsdynamischen Effekte im Saugrohr und Abgaskrümmen erforderlich. Dafür

wird die Ladungswechselrechnung (LWR) um einen räumlichen Freiheitsgrad in Strömungsrichtung erweitert und das Gleichungssystem um die Impulserhaltung ergänzt. Mit der eindimensionalen LWR kann nicht nur die Zylinderfüllung und damit das ottomotorische Drehmoment vorausberechnet werden, sondern sie eignet sich auch für Parameterstudien, um beispielsweise Ventilsteuerzeiten oder Leitungslängen zur Schwingrohraufladung abzustimmen [6].

Mehrdimensionale CFD-Methoden kommen dort zum Einsatz, wo komplexe mehrdimensionale Strömungsvorgänge stattfinden. Das ist beispielsweise bei der Vorausberechnung von Verdichterkennfeldern auf Basis von dreidimensionalen CAD-Daten der Fall [75]. Quasidimensionale Ansätze berücksichtigen lokale Phänomene in einer ansonsten nulldimensionalen Modellierung, indem ortsabhängige Variablen als Funktionen der Zeit eingeführt werden. Beispielsweise werden quasidimensionale Mehrzonen-Verbrennungsmodelle eingesetzt, wenn komplexe Fragestellungen wie die Stickoxidbildung [32] oder die Klopfneigung des Ottomotors [88] untersucht werden. Durch die Unterteilung des Brennraumes in Zonen mit unterschiedlicher Temperatur und Zusammensetzung können Phänomene wie Strahlausbreitung, Gemischbildung und Zündung berechnet werden. Daher werden diese Ansätze auch als phänomenologische Verbrennungsmodelle bezeichnet [64]. Gegenüber einer Turbulenzmodellierung zur Beschreibung der Verbrennung haben phänomenologische Verbrennungsmodelle den Vorteil, dass auf die rechenintensiv intensive Lösung des mehrdimensionalen Strömungsfeldes verzichtet werden kann und dadurch die Rechenzeit für eine Motorumdrehung wenige Sekunden anstatt mehrere Stunden beträgt [55].

Eine strikte Einteilung der Verbrennungsmotormodelle nach der räumlichen Dimension ist aber nicht möglich. Häufig wird für die LWR der eindimensionale Ansatz gewählt und der Verbrennungsprozess aufgrund der effizienten Beschreibung durch Ersatzbrennverläufe (Wiebe) nulldimensional abgebildet.

Weiterhin können die Modelle nach der zeitlichen Diskretisierung unterschieden werden. Kontinuierliche Lösungen werden dort eingesetzt, wo eine analytische Lösung vorliegt wie beispielsweise bei der Berechnung der Massenkräften im Kurbeltrieb. Zeitdiskrete Verfahren sind Voraussetzung für die numerischen Approximation und sind heutzutage Standard bei der Lösung von gewöhnlichen Differentialgleichungen. Da die partiellen Differentialgleichungen der Strömungsmechanik analytisch nicht explizit lösbar sind, werden sie mit Finiten-Volumen-Verfahren oder Finiten-Differenzen-Verfahren numerisch angenähert. Die Ergebnisdarstellung kann sowohl zyklusaufgelöst als auch mittelwertbasiert erfolgen. Bei zyklusaufgelöster Darstellung werden die Ergebnisgrößen eines Arbeitsspiels über Kurbelwinkel aufgetragen. Falls die innerhalb eines Arbeitsspiels veränderlichen Zustandsgrößen nicht von Interesse sind, kann auch eine über das Arbeitsspiel gemittelte Darstellung erfolgen.

Die Vorteile der physikalischen Modellierung liegen zum einen in der guten Wiederverwendbarkeit und zum anderen in der Extrapolationsfähigkeit der Modelle. Dem gegenüber stehen die mit der Modellierungstiefe zunehmende Komplexität und die

vergleichsweise langen Rechenzeiten der Modelle. Beim Verbrennungsmotor mit seinen komplexen thermodynamischen und reaktionskinetischen Vorgängen hat das vielfach zur Folge, dass derartige Modelle nur mit langjähriger Erfahrung und Expertenwissen effizient einsetzbar sind.

3.1.2 Empirische Modelle

Empirische Modelle sind im Gegensatz zu physikalischen Modellen Black-Box-Modelle, da ihre Wirkmechanismen nicht auf bekannten physikalischen Gesetzen sondern auf Erfahrungen in Form von Expertenwissen oder gemessenem Systemverhalten basieren und dem Anwender nicht transparent werden. Expertenregeln beruhen auf Erfahrung und fließen häufig in die empirische Modellbildung ein.

Experimentelle Modelle basieren auf einer gemessenen Datenmenge und verwenden die Methoden der Regressionsanalyse, um die Beziehung zwischen einer oder mehreren unabhängigen Eingangsgrößen und einer abhängigen Ausgangsgröße zu modellieren. Das Vorgehen bei der Modellbildung entspricht einer Optimierung der freien Parameter des Modells mit dem Ziel, eine minimale Abweichung zwischen Modell und gemessenem Systemverhalten zu erreichen. Dadurch wird deutlich, dass ein experimentelles Modell einerseits nur so gut wie seine Datenbasis ist, andererseits aber bei Existenz aussagekräftiger Messungen das Systemverhalten mit einer hohen absoluten Genauigkeit modellierbar ist.

In der Regelungstechnik existieren zahlreiche Methoden zur Identifikation des Systemverhaltens auf Basis experimenteller Daten. Ein Überblick über experimentelle Modelle zur Anwendung auf Verbrennungsmotoren findet sich in [40]. Experimentelle Modelle lassen sich weiter in parametrische und nichtparametrische Modelle unterteilen. Für parametrische Modelle wird die Struktur des funktionalen Zusammenhangs zwischen Ein- und Ausgang a-priori festgelegt. Das kann z.B. durch eine Differentialgleichung oder eine Übertragungsfunktion geschehen. Durch Optimierung werden anschließend die freien Parameter des Modells bestimmt.

Im Gegensatz dazu ist für nichtparametrische Modelle a-priori kein Wissen über die Modellstruktur erforderlich, denn die Struktur wird weitestgehend aus den Messdaten selbst hergeleitet. Vertreter nichtparametrischer Modelle sind Funktionen in Form von Wertetabellen (Kennlinien, Kennfelder) oder Frequenzgangwerten. Beispielsweise werden gemessene Verbrauchskennfelder zur Berechnung des Kraftstoffverbrauches in genormten Fahrzyklen eingesetzt, da die geringen Motorlasten und Fahrzeugbeschleunigungen die Rückrechnung vom Fahrwiderstand auf das Motordrehmoment rechtfertigen [31, 27, 58].

Auch künstliche neuronale Netze gehören zu den nichtparametrischen Modellen und eignen sich insbesondere zur Modellierung nichtlinearer mehrdimensionaler Abhängigkeiten. Aufgrund ihres vergleichsweise geringen Ressourcenbedarfs sind sie auf digitalen

Steuergeräten echtzeitfähig implementierbar und finden Anwendung bei der Modellierung der mehrdimensionalen Abhängigkeiten im Luftpfad moderner Ottomotoren zur Lasterfassung [63, 53, 30, 78, 71].

Die Stärke von empirischen Modellen besteht in der einfachen Verständlichkeit und Bedienbarkeit der Modelle, welche in vielen Fällen eine Anwendung ohne Expertenwissen ermöglicht. Weiterhin ist beim Verbrennungsmotor mit seinen komplexen thermodynamischen und reaktionskinetischen Energiewandlungsprozessen bei entsprechender Datenbasis eine vergleichsweise hohe Genauigkeit mit deutlich geringeren Rechenzeiten gegenüber physikalischen Modellen realisierbar.

Wesentlicher Nachteil der empirischen Modellbildung ist, dass für die Datenerhebung immer ein reales Objekt oder ein entsprechendes Detailmodell erforderlich ist. Aus diesem Grund verfügen empirische Modelle nur über eine eingeschränkte Übertragbarkeit bei Systemänderungen. Denn aufgrund der Optimierung während der Modellbildung sind sie außerhalb der generierten Datenbasis nicht extrapolationsfähig.

3.1.3 Kombinierte Modellbildung

Sogenannte Grey-Box-Modelle versuchen die Vorteile der empirischen und physikalischen Modellansätze zu vereinen. Die grundsätzliche Idee besteht darin, so weit wie möglich theoretisches Vorwissen zu verwenden und darin zusätzlich freie Parameter zur optimalen Anpassung an Messdaten vorzuhalten. Ausgangspunkt ist beispielsweise ein physikalisches Modell, in dem freie Parameter die aus den vereinfachten Modellannahmen resultierenden Fehler kompensieren. Die freien Parameter haben dabei weiterhin eine physikalische Bedeutung, weil sie anstatt aus Tabellen für Materialkennwerte¹ oder Bauteilkennwerte² durch Optimierung des Gesamtsystems (Identifikation) bestimmt werden. Dadurch bleiben sie interpretierbar und ermöglichen dem Anwender abzuschätzen wie die jeweilige Größe das System beeinflusst [69, 41].

Alternativ kann innerhalb eines modular strukturierten physikalischen Modells ein Teilsystem komplett durch ein Black-Box-Modell modelliert werden. Ein derartiges Vorgehen erlaubt die Integration sehr komplexer Teilsysteme in physikalische Modelle, hat aber den Nachteil, dass die verwendeten Parameter u. U. nur eingeschränkt interpretationsfähig sind. Beispiele dafür sind die Kennfeldmodellierung des Turboladers oder der Ersatzbrennverlauf nach Wiebe in einer ansonsten physikalisch orientierten Motorprozesssimulation.

In der Praxis sind Modelle in den wenigsten Fällen allein der physikalischen oder empi-

¹Beispiele für Materialkennwerte sind das Elastizitätsmodul oder der Wärmeübergangskoeffizient eines Werkstoffes.

²Beispiele für Bauteilkennwerte sind die Steifigkeit einer Feder oder das Massenträgheitsmoment eines Turbinenrades

rischen Modellbildung zuzuordnen. Vielmehr verschmilzt die praktische Modellbildung vielfach zu Grey-Box-Modellen. In der Motorprozessrechnung sind sogenannte Mittelwertmodelle (MWM) wichtige Vertreter der Grey-Box-Modelle und für verschiedene Simulationsaufgaben in Anwendung. Der Modellierungsansatz besteht meist darin, den Hubkolbenmotor als Volumenförderer zu betrachten und Ein- und Auslassluftführung durch nulldimensionale Behälter und Drosseln mit den entsprechenden Bilanzgleichungen (physikalische Modellbildung) abzubilden. Die Volumenströme und weitere interessierende Ausgangsgrößen des Hubkolbenmotors wie beispielsweise das Drehmoment an der Kupplung werden in Abhängigkeit der relevanten Eingangsgrößen in Kennfeldern oder neuronalen Netzen abgelegt (empirische Modellbildung). Ein guter Überblick über die Entwicklungsgeschichte der Mittelwertmodelle von Dieselmotoren ist in [66] und zum prinzipiellen Vorgehen in [28] zu finden. Die Motorbedatung bzw. Motorparametrierung³ stammt dabei in den meisten Fällen aus Prüfstandsmessungen. In [81] wird dagegen aus der detaillierten Motorprozessrechnung eines aufgeladenen Dieselmotors ein Mittelwertmodell zur Untersuchung des transienten Betriebsverhaltens abgeleitet. Auch für die Modellierung des Verbrennungsmotors in Wechselwirkung mit der digitalen Motorsteuerung an HiL-Testplätzen sind Mittelwertmodelle weit verbreitet [34]. Weiterhin finden Mittelwertmodelle bei der simulativen Reglerauslegung am Verbrennungsmotor Anwendung [16, 33].

3.2 Anforderungsanalyse

Um durch Simulation eine technische Fragestellung zu beantworten, werden eine Reihe von Anforderungen an das Modell gestellt. Zunächst muss das Modell formal richtig und damit widerspruchsfrei sein. Ein bekanntes Hilfsmittel zur Überprüfung physikalischer Modelle ist die Dimensionskontrolle. Doch selbst wenn alle Rechengrößen die richtigen physikalischen Einheiten tragen, gibt das noch keine Garantie, dass ein System hinreichend genau beschrieben wird.

Daher sollte durch eine Verifizierung überprüft werden, ob das Modell plausible Werte für die Ergebnisgrößen liefert. Dabei wird untersucht, ob die verwendeten Gleichungen richtig gelöst werden. Als Anhaltspunkte eignen sich Werte bekannter Systeme, Literaturangaben oder Tabellenwerte aus Handbüchern.

Aufschluss über die Gültigkeit des Modells liefert die Validierung. Erst durch den Vergleich mit bekannten Modellen oder Messdaten wird sichergestellt, dass das Modell das Verhalten des Originalsystems in Hinblick auf die Untersuchungsziele hinreichend genau und fehlerfrei wiedergibt. Die Validierung überprüft also, ob die richtigen bzw. passenden Gleichungen zur Systembeschreibung verwendet werden [93, 12].

³Motorbedatung und Motorparametrierung bezeichnen beide die vom Anwender vorzugebenden freien Modellparameter. In dieser Arbeit wird einheitlich der Begriff Motorbedatung verwendet.

Weitere Anforderung ist die mathematische Lösbarkeit des Modells. Dass ein nicht lösbares Modell die technische Fragestellung unbeantwortet lässt, ist einleuchtend und bedarf keiner weiteren Erläuterung.

Darüber hinaus wird von jedem Modell gefordert, dass der Aufwand in einem angemessenen Verhältnis zum Nutzen steht. Der Aufwand ist dabei auf den gesamten Simulationsprozess von der Modellbildung über die Bedatung bis zur Rechenzeit und der Ergebnisauswertung zu beziehen, vgl. Abbildung 3.1. Zu einem angemessenen Aufwand gehört auch die Bedienbarkeit des Modells. Komplexe Modelle, die nur von einem eingeschränkten Expertenkreis verstanden und bedient werden, können den Nutzen des Modells vollständig zu Nichte machen. Gerade bei domänenübergreifenden Simulationaufgaben ist daher auf den Grundsatz der Modellbildung "So einfach wie möglich und so komplex wie nötig" zu achten. Alternativ ist für geeignete Schnittstellen zwischen dem Gesamtmodell und dem Expertenmodell zu sorgen. Die bisher genannten Anforderungen sind allgemeingültig und lassen sich auf die spezifischen Anforderungen der Antriebsauslegung anwenden, um daraus auf die passende Modellbildung zu schließen.

3.2.1 Prognose des Instationärverhaltens

Ziel des Modells ist die Vorausberechnung des Instationärverhaltens des Gesamtantriebes in der frühen Entwicklungsphase zur Antriebsauslegung. Wesentliche Anforderung an das Modell ist die richtige Abbildung der Wechselwirkung zwischen den verwendeten Antriebskomponenten und dem Gesamtfahrzeug, damit die instationären Wirkmechanismen des Systems erhalten bleiben. Die Schnittstellen zwischen den Komponentenmodellen sind daher einerseits so zu wählen, dass sich die Komponentenmodelle austauschen lassen, andererseits müssen die Rückwirkungen der Komponenten auf das Gesamtsystem richtig abgebildet werden. Für die Bedatung der Komponentenmodelle ist die Vermessung dieser Teilsysteme zulässig, da diese Daten beispielsweise für den Abgasturbolader vom Hersteller zur Verfügung gestellt werden oder im Fall des Verbrennungsmodells von ähnlichen Motoren übernommen werden können.

Besonders kritisch für das Instationärverhalten sind Lastwechselmanöver in denen der Motor anfangs bei niedriger Last und Drehzahl betrieben wird, da hier das Enthalpieangebot an der Turbine besonders gering ist. Ein Manöver mit besonderer Kundenrelevanz ist der Lastsprung bis zur Vollast aus ca. 1500 U/min Kurbelwellendrehzahl und anfänglich konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit, weil diese Fahrsituation häufig nach Abbiegevorgängen auftritt. Lastsprünge aus höheren Lasten finden überwiegend im 5. Gang aus ca. 80 km/h statt. Diese Fahrsituation tritt z.B. beim Auffahren auf die Autobahn oder Überholen auf der Landstraße auf. Die Beschleunigungszeit von 80 auf 120 km/h wird außerdem unter den Herstellerangaben im Verkaufsprospekt aufgeführt. Aus Gründen der Reproduzierbarkeit werden die Beschleunigungsvorgänge des Gesamtfahrzeugs bis zum Erreichen des maximalen stationären Drehmoments (Vollastkennlinie) ohne Gangwechsel betrachtet. Bei beiden Manövern ist die Fahrzeuglängsbeschleunigung

die entscheidende Auswertegröße, weil diese Größe vom Kunden wahrgenommen wird. Insofern lässt sich der Anwendungsfall für das Modell auf Lastsprünge aus diesen beiden Gängen eingrenzen.

3.2.2 Variation der Antriebskonfiguration

Um mit dem Modell Antriebsstränge auszulegen, gilt es die relevanten Auslegungsparameter unter Berücksichtigung der Verbrauchsziele optimal auf das Instationärverhalten abzustimmen. Die Auslegungsparameter ergeben sich folglich aus ihrer Sensitivität gegenüber dem Instationärverhalten und dem Kraftstoffverbrauch.

Die konstruktiven Hauptmaße des Verbrennungsmotors wie Bohrung und Hub werden anhand thermodynamischer und produktionstechnischer Gesichtspunkte (gleiche Hauptmaße über verschiedene Zylinderzahlen) festgelegt. Sie gehören daher nicht zu den Auslegungsparametern und werden als gegeben vorausgesetzt.

Zur Erfüllung der Verbrauchs- und Fahrleistungsziele ist die Turboladergröße weitere maßgebliche motorseitige Auslegungsgröße. Kleine Turbinen sorgen schon bei geringen Massenströmen für einen großen Leistungsumsatz und ein gutes Ansprechverhalten. Dafür verschlechtert der hohe Abgasgedruck den Wirkungsgrad des Verbrennungsprozesses. Große Turbinen hingegen erzeugen weniger Ladungswechselerbeit und reduzieren so den Kraftstoffverbrauch. Bei einem gegebenen Massenstrom erzeugen sie gegenüber kleinen Turbinen ein geringeres Druckverhältnis und verfügen daher über das langsamere Ansprechverhalten. Hinzu kommt, dass große Turbinen aufgrund der höheren Massenträgheit des Laufzeugs den Lastsprung zusätzlich verzögern.

Der Arbeitspunkt des Verbrennungsmotors ergibt sich für eine vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit aus der Gesamtübersetzung des Antriebsstranges. Die Getriebeübersetzungen der einzelnen Gangstufen werden in erster Linie aus Fahrbarkeits- und Verbrauchsgründen unter der Voraussetzung festgelegt, dass diese Ziele mit dem gleichen Getriebe von mehreren Fahrzeugen eingehalten werden. Seitens der Gesamtübersetzung verbleibt damit die Achsübersetzung, um Einfluss auf das Instationärverhalten zu nehmen. Durch lange Achsübersetzungen⁴ kann der Arbeitspunkt im Motorkennfeld auf der Leistungshyperbel hin zu niedrigen Drehzahlen und verbrauchsgünstigen hohen Motorlasten verschoben werden. Je höher die aktuelle Motorlast ist, desto weniger Momentenreserve verbleibt zur Beschleunigung des Antriebsstranges nach einer spontanen Lastanforderung durch den Fahrer. Daher ist die Achsübersetzung auch immer ein Kompromiss zwischen Kraftstoffverbrauch und schnellem Ansprechverhalten, der noch kurz vor Produktionsstart leicht geändert werden kann und daher intensiv diskutiert wird. Aus diesen Gründen werden zur Antriebsauslegung immer mehrere Achsübersetzungen miteinander verglichen.

⁴Eine lange Achsübersetzung bezeichnet im Gegensatz zu einer kurzen Achsübersetzung ein vergleichsweise kleines Verhältnis von Antriebs- zu Abtriebsdrehzahl des Achsgetriebes.

Einen weiteren Freiheitsgrad in der Antriebsstrangauslegung bieten elektrifizierte Antriebsstränge. Durch Hybridantriebe lassen sich die Funktionalitäten lokal emissionsfreies elektrisches Fahren, Boosten (Momentenaddition), Lastpunktverschiebung zur Wirkungsgradverbesserung (Lastpunktanhebung oder -absenkung) und Rekuperieren darstellen. Durch die Momentenaddition beim Boosten kann das Instationärverhalten signifikant verbessert werden. Von den Hybridfunktionen wird daher im Rahmen dieser Arbeit ausschließlich die instationäre Momentenaddition betrachtet.

Kein direkter Auslegungsparameter des Antriebsstranges, aber trotzdem maßgeblich für das Instationärverhalten, ist die Fahrzeugmasse, da sie zusammen mit dem Antriebsmoment die vom Fahrer wahrgenommene Beschleunigung bestimmt. Die meisten Motoren werden in unterschiedlich schweren Fahrzeugen eingesetzt. Deshalb und um Gewichtsmehrung durch Zuladung bei der Antriebsauslegung zu berücksichtigen, ist die Rückwirkung der Fahrzeugmasse auf Verbrauch und Fahrleistung zu überprüfen.

Die Anforderung an die Antriebskonfiguration lautet daher, dass die Wirkung der Auslegungsparameter Turboladergröße, Achsübersetzung, elektrisches Boostmoment und Fahrzeugmasse auf das Instationärverhalten simulativ richtig dargestellt werden.

3.2.3 Genauigkeit

Die Anforderung an die Genauigkeit leitet sich aus dem Grundsatz "So einfach wie möglich und so komplex wie nötig" ab. So komplex wie nötig heißt in diesem Fall, dass die berechnete Fahrzeugbeschleunigung die im Rahmen der Antriebsauslegung übliche Änderung der Auslegungsparameter auflösen kann. Im Vordergrund steht daher nicht der zeitliche Absolutverlauf der Fahrzeugbeschleunigung, sondern die richtige relative Änderung aufgrund eines modifizierten Auslegungsparameters. Aus diesem Grund werden die Einflüsse der digitalen Motorsteuerung so weit wie möglich ausgeblendet. Das gilt insbesondere für die Fahrverhaltensfunktionen und die Sammlerdruck-Regelung, die für die Parametervariationen nicht berücksichtigt werden. Lediglich für den Abgleich mit den Fahrzeugmessungen wird die Sammlerdruck-Regelung nachgebildet.

3.2.4 Berechnungsaufwand

Die Methode der eindimensionalen Ladungswechselrechnung in Kombination mit nulldimensionaler Arbeitsprozessrechnung ist Stand der Technik in der Motorenentwicklung und wird überwiegend zur Analyse stationärer Motorbetriebspunkte verwendet, um Steuerzeiten auszulegen, Turbolader zu vergleichen und Vollast-Drehmomentkurven vorauszuberechnen.

Die Methode ermöglicht die Berechnung des instationären Beschleunigungsverlaufs von Fahrzeugantrieben mit aufgeladenen Ottomotoren. Allerdings beträgt die Rechenzeit

auf einem PC mit Dual Core Prozessor, 3,6 GHz Taktfrequenz und 4 GB Arbeitsspeicher für ein Beschleunigungsmanöver zwischen 40 und 51 Minuten, vgl. dazu Tabelle 3.2.

Tabelle 3.2: Rechenzeit der Methode 1D-LWR und 0D-APR

Gang	Dauer des Manövers [s]	Rechenzeit [min]
2	9	40,3
5	12	51,5

Für die vollständige rechnerische Auslegung und Bewertung einer Hubraumvariante mit insgesamt 36 Antriebskonfigurationen (vgl. Abschnitt 1.1) würde die Rechenzeit auf einem einzelnen Rechner also über 27 h betragen. Selbst wenn die einzelnen Manöver auf mehreren Rechnern parallel abgearbeitet werden, ist eine derart lange Rechenzeit für die Antriebsauslegung im industriellen Umfeld aus mehreren Gründen nicht geeignet.

Durch die gestiegene Modellvielfalt [62] und die gleichzeitige Verkürzung der Produktlebenszyklen [77] steht auch für die frühe Phase der Antriebsauslegung weniger Zeit zur Verfügung. Weiterhin erfordern der Wettbewerbsdruck und Iterationsschleifen aus laufenden Fahrzeugprojekten eine Reaktionszeit innerhalb einer Arbeitswoche. Berücksichtigt man weiterhin neben der reinen Rechenzeit auch noch die Zeitaufwände zur Klärung der Berechnungsprämissen, Parametrierung und Validierung der Modelle, einigen Iterationsschleifen und der Ergebnispräsentation, so ist ersichtlich, dass die Rechenzeit für einen reibungslosen Berechnungsablauf deutlich reduziert werden muss. Daher lautet die Anforderung an das Rechenmodell, dass die Rechenzeit gegenüber der 1D-Ladungswechsellmethode um einen signifikanten Faktor (10 oder mehr) reduziert wird.

Weitere Anforderung an den Berechnungsaufwand ist eine einfache Handhabung des Rechenmodells. Insbesondere domänenübergreifende Fragestellungen wie die Längsdynamik von elektrifizierte Kraftfahrzeugantriebssträngen erfordern Expertenwissen und Simulationserfahrung in Mechanik, Thermodynamik und Elektrotechnik. Zur Simulation des Gesamtsystems entstehen daher schnell Modelle, welche von einem Einzelnen nur bedingt bedient werden können oder im täglichen Einsatz schlichtweg unpraktikabel sind. Insbesondere erschweren die Fehleranfälligkeit bei Parametrierung, Implementierung und Ergebnisinterpretation den täglichen Umgang mit domänenübergreifenden Modellen. Daher besteht eine weitere Anforderung des Berechnungsaufwandes darin, das Modell in seiner Handhabung bezüglich der genannten Arbeitsschritte gegenüber der 1D-Ladungswechsellmethode zu vereinfachen. Letztlich muss das Modell für den Anwender, ggf. durch Modellreduktion, beherrschbar sein. Denn ein Modell, das nur vom Ersteller bzw. wenigen Experten genutzt werden kann, ist für einen breiten Anwenderkreis vielfach wertlos.

3.3 Zielkonflikt der Modellbildung

Die vier genannten Ziele für die Entwicklung der Berechnungsmethode beeinflussen sich gegenseitig. Wird beispielsweise die Anzahl der zu variierenden Auslegungsparameter erhöht, so ist das Modell unter Umständen um Wirkmechanismen zu erweitern, um die neu entstandenen Wechselwirkungen innerhalb der instationären Vorausberechnung abzubilden. Gleiches ist denkbar, wenn die Anforderungen an die Prognose des Instationärverhaltens erweitert werden, indem weitere Manöver betrachtet werden (Schaltvorgang, Analyse eines Verbrauchszyklus, etc.). In beiden Fällen erhöht sich der Berechnungsaufwand, weil das Modell entsprechend angepasst werden muss.

Umgekehrt ist es möglich, dass bei gestiegenen Anforderungen an die Variation der Antriebskonfiguration oder Prognose des Instationärverhaltens die Genauigkeit wegen unverändertem Berechnungsaufwand sinkt.

Einzelne Anforderungen verhalten sich also diametral zueinander, wobei die Variation der Antriebskonfiguration und die Prognose des Instationärverhaltens notwendige Anforderungen an die Funktionalität des Modells sind und daher bei der Lösungsfindung zwingend einzuhalten sind.

Berechnungsaufwand und Genauigkeit verbleiben dann als nichtfunktionale Anforderungen, die auch über ein gefordertes Mindestmaß verfügen, grundsätzlich aber optimal zu erfüllen sind. Nichtfunktionale Anforderungen sind als Qualitätseigenschaften des Modells zu verstehen [73, 70]. Die 4 hergeleiteten Anforderungen an die Modellbildung können grafisch im Spannungsfeld der Modellbildung zusammengefasst werden, siehe Abbildung 3.2.

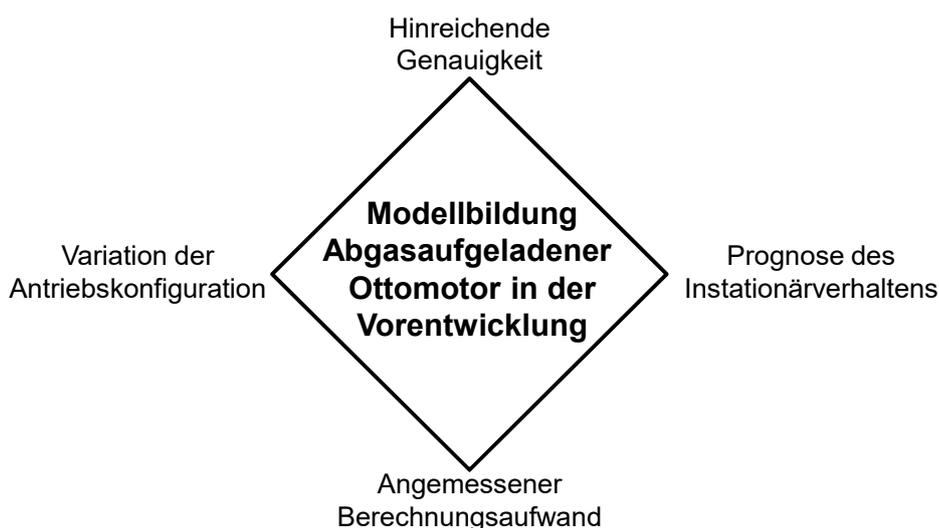


Abbildung 3.2: Spannungsfeld der Modellbildung

3.4 Auflösung des Zielkonflikts

Zur Auflösung des Zielkonflikts der Modellbildung werden bekannte Modellansätze hinsichtlich ihrer Komplexität absteigend in Tabelle 3.3 aufgelistet und anhand der hergeleiteten Anforderungen bewertet. Vor der eigentlichen Bewertung wird kurz auf die Modelleigenschaften eingegangen.

1D-LWR mit 0D-APR

bezeichnet die zyklus aufgelöste Berechnung des Motorprozesses mit den bekannten Ansätzen eindimensionale Ladungswechselrechnung (1D-LWR) und nulldimensionale Arbeitsprozessrechnung (0D-APR) aus Abschnitt 3.1.1. Luftführung und Verbrennung werden überwiegend nach physikalischen Gesetzmäßigkeiten modelliert. Daher können vorhandene Modelle mit diesem Modellansatz gut auf neue Motorkonzepte angepasst werden.

MWM mit Vorausberechnung

kennzeichnet ein Mittelwertmodell in dem der Verbrennungsmotor als datenbasierte Drehmomentquelle modelliert wird. Für die Motorbedatung wird der Motorprozesses mit einem zyklus aufgelösten Modell vorausberechnet. Anschließend werden Ergebnisgrößen sowohl aus der Ladungswechselrechnung (bspw. Luftmassenstrom) als auch aus der Arbeitsprozessrechnung (bspw. Mitteldruck) über ein Arbeitsspiel gemittelt und zusammen mit den unabhängigen Eingangsgrößen (bspw. Einlassdruck oder Motordrehzahl) als Datensatz abgespeichert. Im eigentlichen MWM wird der Ladungswechsel durch ein Luftführungssystem mit nulldimensionalen Behältern (konzentrierte Parameter) in Verbindung mit der Motorbedatung simuliert. Der Arbeitsprozess wird hingegen allein durch die Motorbedatung abgebildet. Aufgrund der Kombination von physikalischen und experimentellen Ansätzen im MWM, handelt es sich um eine Grey-Box-Modellierung.

MWM mit Prüfstandsmessung

unterscheidet sich gegenüber dem Modellansatz MWM mit Vorausberechnung darin, dass die Motorbedatung nicht aus einer Simulation, sondern aus einer Prüfstandsmessung gewonnen wird.

Dynamische Kennlinie

Bei dieser Vorgehensweise wird das Instationärverhalten durch eine gemessene oder simulierte Drehmomentkennlinie des Verbrennungsmotors modelliert, die zu einem spezifischen Fahrzeug und instationären Auslegungsmanöver gehört. Der Ansatz gehört daher zur empirischen Modellbildung.

Statische Kennlinie

Dieser Ansatz bildet den Verbrennungsmotor durch seine stationäre Drehmoment-Vollastkennlinie ab. Die Methode eignet sich zur Modellierung von Saugmotoren, da sie im Gegensatz zu abgasturboaufgeladenen Motoren über kein ausgeprägtes Instationärverhalten verfügen. Das saugmotorische Ansprechverhalten kann beispielsweise durch

eine Gradientenlimitierung oder PT1-Filterung des Drehmoments modelliert werden. Der Ansatz gehört ebenfalls zur empirischen Modellbildung.

Im Folgenden werden die verschiedenen Modellansätze mit den Kriterien aus der Anforderungsanalyse von Abschnitt 3.2 bewertet. Das Ergebnis der Bewertung ist in Tabelle 3.3 zusammengefasst.

Prognose des Instationärverhaltens

Alle Modellansätze bis auf die *Statische Kennlinie* sind in der Lage, die Fahrzeuglängsbeschleunigung in den relevanten Auslegungsmanövern, siehe Abschnitt 3.2.1, prinzipiell richtig abzubilden. Beispiele für die Prognose des Instationärverhaltens mit dem Modellansatz *MWM mit Prüfstandsmessung* finden sich in [71, 18]. Die Vorausberechnung des Instationärverhaltens mit dem Modellansatz *1D-LWR mit 0D-APR* wird bspw. in [79, 56] nachgewiesen.

Mit einer stationären Drehmomentkennlinie lässt sich zwar die erreichbare Maximalgeschwindigkeit des Fahrzeugs berechnen. Rückschlüsse auf instationäre Beschleunigungsmanöver sind dagegen nur bei hohen Motordrehzahlen möglich, wenn sich das Ansprechverhalten des abgasturboaufgeladenen Motors dem eines Saugmotors annähert, vgl. auch Abbildung 4.2. Insbesondere bei Beschleunigungsmanövern aus niedrigen Lastpunkten, wie sie beispielsweise bei Rückschaltungen auftreten, weicht das instationäre Drehmoment an der Kupplung um bis zu 30 % vom stationären Drehmoment ab [8]. Daher genügt der Modellansatz *Statische Kennlinie* diesen Anforderungen nicht, wohingegen die restlichen Modellansätze den Anforderungen vollständig gerecht werden.

Variation der Antriebskonfiguration

Die geforderte Variation der vier Auslegungsparameter aus 3.2.2 ist bis auf die Ansätze *Dynamische Kennlinie* und *Statische Kennlinie* mit allen Modellansätzen darstellbar. Eine dynamische Drehmomentkennlinie kann entweder durch Gesamtfahrzeugsimulation oder Fahrversuch mit entsprechend angepassten Auslegungsparametern gewonnen werden. Da eine Parametervariation aufgrund der instationären Wirkmechanismen zwischen Motorkennlinie und Auslegungsparametern innerhalb des Modells nicht möglich ist, wäre das Fahrmanöver für jede Parameteränderung zu wiederholen. Insofern könnte bei der Ermittlung der dynamischen Kennlinie auch direkt die gemessene Fahrzeugbeschleunigung ausgewertet werden und die eigentliche Längsdynamiksimulation entfallen.

Mit dem Ansatz der *Statischen Kennlinie* ist eine Antriebsvariation für drei der vier Auslegungsparameter möglich, da sich eine unterschiedliche Fahrzeugmasse, ein verändertes Boostmoment oder eine geänderte Achsübersetzung auf das verfügbare Radmoment auswirken und die Konsequenzen in der entsprechenden Fahrzeugbeschleunigung sichtbar werden. Bei gleich großem maximalem statischen Drehmoment wird der Einfluss der Turboladergröße allerdings nur im instationären Drehmomentenverlauf sichtbar. Demnach werden die Anforderungen vom Ansatz *Dynamische Kennlinie* insgesamt nicht erfüllt und vom Ansatz *Statische Kennlinie* teilweise nicht erfüllt.

Genauigkeit

Der Anforderung nach Genauigkeit aus Abschnitt 3.2.3 werden alle Modellansätze bis auf die *Statische Kennlinie* gleichermaßen gerecht. Der zuletzt genannte Ansatz kann zwar die relative Auswirkung einer Parameteränderung auf den Beschleunigungsverlauf abbilden, der instationäre Beschleunigungsverlauf ist aber aus den oben beschriebenen Gründen grundsätzlich nicht richtig. Daher erfüllt der Ansatz mit *Statischer Kennlinie* die Anforderungen nach Genauigkeit nur teilweise. In der Diskussion der Ergebnisse, Abschnitt 5.4, wird dieser Zusammenhang durch eine Berechnung nachgewiesen.

Berechnungsaufwand

Hinsichtlich dem Berechnungsaufwand ist einerseits eine Reduzierung der Rechenzeit um den Faktor 10 oder größer gefordert, andererseits eine deutlich vereinfachte Handhabung des Modells, siehe Abschnitt 3.2.4. Sofern für jede Antriebsvariante eine passende Drehmomentkennlinie vorliegt, erfüllen die Ansätze mit *Statischer Kennlinie* und *Dynamischer Kennlinie* die Anforderungen an den Berechnungsaufwand vollständig. Bei den Ansätzen mit Mittelwertmethode ist hinsichtlich Rechenzeit aufgrund der größeren Zeitskalen auf jeden Fall von einer deutlichen Verbesserung gegenüber 1D-LWR und 0D-APR auszugehen. Hinsichtlich Handhabung ist eine Parametrierung des Mittelwertmodells basierend auf Prüfstandsmessungen allerdings nicht zielführend, da in der Vorentwicklungsphase die interessierenden Motoren entweder noch gar nicht in Hardware existieren oder nur in sehr eingeschränkten Betriebsbereichen zuverlässige Messdaten liefern. Vielversprechender ist es daher sich bei der Parametrierung des Mittelwertmodells auf eine Vorausberechnung des Motorprozesses zu stützen. Daher erfüllt der Modellansatz *MWM mit Vorausberechnung* die Anforderungen an den Berechnungsaufwand vollständig und der Modellansatz *MWM mit Prüfstandmessung* nur teilweise.

Aus der Bewertung wird geschlussfolgert, dass der Modellansatz *Mittelwertmodell mit Vorausberechnung* den Anforderungen am besten gerecht wird.

Tabelle 3.3: Bewertung geeigneter Modellansätze

Modellansatz	Prognose Instat.- verhalten	Variation Antriebs- konfig.	Genau- igkeit	Berechn.- aufwand
1D-LWR mit 0D- APR	++	++	++	0
MWM mit Voraus- berechnung	++	++	++	++
MWM mit Prüf- standsmessung	++	++	++	+
Dyn. Kennlinie	++	0	++	++
Stat. Kennlinie	0	+	+	++

++ vollständige Anforderungserfüllung
 + teilweise Anforderungserfüllung
 0 keine Anforderungserfüllung

4 Motormodell zur Antriebsauslegung in der Vorentwicklungsphase

Die Idee des Mittelwertmodells ist die Vorausberechnung einer Motorbedatung mit zyklusgemittelten Größen, um die rechenintensive Lösung der thermodynamischen Bilanzgleichungen für Masse, Energie und Impuls während des Instationärmanövers vorwegzunehmen. Dafür wird die gleichungsbasierte Arbeitsprozessrechnung des Verbrennungsmotors durch einen Datensatz mit stationär berechneten Ein- und Ausgangsgrößen ersetzt. Die Vorgehensweise zur Erstellung des Mittelwertmodells gliedert sich in zwei Schritte. Zunächst wird die Motorbedatung an einem zyklusaufgelösten Motormodell mit eindimensionaler LWR und nulldimensionaler APR vorausberechnet. Dafür sind geeignete Ein- und Ausgangsgrößen des Datensatzes festzulegen. Das Ergebnis der Vorausberechnung ist eine Tabelle mit den Ein- und Ausgangsgrößen der Motorbedatung. Anschließend wird die Luftführung des Einlass- und Auslasssystems zu konzentrierten Volumina zusammengefasst und die Zylinder durch die Motorbedatung ersetzt, siehe Anhang C.

Die transiente Fahrzeugbeschleunigung basiert im Wesentlichen auf der richtigen Abbildung der innermotorischen Drehmomenterzeugung im Mittelwertmodell. Entscheidend dafür ist neben der Turboladermodellierung die Auswahl geeigneter Ein- und Ausgangsgrößen in die Motorbedatung. Daher ist ein entsprechendes Systemverständnis auf allen drei Ebenen des Gesamtmodells, d.h. Fahrzeug-, Motor- und Turboladerebene inklusive deren Wechselwirkungen unerlässlich.

Um das Systemverständnis zu schärfen und den Einfluss ausgewählter innermotorischer Größen den Auslegungsparametern gegenüberzustellen, wird in Abschnitt 4.2 zunächst eine Sensitivitätsanalyse durchgeführt. Zuvor wird das verwendete Referenzmodell anhand von Fahrzeugmessungen in Abschnitt 4.1 validiert. Abschnitt 4.3 stellt das eigentliche Mittelwertmodell vor.

4.1 Validierung des Referenzmodells

Der Antriebsstrang des Referenzmodells besteht aus einem direkteinspritzendem Reihen-sechszylinder-Ottomotor (R6-Motor) mit Biturboaufladung. Abgasseitig werden je drei Zylinder einer der beiden Turbinen zugeführt. Sowohl einlass- als auch auslasseitig verfügt der Motor über Phasenversteller der Nockenwellen. In Tabelle B.2 sind die Kenngrößen des Fahrzeugs zusammengefasst.

Der Motorprozess wird zyklusaufgelöst durch nulldimensionale APR und eindimensionale LWR modelliert. Aus der Motorapplikation des Steuergeräts werden Sollwerte für die Sammlerdruck-Regelung und die Phasensteller der Nockenwellen übernommen. Der Antriebsstrang wird bis auf eine Ersatzsteifigkeit für das Zwei-Massen-Schwungrad als System starrer Massen betrachtet.

Zur Modellvalidierung werden Lastsprungmanöver aus Konstantfahrt im 2. und 5. Gang mit 1500 U/min und 3000 U/min Motordrehzahl betrachtet. Im Fahrzeug wird die Längsbeschleunigung mit einem kapazitiven Beschleunigungssensor gemessen. Das Drehmoment an der Kupplung wird aus dem berechneten Drehmoment der Motorsteuerung bestimmt.

Abbildung 4.1 zeigt nun einen Vergleich zwischen Simulation und Messung aus konstanter Geschwindigkeit mit 1500 U/min Motordrehzahl. Der Abbildung ist zu entnehmen, dass sowohl das Drehmoment (linkes Diagramm) als auch die Fahrzeuglängsbeschleunigung (rechtes Diagramm) gut mit den simulierten Größen übereinstimmen.

In Abbildung 4.2 sind zusätzliche Lastsprünge im 2. und 5. Gang bei Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit aus 3000 U/min dargestellt. Auch hier ist sowohl für das Motordrehmoment als auch die Fahrzeuglängsbeschleunigung eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation zu beobachten. Damit wird das zyklusaufgelöste Referenzmodell aus nulldimensionaler APR und eindimensionaler LWR als geeignete Vergleichsbasis für das zu entwickelnde Mittelwertmodell erachtet.

4.2 Sensitivitätsanalyse abgasturboaufgeladener Fahrzeugantriebe

Um geeignete Parameter und Zustandsgrößen für die Sensitivitätsanalyse auszuwählen, wird das Drehmoment des Verbrennungsmotors M_{VM} um den Einfluss des Abgasturboladers erweitert. Bei Vernachlässigung der Ladungswechselfeldynamik kann der Sammlerdruck p_2 (vor den Zylindern) gleichgesetzt werden mit dem Druck der tatsächlichen Frischladung im Zylinder nach Schließen der Einlassventile. Dann gilt nach

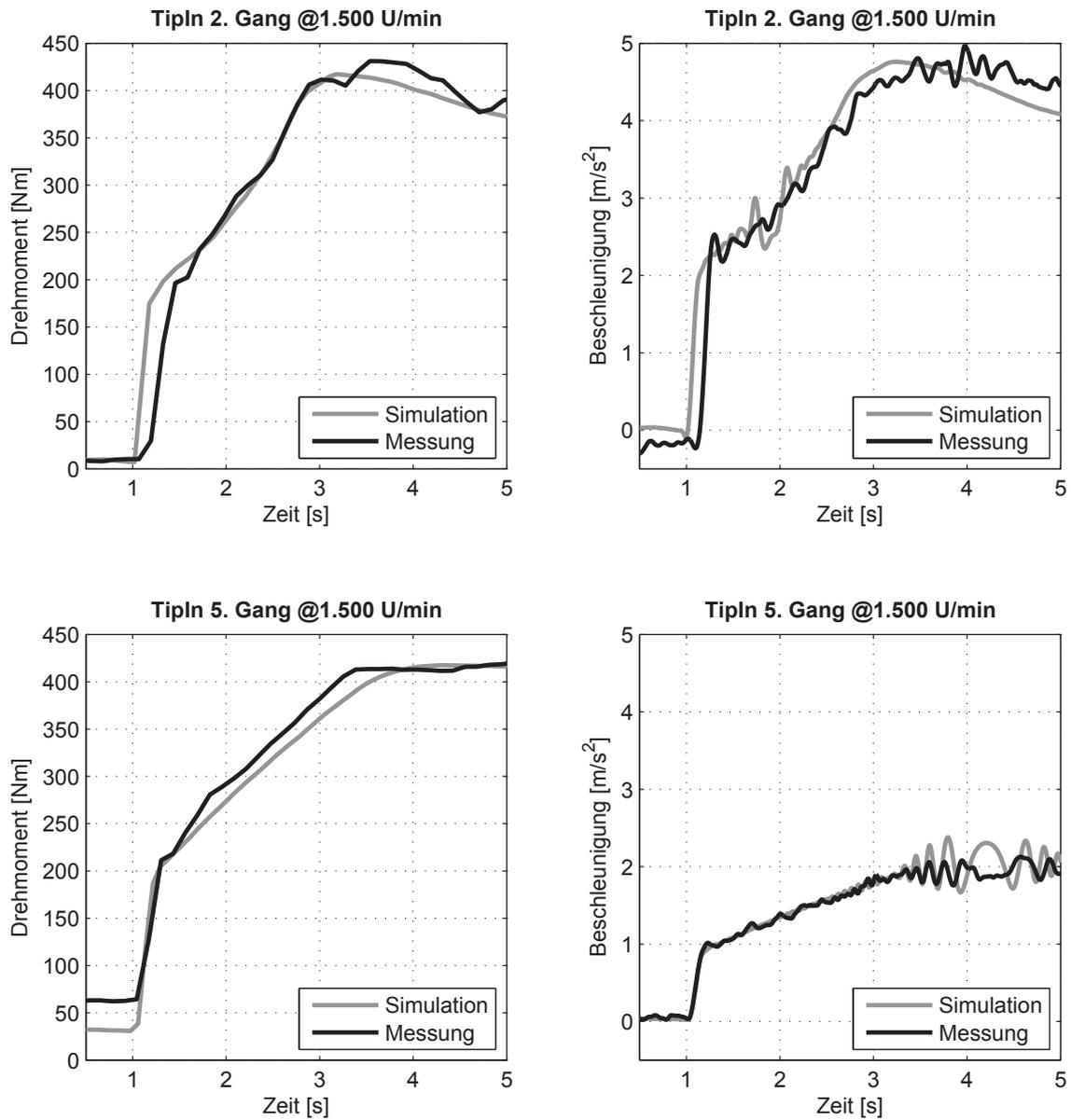


Abbildung 4.1: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für für Lastsprünge im 2. und 5. Gang aus 1500 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung

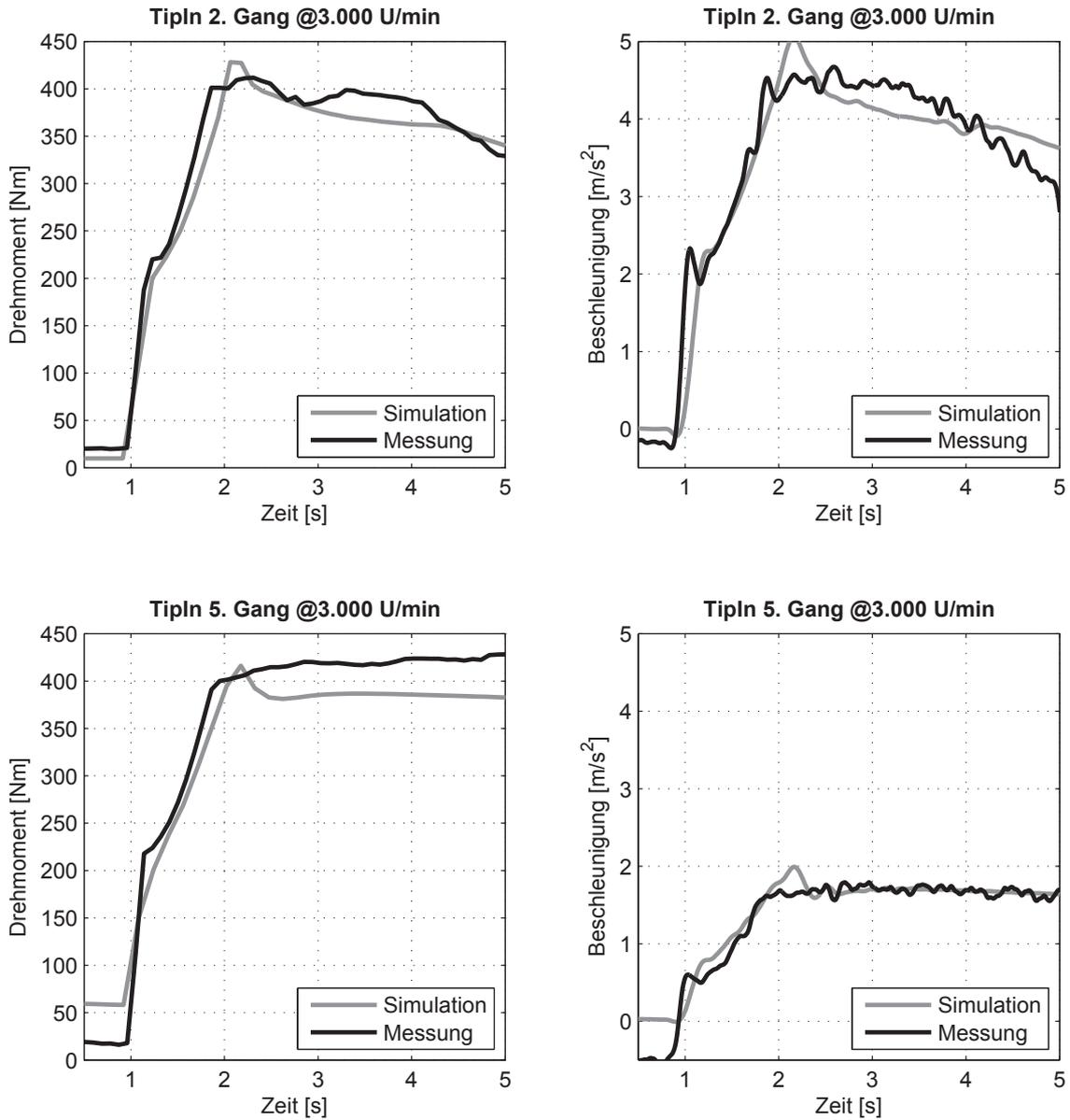


Abbildung 4.2: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprünge im 2. und 5. Gang aus 3000 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung

Einführen der Zustandsgleichung idealer Gase $\rho = p/(RT)$ für Gleichung 2.11

$$M_{VM} = \frac{V_H}{4\pi} \cdot \frac{p_2}{R_2 T_2} \cdot \frac{H_u}{\lambda L_{st}} \cdot \eta_{eff}. \quad (4.1)$$

Im instationären Fall ist die Turboladerhauptgleichung 2.24 um den Drallsatz des Turboladerlaufzeuges J_{LZ} zu ergänzen. Die zusätzliche Leistung zur Beschleunigung des Laufzeuges ist durch die Turbine aufzubringen und es gilt

$$P_T = P_V + J_{LZ} \dot{\omega}_{LZ} \omega_{LZ}. \quad (4.2)$$

Für die instationäre Turboladerhauptgleichung gilt nun mit $K_E = \kappa_E/(\kappa_E - 1)$, $K_A = (\kappa_A - 1)/\kappa_A$ und K aus Gleichung 2.25

$$\frac{p_2}{p_1} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{R_A T_3}{R_E T_1} \cdot K \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{K_A} \right] \eta_{ATL} - J_{LZ} \frac{\dot{\omega}_{LZ} \omega_{LZ} \eta_V}{R_E T_1 K_E \dot{m}_V} \right\}^{K_E}. \quad (4.3)$$

Ein Umstellen der Gleichung 4.3 nach p_2 und Einsetzen in Gleichung 4.1 ergibt für das Drehmoment am abgasturboaufgeladenen Verbrennungsmotor

$$M_{VM} = \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{R_A T_3}{R_E T_1} K \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{K_A} \right] \eta_{ATL} - J_{LZ} \frac{\dot{\omega}_{LZ} \omega_{LZ} \eta_V}{R_E T_1 K_E \dot{m}_V} \right\}^{K_E} \frac{V_H}{4\pi} \cdot \frac{p_1}{R_2 T_2} \cdot \frac{H_u}{\lambda L_{st}} \eta_{eff}. \quad (4.4)$$

Nun kann die Drehmomentbilanz des Antriebsstrangs aus Gleichung 2.3 durch Einsetzen der Gleichung 4.4 weiter aufgelöst werden und es gilt

$$\begin{aligned} & \left\{ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \cdot \frac{R_A T_3}{R_E T_1} K \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{K_A} \right] \eta_{ATL} - J_{LZ} \frac{\dot{\omega}_{LZ} \omega_{LZ} \eta_V}{R_E T_1 K_E \dot{m}_V} \right\}^{K_E} \frac{V_H}{4\pi} \cdot \frac{p_1}{R_2 T_2} \cdot \frac{H_u}{\lambda L_{st}} \cdot \eta_{eff} \\ & = J_{red} \dot{\omega}_{KW} + r_{dyn} \left[\frac{\rho_L}{2} c_w A \left(\frac{\omega_{KW}}{i_{ges}} r_{dyn} \right)^2 + f_r mg + mg \sin(\alpha) \right] + M_{Getr, Verl}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Gleichung 4.5 ist die thermodynamisch und mechanisch gekoppelte Drehmomentbilanz des Antriebsstranges mit abgasturboaufgeladenem Verbrennungsmotor. Das Antriebsmoment wird durch die Wärmebilanz (1. Hauptsatz der Thermodynamik) des Verbrennungsmotors ausgedrückt und enthält implizit die Leistungsbilanz des Abgasturboladers. Das Abtriebsmoment enthält die Bewegungsgleichung des starren Antriebsstrangs und die Fahrwiderstände des Fahrzeugs. Damit liegen in dieser Gleichung alle wesentlichen physikalischen Größen vor, welche die instationäre Längsdynamik des Fahrzeuges beschreiben und für eine Sensitivitätsanalyse benötigt werden.

4.2.1 Erstellung der Sensitivitätsanalyse

Ziel der Sensitivitätsanalyse ist die Erkenntnis darüber wie empfindlich die instationäre Fahrzeugbeschleunigung bei Variation einzelner Modellgrößen reagiert. Die Sensitivitätsanalyse soll ausgewählte Zustandsgrößen der Motorprozessrechnung ins Verhältnis zu den Auslegungsparametern setzen, um im zweiten Schritt Zustandsgrößen mit geringer Sensitivität zur Modellvereinfachung zu identifizieren. Diese können im gesuchten reduzierten Modell im Idealfall konstant gesetzt werden. Als Parameter werden diejenigen Modellgrößen bezeichnet, die während der gesamten Simulationsdauer konstant sind. Zustandsgrößen sind während der Simulationsdauer veränderliche Größen und werden in jedem Zeitschritt aus dem aktuellen Systemzustand neu berechnet. Die ausgewählten Parameter und Zustandsgrößen werden hier getrennt aufgelistet. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse wird der Einfachheit halber allerdings vielfach nur noch von Variationsgrößen gesprochen.

Zu den Auslegungsparametern gehören

- Fahrzeugmasse m_{Fzg}
- Achsübersetzung i_{AG}
- Turboladergröße ausgedrückt durch den maximalen Turbinenmassenstrom $m_{T,max}$

Zu den Zustandsgrößen der Motorprozessrechnung gehören

- Spreizungswinkel der Einlass- und Auslassnockenwelle $\theta_{E,A}$
- Sammlerdruck p_2 ¹
- Zündzeitpunkt ϕ_{ZZ}
- Ladungstemperatur nach Ladeluftkühler T_2'
- Temperatur vor Turbine T_3 (Abgasenthalpie)
- Wirkungsgrad des Verdichters η_V
- Wirkungsgrad der Turbine η_T

Zu den Parametern der Motorprozessrechnung gehören

- Hubvolumen des Verbrennungsmotors V_H
- Stauvolumen vor Turbine V_3

¹Der Sammlerdruck bezeichnet den im Sammler messbaren (absoluten) Einlassdruck. Entlag der Einlassstrecke wird dieser Druck nach der Drosselklappe und vor den Einlasskanälen gemessen.

- Trägheitsmoment des Turboladerlaufzeuges J_{LZ}

Zu den Parametern der Fahrzeuglängsdynamik-Modellierung gehört

- korrigierte Querschnittsfläche des Fahrzeugs² $c_w A$

Die Bedeutung der Auslegungsparameter *Fahrzeugmasse* m_{Fzg} , *Achsübersetzung* i_{AG} und *Turboladergröße* $m_{T,max}$ wurde in Abschnitt 3.2 erläutert und bedarf keiner weiteren Erklärung.

Die *Spreizungswinkel der Nockenwellen* θ_E und θ_A werden in Verbrennungsmotoren mit variablen Steuerzeiten durch die Motorsteuerung vorgegeben, um die Fahrleistungs-, Verbrauch- und Komfortanforderungen des Fahrzeugs in Abhängigkeit vom Betriebszustand des Motors (Last, Drehzahl, etc.) möglichst optimal zu erfüllen. Durch die Verstellung der Spreizungswinkel während dem instationären Lastwechsel kann die Zylinderfüllung und dadurch das Drehmoment gesteigert werden, indem im aufgeladenen Betriebsbereich Restgas aus dem Zylinder gespült wird [79], [80], siehe dazu auch Abbildung 2.3. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse soll daher der Einfluss variabler gegenüber festen Steuerzeiten aufgezeigt werden, um sie im reduzierten Motormodell richtig zu berücksichtigen. Bei der Variation der Spreizungen wurden unterschiedliche Verstellstrategien miteinander verglichen. Zum einen konstante teillastoptimierte Spreizungen (geringe Überschneidung) als auch konstante volllastoptimierte Spreizungen (keine Überschneidung) sowie last- und drehzahlabhängig verstellbare Spreizungen zum Überspülen während dem Übergang in den aufgeladenen Betrieb.

Eine weitere Variationsgröße, die durch die Motorsteuerung mitbestimmt wird, ist der *Sammlerdruck* p_2 . Dieser kann durch das Bypassventil (Waste-Gate) an der Turbine eingeregelt werden. Der Soll-Sammlerdruck dient dem Fahrverhaltensapplikateur dazu, den Drehmomentaufbau unter Berücksichtigung von Fahrleistungs- und Komfortanforderungen zu formen [71]. Außerdem kann das maximale Motordrehmoment durch die Sammlerdruck-Regelung begrenzt werden, um unterschiedliche Leistungsvarianten eines Motors darzustellen. Der Sammlerdruck und damit das Motordrehmoment nimmt quadratisch mit der Strömungsgeschwindigkeit des Abgases zu, vgl. Gleichung 2.27. Somit hängt der Sammlerdruck indirekt von dem in der Turbine durchgesetzten Massenstrom ab. Aus Komfortgründen wird der Sammlerdruck bei Lastwechseln derart begrenzt, dass sich statt einem progressiven ein linearer Verlauf des Motordrehmoments ausprägt [85, 11]. Diesem Zusammenhang muss bei der Bewertung des Instationärverhaltens Rechnung getragen werden.

Um den Kraftstoffverbrauch zu senken, wird der Motor so oft wie möglich mit verbrauchsoptimalem Zündzeitpunkt betrieben und nur in wenigen Ausnahmefällen aus Bauteilschutz-, Komfort- und Emissionsgründen (Kaltstart mit Katalysatorheizen) eine

²Um den Luftwiderstand unterschiedlicher Fahrzeuge zu vergleichen, wird als Maß hierfür die korrigierte Querschnittsfläche verwendet, welche dem Produkt aus Luftwiderstandsbeiwert c_w und Fahrzeugquerschnittsfläche A entspricht.

Spätverstellung des *Zündzeitpunkts* ϕ_{ZZ} zugelassen. Der verbrauchsoptimale Zündzeitpunkt kann aufgrund der Klopfneigung des Ottomotors nicht immer eingehalten werden. Sobald der Klopfsensor einen klopfenden Zylinder erkennt, verstellt die Klopfregelung den Zündzeitpunkt Richtung spät, um den betroffenen Zylinder vor Bauteilschädigung zu schützen. Die wesentlichen Komfortfunktionen mit Zündungsverstellung sind der Übergang in Schubabschalten, das Wiedereinsetzen aus Schub und die aktive Schwingungsdämpfung. Nachdem das Referenzmanöver aus Zugbetrieb stattfindet, ist nur die aktive Schwingungsdämpfung von Bedeutung. Die Funktion erzeugt bei Lastwechseln ein zur Kurbelwellenschwingung gegenphasiges Motordrehmoment, um die Ruckelneigung des Fahrzeugs zu reduzieren. Da der Antriebsstrang als Starrkörpermodell ohne Elastizitäten modelliert ist, wird der Eingriff der aktiven Schwingungsdämpfung und der Klopfregelung für die Sensitivitätsanalyse durch eine konstante Spätverstellung des Zündzeitpunkts berücksichtigt.

Der Verdichtungsprozess der Abgasturboaufladung führt aufgrund der thermischen Zustandsänderung immer zu einer Temperaturerhöhung der Luft nach Verdichter. Durch die Temperaturzunahme wird das eigentliche Ziel der Aufladung, eine Dichtesteigerung, zum Teil unwirksam [24, 55, 64]. Für die Ladungstemperatur nach Verdichter T_2 gilt in Abhängigkeit von Verdichtungsverhältnis und Verdichterwirkungsgrad

$$T_2 = T_1 \left\{ 1 + \frac{1}{\eta_{sV}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa_E - 1}{\kappa_E} \right)} - 1 \right] \right\}. \quad (4.6)$$

Der Temperaturverlauf von T_2 ist im rechten Diagramm von Abbildung 4.3 in Abhängigkeit vom isentropen Verdichterwirkungsgrad über dem Verdichterdruckverhältnis aufgetragen. Um nun den Einfluss der Temperatur auf die Ladungsdichte darzustellen, vergleicht man das Dichteverhältnis aus isothermer (vollst. Rückkühlung) und realer Verdichtung. Die Luftdichte ρ_2 ergibt sich dann aus der Verdichtungstemperatur T_2 zu

$$\rho_2 = \frac{p_2}{R T_2} = \frac{p_2 \eta_{sV}}{R T_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\left(\frac{\kappa_E - 1}{\kappa_E} \right)} - 1 + \eta_{sV} \right]} \quad (4.7)$$

Abbildung 4.3 verdeutlicht im linken Diagramm, dass bei einem isentropen Verdichterwirkungsgrad von 70 % und einem Verdichterdruckverhältnis von 3 das Dichteverhältnis im Vergleich zum Saugbetrieb nur etwa das zweifache beträgt. Selbst bei einer Steigerung des isentropen Wirkungsgrades auf den in der Praxis nicht realisierbaren Wert von 1 ist die Steigerung der Dichte nicht direkt proportional zur Steigerung des Ladedruckes. Aus diesen Überlegungen wird deutlich, dass Aufladung ohne anschließende Ladeluftkühlung nicht zweckmäßig ist und mit steigendem Verdichtungsverhältnis die Kühlleistung angepasst werden sollte, da die Differenz aus isothermen und realem Dichteverhältnis sich mit zunehmendem Verdichterdruckverhältnis vergrößert. Insofern ist bei Auslegung eines aufgeladenen Motorkonzepts zu beachten, dass trotz des zunehmenden Verdichtungsverhältnisses auch immer die Ladeluftkühlung entsprechend angepasst wird, um eine möglichst gleichbleibende *Temperatur nach Ladeluftkühler* T_2 zu erzielen.

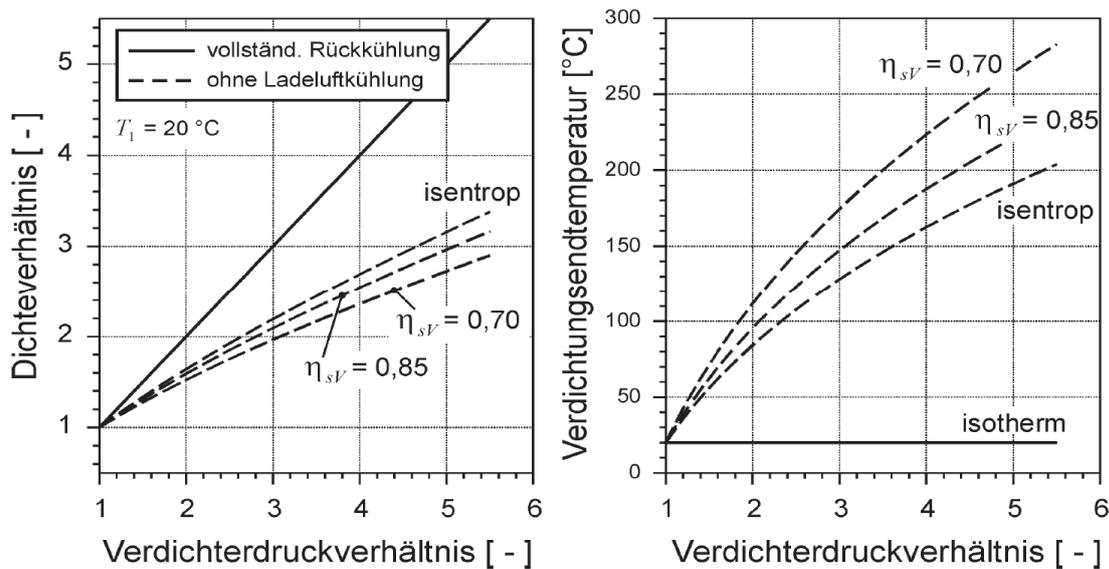


Abbildung 4.3: Dichteverhältnis- und Temperaturänderung mit und ohne Ladeluftkühlung aus [24]

Bei direkter Kühlung der Ladeluft mit Umgebungsluft bewirkt die Kühlleistung des Ladeluftkühlers sowohl eine Temperaturabsenkung als auch einen Druckverlust in Abhängigkeit vom durchgesetzten Massenstrom. Die erzielbare Kühlleistung hängt wiederum vom verfügbaren Bauraum bzw. dem Kühlverfahren (direkte Kühlung mit Umgebungsluft oder indirekte Kühlung mit Kühlmittel) ab. Um Wechselwirkungen, welche die Ergebnisinterpretation der Sensitivitätsanalyse erschweren, auszuschließen, wird direkt die Temperatur nach Ladeluftkühler $T_{2'}$ skaliert. Bei einer Skalierung³ des Temperaturkennfeldes mit -10% im aufgeladenen Motorbetrieb (ab ca. 200 Nm beim verwendeten R6-Motor) kommt es allerdings zu unrealistisch niedrigen Temperaturen, da diese unter der Umgebungstemperatur von ca. 25°C liegen, siehe Tabelle B.8 und B.9 im Anhang. Für die Sensitivitätsanalyse wird daher angenommen, dass die Temperatur nach Ladeluftkühler $T_{2'}$ im aufgeladenen Betrieb nicht unter die Umgebungstemperatur fällt. Dazu wird die Skalierung des Kennfeldes der Temperatur nach Ladeluftkühler $T_{2'}$ in der Sensitivitätsanalyse auf $\pm 3\%$ begrenzt.

Die Wirkungsgrade von Verdichter η_V und Turbine η_T geben Auskunft über die Effizienz der Energiewandlung im Turbolader. Für die Ermittlung der Wirkungsgradkennfelder werden Turbine und Verdichter am Turboladerprüfstand unter stationären Bedingungen vermessen und die Wirkungsgrade aus den aufgezeichneten Zustandsgrößen vor und nach Verdichter bzw. Turbine berechnet. Aufgrund der geringen Druck- und Temperaturänderungen im Verdichter ist eine zuverlässige messtechnische Erfassung des Verdichtereffizienzgrades nur oberhalb einer Mindestdrehzahl möglich [9]. Für die Simulation des Instationärverhaltens werden die Verdichterkennfelder daher unterhalb

³Vor der Skalierung wird die Temperatur von Grad Celsius in Kelvin umgerechnet.

der Mindestdrehzahl extrapoliert. Gleiches gilt für den Turbinenwirkungsgrad, da dieser aus der Enthalpiedifferenz am Verdichter berechnet wird [74]. Weitere Unsicherheiten ergeben sich durch die Berücksichtigung der Wärmeströme im Turbolader und an seinem Gehäuse (Diabatverhalten⁴) sowie der Tatsache, dass die Turbine vom Motor immer instationär (Stoßaufladung) und nicht wie am Heißgasprüfstand stationär beaufschlagt wird [68].

Das Enthalpieangebot des Motors an die Turbine wird durch die *Abgastemperatur* T_3 vor Turbine bestimmt. Diese ergibt sich zum einen aus dem Brennverlauf (Arbeitsprozessrechnung) und zum anderen aus dem Wärmeübergang im Motor und Abgaskrümmen. Zur Beeinflussung der Abgastemperatur wird der Wärmeübergangskoeffizient im Abgaskrümmen skaliert.

Wie in Abschnitt 3.2.2 dargelegt, ist das *Hubvolumen des Motors* V_H kein Auslegungsparameter und lässt sich exakt aus den Konstruktionsdaten des Motors bestimmen. Trotzdem wird es in die Sensitivitätsanalyse integriert, um einen zusätzlichen Vergleichswert für die Beeinflussung des Instationärverhaltens zu erhalten.

Das *Stauvolumen vor Turbine* V_3 ergibt sich aus dem Volumen des Abgaskrümmers und wirkt dämpfend auf die Abgaspulsationen der Verbrennung (Stau- vs. Stoßaufladung).

Das *Trägheitsmoment des Turboladerlaufzeuges* J_{LZ} ist durch den Drallsatz mitverantwortlich für die instationäre Kopplung von Turbinen- und Verdichterleistung. Der Wert des Trägheitsmomentes wird nicht messtechnisch am realen Objekt sondern analytisch aus dem CAD-Modell gewonnen. D.h. etwaige Fertigungstoleranzen werden nicht berücksichtigt und verfälschen ggf. das Simulationsergebnis.

Für die Sensitivitätsanalyse wird das Systemverhalten am validierten Referenzmodell aus Abschnitt 4.1 mit voller instationärer zyklusaufgelöster Motorprozessrechnung untersucht. Das Referenzmanöver ist ein Lastsprung aus konstanter Fahrzeuggeschwindigkeit mit 1500 U/min Motordrehzahl im 2. Gang. Für die Sensitivitätsanalyse werden alle Variationsgrößen um $\pm 10\%$ und $\pm 20\%$ gegenüber dem Referenzwert skaliert. Je Parametervariation ergeben sich also inklusive der Referenz fünf Manöver. Handelt es sich bei der Variationsgröße um ein Kennfeld wie beispielsweise den Turbinenwirkungsgrad, so wird das gesamte Kennfeld um $\pm 10\%$ bzw. $\pm 20\%$ skaliert. Einzige Ausnahme bildet die Temperatur nach Verdichter, die aus den oben genannten Gründen nur mit $\pm 3\%$ skaliert wird.

⁴Im Gegensatz zu einer adiabaten Zustandsänderung findet bei einer diabaten Zustandsänderung ein Wärmeaustausch über die Systemgrenzen mit der Umgebung statt.

4.2.2 Auswertungsmethodik

Für die Auswertung der Sensitivitätsanalyse wird die zur skalierten Variationsgröße gehörende Zeitspanne $(t_4 - t_0)$ vom TipIn bis zum Erreichen von $4 \frac{m}{s^2}$ Fahrzeugbeschleunigung gemessen und auf die Zeitspanne des Referenzfahrzeugs ohne Änderung der Variationsgröße, $\xi = 1$, normiert. Für die normierte Zeitspanne gilt

$$\underline{(t_4 - t_0)} = \frac{(t_4 - t_0)_\xi}{(t_4 - t_0)_{\xi=1}}. \quad (4.8)$$

Die Beschleunigung erreicht nicht in allen Parametervariationen den gleichen Maximalwert. Daher erfolgt die Auswertung auf dem kleinsten gemeinsamen Beschleunigungsniveau von $4 \frac{m}{s^2}$.

Anschließend werden die normierten Zeitspannen $\underline{(t_4 - t_0)}$ über den zugehörigen normierten Variationsgrößen $\underline{\xi}$ aufgetragen und eine lineare Regressionsgerade bestimmt, siehe Abbildung 4.4. Die normierte und skalierte Variationsgröße $\underline{\xi}$ entspricht dem Skalierungsfaktor und es gilt $\underline{\xi} \in \{0,8 \quad 0,9 \quad 1,0 \quad 1,1 \quad 1,2\}$. Durch die Normierung auf das Referenzfahrzeug mit unveränderter Variationsgröße werden die einzelnen Sensitivitäten dimensionslos und somit vergleichbar. Die Sensitivität gegenüber der Variationsgröße ξ wird nun durch den Gradienten der Ausgleichsgerade zu

$$\text{Sensitivität} = \left| \frac{\Delta(t_4 - t_0)}{\Delta \underline{\xi}} \right| \quad (4.9)$$

definiert. Abbildung 4.4 verdeutlicht die Vorgehensweise zur Bestimmung der Sensitivitäten. Eine Sensitivität von 1 bedeutet also, dass diese Variationsgröße ein direktes Hebelverhältnis auf das Instationärverhalten hat und bei einer zehnpromtigen Änderung der Variationsgröße auch die Beschleunigungszeit um zehn Prozent zu- bzw. abnimmt. Um die unterschiedlichen Sensitivitäten miteinander zu vergleichen, werden die Beträge der Gradienten der Ausgleichsgeraden in einem Balkendiagramm nebeneinander aufgetragen.

4.2.3 Schlußfolgerungen

Abbildung 4.5 zeigt die Empfindlichkeit des Instationärverhaltens gegenüber den ausgewählten Variationsgrößen. Zunächst lässt sich festhalten, dass die Auslegungsgrößen Turboladergröße, ausgedrückt durch den maximalen Turbinenmassenstrom $m_{T,max}$, Hubvolumen V_H , Achsübersetzung i_{AG} , Sammlerdruck p_2 , Fahrzeugmasse m_{Fzg} in dieser Reihenfolge gegenüber den restlichen Variationsgrößen den größten Gradienten aufweisen. Diese Variationsgrößen verfügen also über das höchste Potential, um das Instationärverhalten zu verbessern.

Die Bedeutung des Sammlerdrucks p_2 in seiner Eigenschaft als Applikationsparameter für den Fahrkomfort wurde im vorherigen Abschnitt erläutert. Um den subjektiven

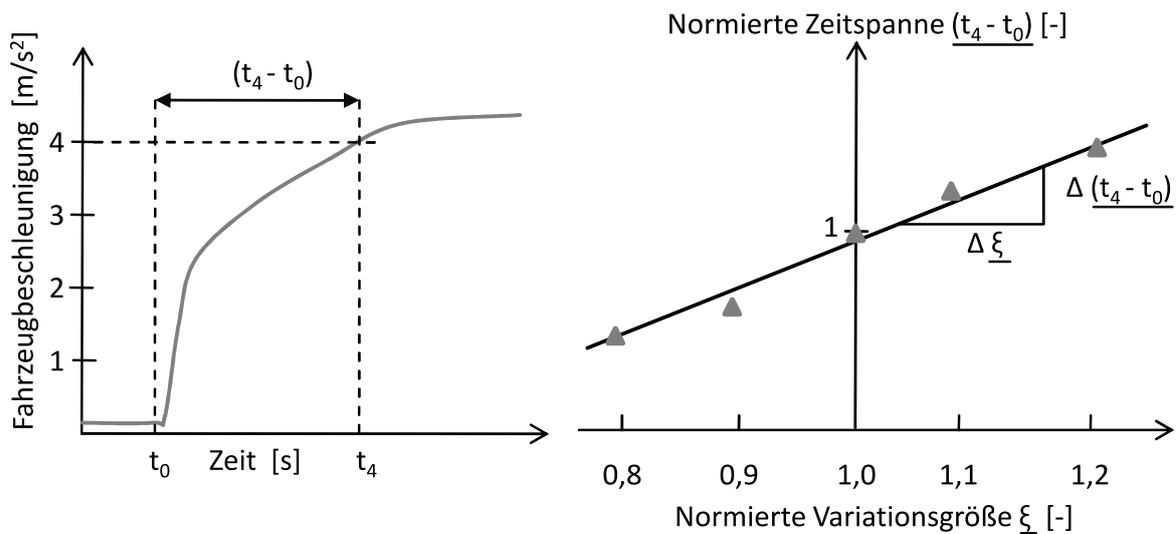


Abbildung 4.4: Prinzipskizze der Sensitivitäts-Berechnung

Applikationseinfluss der Sammlerdruck-Regelung auszuschließen, wird der Motor in den folgenden Untersuchungen instationär ohne Sammlerdruck-Regelung modelliert. Ausnahme ist die Validierung mit Fahrzeugmessungen in den Abschnitten 4.1 und 5.1. Um die Vergleichbarkeit mit den Messfahrzeugen herzustellen, wird dort auch im Modell die Sammlerdruck-Regelung aktiviert.

Das maximale stationäre Drehmoment wird gemäß seiner Vollastkennlinie begrenzt. Dafür schaltet das Mittelwertmodell bei Erreichen der stationären Motorvollast auf die Drehmoment-Vollastkennlinie um. Dies setzt voraus, dass der Verdichter beim instationären Lastsprung mit geschlossenem Waste-Gate nicht ins Pumpen gerät. Andernfalls öffnet das Waste-Gate, um den Verdichterbetriebspunkt von der Pumpengrenze fernzuhalten.

Im Idealfall sind alle Zustandsgrößen der Motorprozessrechnung, die nicht konstant sind und signifikanten Einfluss auf das Instationärverhalten haben, unabhängige Eingangsgrößen in die Motorbedatung. Andererseits steigert jede unabhängige Eingangsgröße den Aufwand für die Erzeugung der Motorbedatung exponentiell, siehe Formel 4.25. Darum werden lediglich diejenigen Zustandsgrößen als zusätzliche Eingangsgrößen ausgewählt, die gegenüber den Auslegungsparametern eine signifikante Sensitivität haben. Für das Instationärverhalten wird daher angenommen, dass Variationsgrößen mit einer Sensitivität $\leq 0,1$ gegenüber den Auslegungsparametern vernachlässigbar sind. Abbildung 4.5 ist dann zu entnehmen, dass der Verdichterwirkungsgrad η_V die letzte Variationsgröße mit signifikanter Sensitivität für das Instationärverhalten ist.

Demnach sind die Temperatur vor Turbine T_3 und die Spreizungswinkel der Nockenwellen $\theta_{E,A}$ in der Motormodellierung zu berücksichtigen.

Zündzeitpunkt ϕ_{ZZ} und die Temperatur nach Ladeluftkühler T_2' haben dagegen einen geringen Hebel auf das Instationärverhalten. Die Sensitivitätsanalyse zeigt, dass selbst

eine dauerhafte Spätverstellung der Zündung bspw. zur Schwingungsdämpfung eine vergleichsweise geringe Veränderung des Instationärverhaltens bewirkt. Gleiches gilt für die Ladungstemperatur. Die Variationsgrößen Ladungstemperatur und Zündzeitpunkt werden also nicht als unabhängige Eingangsgrößen der Motorbedatung ausgewählt. Das heißt aber nicht, dass sie während dem instationären Lastsprung konstant sind. Der Zündzeitpunkt kann weiterhin in Abhängigkeit der restlichen Eingangsgrößen (Last, Drehzahl) verändert werden, um Klopfen zu vermeiden. Er ist jedoch für einen Lastpunkt nicht beliebig Richtung spät verstellbar, was er bspw. durch eine aktive Schwingungsdämpfung wäre.

Die Variationsgrößen korrigierte Querschnittsfläche $c_w A$ und Stauvolumen vor Turbine V_3 sind dagegen ohnehin konstante Parameter und müssen daher nicht als Eingangsgrößen in die Motorbedatung berücksichtigt werden.

Außerdem verdeutlicht die Sensitivitätsanalyse die Bedeutung der Turboladermodellierung ($\dot{m}_{T,max}$, J_{LZ} , η_T , η_V , T_3) für das Instationärverhalten. Nach den Auslegungsparametern haben das Massenträgheitsmoment des Laufzeuges sowie Turbinen- und Verdichterwirkungsgrad den größten Einfluss auf das Instationärverhalten. Insbesondere zur Turboladermodellierung werden also möglichst genaue Daten der Wirkungsgradkennfelder und des Massenträgheitsmoments benötigt.

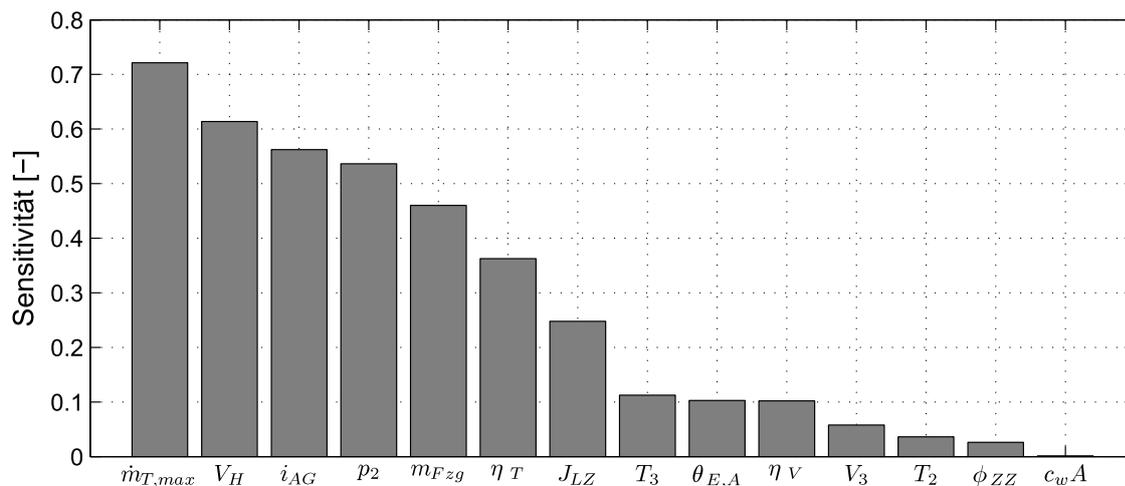


Abbildung 4.5: Sensitivitätsanalyse

4.3 Mittelwertmodell mit austauschbarer Turbine

Im Rahmen der Anforderungsanalyse wurde dargelegt, dass von einem Motormodell zur Antriebsauslegung ein signifikanter Rechenzeitvorteil gegenüber der Methode mit 1D-LWR und 0D-APR gefordert wird. Aus den bekannten Modellierungsansätzen verspricht das Mittelwertmodell (MWM) den größten Rechenzeitvorteil. Weitere Anforderung an

das Motormodell ist die Berücksichtigung verschiedener Turbolader zur Antriebsauslegung. Für die Berechnung der Motorbedatung wird daher die Aufladeeinheit entfernt. Der Schnitt wird einlassseitig zwischen Verdichter und Luftsammler sowie auslassseitig zwischen Abgaskrümmen und Turbine gelegt. Es verbleibt das zyklusaufgelöste Modell des Grundmotors, das aus den mechanischen Baugruppen Kurbel- und Ventiltrieb besteht. Dieses so gewonnene Grundmotormodell (GMM) und das ursprüngliche vollständige Motormodell (VMM) werden beide mit den Methoden 1D-LWR und 0D-APR modelliert und sind in Abbildung 4.6 durch Prinzipskizzen gegenübergestellt.

Ausgehend vom GMM können grundsätzlich alle Zustandsgrößen der Motorprozessrechnung als Ein- und Ausgangsgrößen der Bedatung herangezogen werden. Die Aufgabe besteht nun darin, nur die notwendigen Ein- und Ausgangsgrößen auszuwählen, um den Berechnungsaufwand für die Motorbedatung so gering wie möglich zu halten und trotzdem den instationären Lastwechsel ausreichend genau darzustellen.

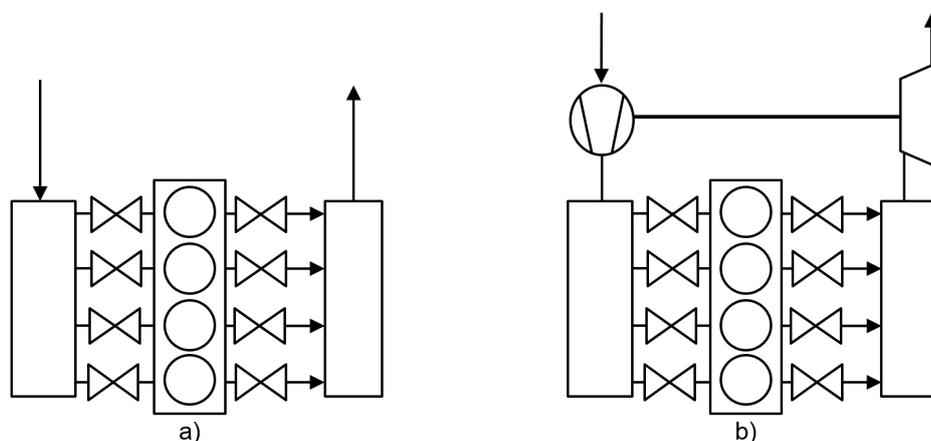


Abbildung 4.6: Prinzipskizzen von a) Grundmotormodell (GMM) und b) vollständigem Motormodell (VMM) bzw. Motorenprüfstand

4.3.1 Auswahl der Ein- und Ausgangsgrößen der Motorbedatung

Im Instationärmanöver fungiert der Verbrennungsmotor als Drehmomentenquelle, der die träge Masse des Fahrzeugs beschleunigt. Daher ist die wichtigste Ausgangsgröße das Motordrehmoment an der Kupplung oder eine äquivalente Größe. Im Motorenbau wird statt mit Drehmomenten oft mit Mitteldrücken gerechnet, da der Mitteldruck der hubraumspezifischen Arbeit entspricht und so Motoren unterschiedlichen Hubraums vergleichbar macht [37]. Um mit der gleichen Motorbedatung unterschiedliche Reibungsverhältnisse und Leistungsbedarfe der Nebenaggregate abzubilden, wird als erste Ausgangsgröße der *indizierte Mitteldruck* p_{mi} festgelegt. Gemeinsame Schnittgröße zwischen Abgasturbolader und Hubkolbenmotor ist der durchgesetzte Luftmassenstrom

bzw. Abgasmassenstrom je Arbeitsspiel. Die auf eine Referenzluftmasse normierte durchgesetzte Luftmasse wird im Motorenbau als Luftaufwand bezeichnet, vgl. Gleichung 2.20. Der *Luftaufwand* λ_a ist die zweite Ausgangsgröße der Motorbedatung. Der Energietransport vom Motor zum Abgasturbolader wird durch die *Abgastemperatur* T_3 , vgl. Gleichung 2.24 vervollständigt. Die Abgastemperatur stellt daher die dritte notwendige Ausgangsgröße der Motorbedatung dar.

Im nächsten Schritt werden die notwendigen Eingangsgrößen ausgewählt, von denen die Motorbedatung während einem Instationärmanöver abhängt. Im quantitativ gesteuerten Ottomotor resultiert der indizierte Mitteldruck aus der nach dem Schließen der Einlassventile gefangenen Luftmenge [15]. Dafür wird zwischen saugmotorischem und aufgeladenem Arbeitsbereich unterschieden. Die für den Ladungswechsel verfügbare Zeitdauer ergibt sich aus der periodischen Arbeitsweise des Hubkolbenmotors und der Motordrehzahl. In beiden Arbeitsbereichen hängt der indizierte Mitteldruck daher maßgeblich von der *Motordrehzahl* n_{KW} und der daraus resultierenden Strömungsdynamik ab.

Sobald der Motor im aufgeladenen Betriebsbereich arbeitet, ist die Luftdichte im Einlasstrakt die bestimmende Größe für das Motordrehmoment. Im Rahmen der Sensitivitätsanalyse wurde gezeigt, dass die Änderung der Einlasstemperatur einen vergleichsweise geringen Einfluss auf das Instationärverhalten hat. Daher wird statt der Luftdichte der *Einlassdruck* p_2 im Sammler als zweite Eingangsgröße der Motorbedatung definiert.

Im Falle einer drosselfreien Laststeuerung wird die saugmotorische Motorlast anstatt von einer Drosselklappe durch den variablen Ventilhub der Einlassventile vorgegeben. Der hier verwendete vollvariable Ventiltrieb (VVT) der Einlassventile ist in [91] beschrieben. Zur Laststeuerung im saugmotorischen Arbeitsbereich wird der *Exzenterwinkel* γ des VVT als weitere Eingangsgröße definiert. Des Weiteren wurde in der Sensitivitätsanalyse nachgewiesen, dass die *Spreizungswinkel der Nockenwellen* θ_E und θ_A die Zylinderfüllung beeinflussen und dadurch das Instationärverhalten verbessern können. Daher zählen auch diese Größen zu den unabhängigen Eingangsgrößen der Motorbedatung.

Nach Auswahl der fünf einlassseitigen Eingangsgrößen stellt sich die Frage nach den notwendigen Eingangsgrößen der Bedatung auf der Auslassseite des Motors. Aus diesem Grund wird an dieser Stelle mit dem GMM eine Voruntersuchung unternommen und darin der Druck p_3 vor Turbine als weitere zyklusgemittelte konstante Eingangsgröße definiert. Mit dieser Konfiguration wird ein stationärer Lastschnitt bei 1500 U/min simuliert und mit Ergebnissen vom Motorenprüfstand verglichen. Um die Simulation mit den gleichen Randbedingungen wie am Motorprüfstand zu versorgen, werden im GMM die Werte der Eingangsgrößen aus der Prüfstandsmessung übernommen, siehe Tabelle B.1. Der Prüfstandsmotor ist der bekannte R6-Motor mit Biturboaufladung aus Abschnitt 4.1 und wird zusammen mit den ATLS als vollständiger Motor betrieben.

Nun wird der berechnete Luftmassenstrom in den Zylindern mit den gemessenen Werten vom Motorprüfstand verglichen, siehe Abbildung 4.7. Dabei kann der Zylinder-

luftmassenstrom am Motorprüfstand nicht direkt gemessen werden, sondern wird im Lasterfassungsmodell der Motorsteuerung aus dem gemessenen Luftmassenstrom am Heißfilm-Luftmassenmesser, dem gemessenen Sammlerdruck und den Stellsignalen der Ladungswechselorgane (Drosselklappenwinkel, Exzenterwinkel des VVT, Spreizungswinkel der Nockenwellen) berechnet. Der Vergleich der Luftmassenströme zeigt bei

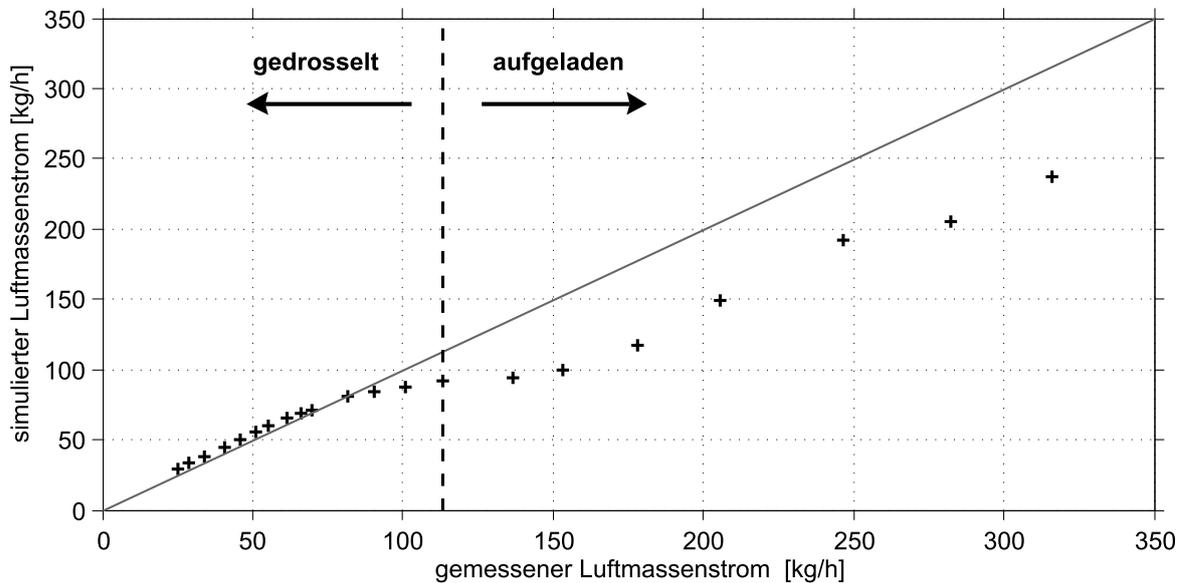


Abbildung 4.7: Gemessener und simulierter (GMM) Luftmassenstrom eines R6-Motors für einen stationären Lastschnitt bei 1500 U/min

niedrigen Lasten unterhalb der saugmotorischen Volllast eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation, wobei die simulierte Luftmasse geringfügig größer als die gemessene Luftmasse ist. Sobald der Motor sich dem aufgeladenen Betriebsbereich nähert, sinkt die berechnete Luftmasse deutlich unter die gemessene Luftmasse ab und erreicht eine Abweichung von bis zu 34%.

Dies signifikante Abweichung in der Luftmassenberechnung wirft die Frage nach den zugehörigen Druckverläufen am Einlass- und Auslassventil auf. Daher sind in Abbildung 4.8 oben die Druckverläufe des Grundmotormodells ohne ATL (GMM) mit konstantem Abgasgegendruck p_3 und unten des vollständigen Motormodells mit ATL (VMM) für einen stationären Lastpunkt bei 960 mbar Sammlerdruck, 1500 U/min Motordrehzahl und 141 kg/h Luftmassenbedarf dargestellt. Im oberen Teil von Abbildung 4.8 ist zu erkennen, dass der Druck am Auslassventil nahezu während dem gesamten Arbeitsspiel und insbesondere während der Phase der Ventilüberschneidung größer ist als der Druck am Einlassventil. Folglich liegt über dem Zylinder ein negatives Spülgefälle an, das während der Ventilüberschneidung verbranntes Restgas aus dem Auslasstrakt zurück in den Zylinder drückt und so die Frischladungsmenge reduziert. Der untere Teil von Abbildung 4.8 zeigt die simulierten Druckverläufe für den gleichen Betriebspunkt am VMM mit ATL. Gut zu erkennen sind die für einen R6-Motor mit Biturboaufladung charakteristischen drei Abgaspulsationen je Arbeitsspiel. Diese sorgen dafür, dass der

Auslassdruck während der Ventilüberschneidungsphase unter den Einlassdruck absinkt und sich ein positives Spülgefälle über dem Zylinder einstellt. Dies hat zur Folge, dass das Restgas aus dem vorherigen Arbeitszyklus durch den Einlassmassenstrom aus dem Brennraum hinausgespült wird und so die Frischladungsmenge erhöht wird.

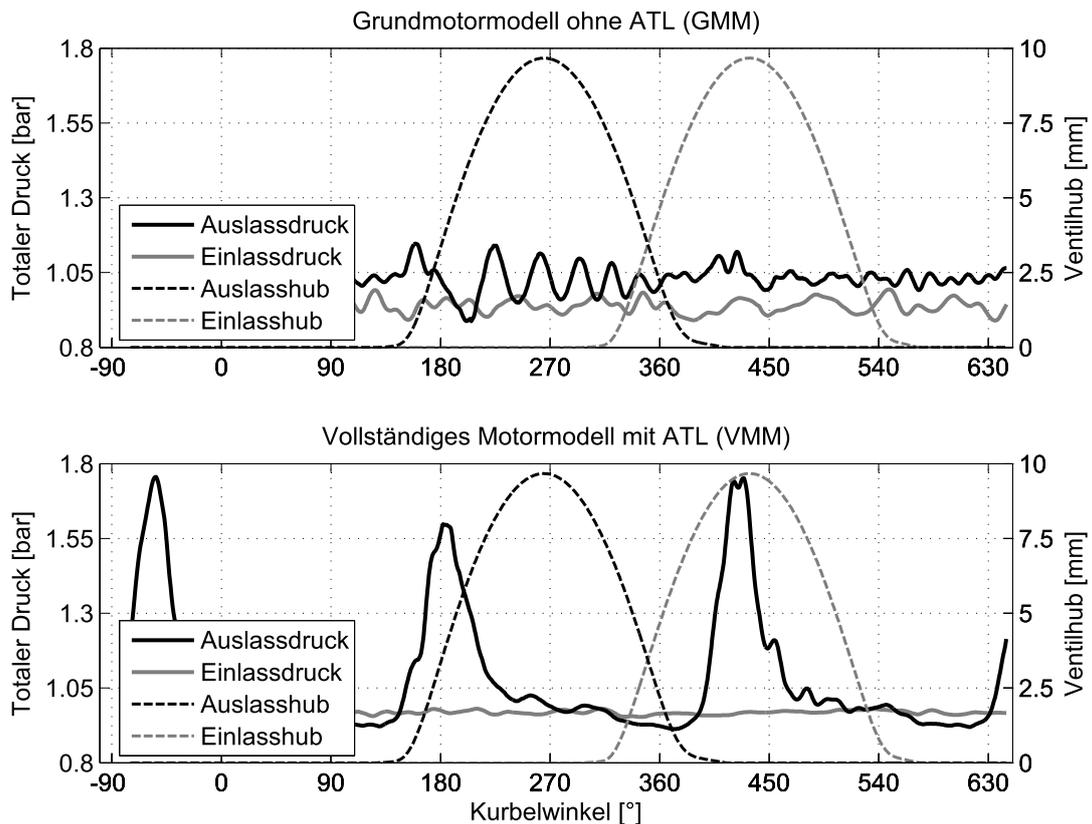


Abbildung 4.8: Arbeitsspielaufgelöste Druckverläufe am Einlass- und Auslassventil eines R6-Motors bei stationärer Last von 950 mbar Sammlerdruck, 1500 U/min Motordrehzahl und 141 kg/h Luftmassenbedarf

Als Ergebnis dieser Voruntersuchung lässt sich festhalten, dass die im GMM aufgeprägten statischen Randbedingungen für den einlassseitigen Sammlerdruck gerechtfertigt sind. Auslassseitig führen diese aufgrund der ausgeprägten Druckpulsationen und dem daraus resultierenden Spülverhalten zu signifikant zu gering berechneten Zylinderfüllungen und sind daher nicht zulässig. Um weiterhin mit ein und derselben Motorbedatung das Instationärverhalten für verschiedene Abgasturbolader vorauszuberechnen, wird nachfolgend im GMM als Ersatz für die Turbine eine Abgassrossel mit veränderlichem Querschnitt verwendet.

4.3.2 Grundmotor mit Abgasdrossel als Ersatzturbine

Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, dass ein konstanter zyklusgemittelter Abgasgegendruck p_3 den umgehenden Anstieg des Auslassdrucks verhindert, sobald das Auslassventil öffnet und dadurch die Ausprägung von Druckpulsationen unterdrückt. Die Turbine genauso wie der Katalysator sind aus thermodynamischer Sicht Drosselstellen im Abgastrakt des Verbrennungsmotors. Ersetzt man daher die Turbine durch eine Abgasdrossel, so kann die Drosselstelle durch die Durchflussgleichung beschrieben werden. Gleichung 2.19 lautet nun

$$\dot{m}_T = \mu A_T \sqrt{2 p_3 \rho_3} \sqrt{\frac{\kappa_A}{\kappa_A - 1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa_A}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_A + 1}{\kappa_A}} \right]} \quad (4.10)$$

Gleichung 4.10 wird als zweite Hauptgleichung der Abgasturboaufladung bezeichnet [65] und beschreibt den Zusammenhang zwischen Massenstrom und Druckverhältnis an der Turbine mit den beiden freien Parametern Turbinenquerschnitt A_T und Durchflussbeiwert μ . Das Produkt der freien Parameter A_T und μ bestimmt demnach die Ausprägung der Abgaspulsationen von p_3 . Insofern gilt es zu überprüfen, ob die Abgaspulsationen durch eine Drossel mit dem Querschnitt A_D nachgebildet werden können und die Zylinderfüllung mit einem derartigen Ersatzmodell richtig berechnet wird.

Hierfür wird das Grundmotormodell um die Abgasanlage erweitert und darin die Turbine durch eine kreisrunde Drossel mit veränderlichem Durchmesser D_D ersetzt. Für die Untersuchungen wird ein aufgeladener Reihenvierzylindermotor (R4-Motor) mit Direkteinspritzung und vollvariabler Einlassventilsteuerung herangezogen, da für diesen Motor Turboladerkennfelder sowohl mit einflutigen als auch mit zweiflutigen Turbinen verfügbar sind. Die charakteristischen Kenngrößen des R4-Motors sind in Tabelle B.3 aufgeführt. Um die Gültigkeit des Ersatzmodells zu überprüfen, wird der Drosseldurchmesser D_D variiert und anschließend die Abgaspulsationen von Grundmotormodell (GMM) mit Abgasdrossel und vollständigem Modell (VMM) mit ATL verglichen. In Abbildung 4.9 sind die zugehörigen Prinzipskizzen gegenübergestellt.

Die Vergleichsrechnungen werden sowohl für eine Konfiguration mit zweiflutigem (Twinscroll-Turbine) als auch einflutigem (Monoscroll-Turbine) Turbinengehäuse durchgeführt, wobei das Ersatzmodell der Twinscroll-Turbine zwei Drosseln mit gleich großem Querschnitt enthält. Abbildung 4.10 zeigt die zugehörigen Abgaspulsationen für drei unterschiedliche Turbinenersatzdurchmesser D_D .

Die Darstellung demonstriert, dass die Abgaspulsationen des GMM für einen Turbinenersatzdurchmesser von 31 mm gut mit den Abgaspulsationen der Monoscroll-Turbine im VMM übereinstimmen. Gleiches gilt für die Twinscroll-Turbine und einen Turbinenersatzdurchmesser von 19 mm. Daher werden die bekannten Ausgangsgrößen der Bedatung von GMM und VMM nun an fünf stationären Betriebspunkten, die in Tabelle B.6 aufgelistet sind, miteinander verglichen. Abbildung 4.11 verdeutlicht, dass der

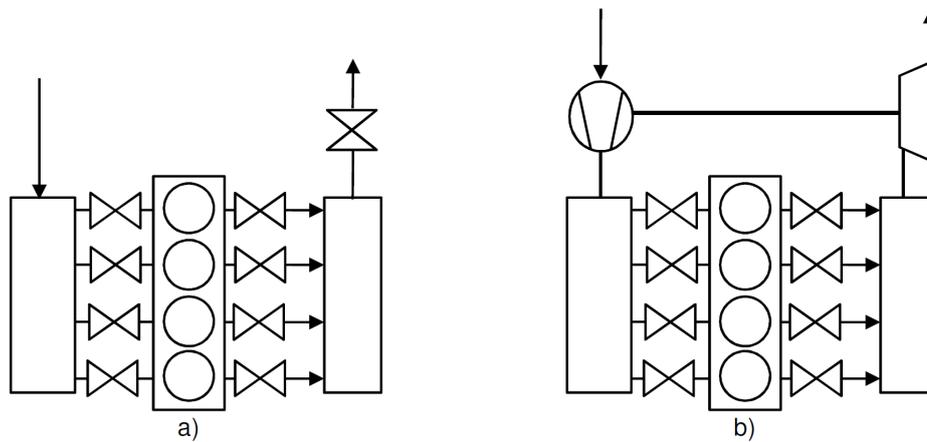


Abbildung 4.9: Prinzipskizzen von a) Grundmotormodell mit Drossel und b) vollständigem Modell mit ATL zum Vergleich der Abgaspulsationen

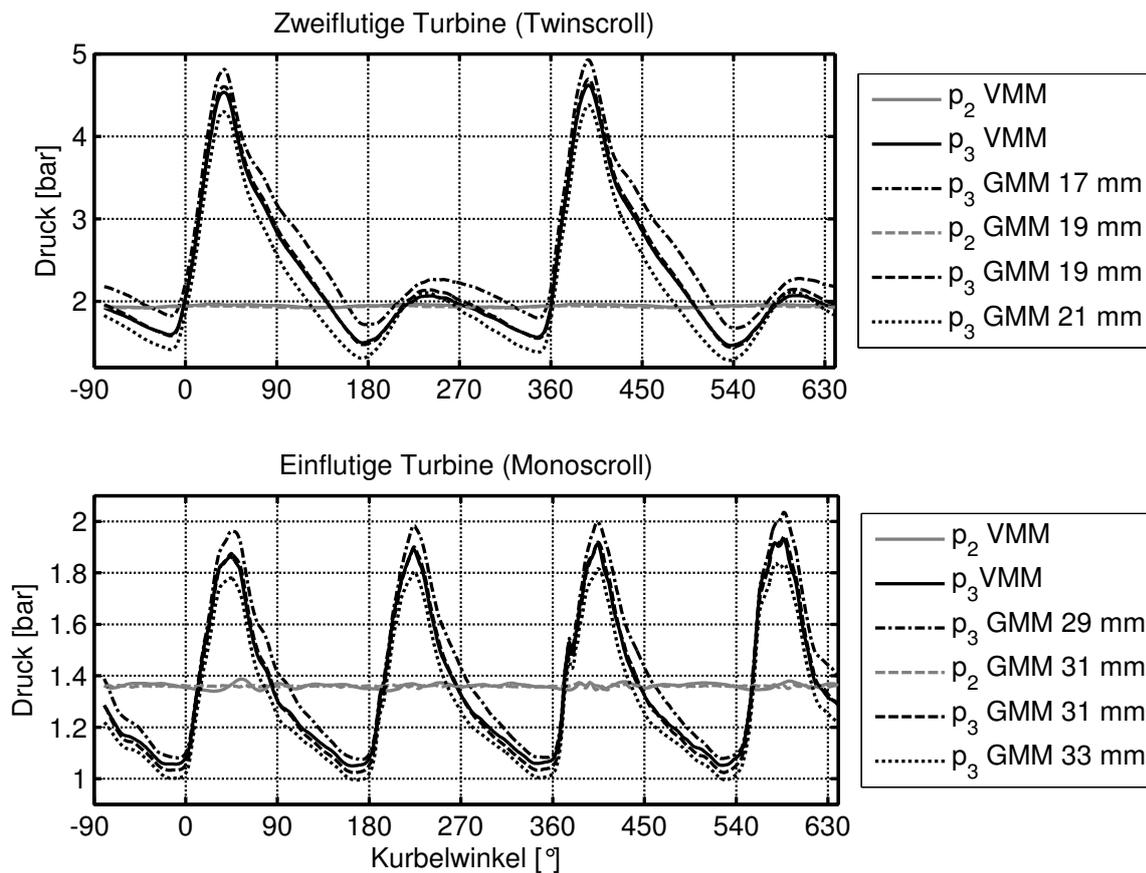


Abbildung 4.10: Vergleich der Abgaspulsationen von Grundmotormodell (GMM) und vollständigem Modell (VMM) für 3 verschiedene Ersatzquerschnitte

indizierte Mitteldruck, der Luftaufwand und die Abgastemperatur des GMM der Twin-scrollturbine um nicht mehr als vier Prozent von den Werten des VMM abweichen und bei der Monoscrollturbine die maximale Abweichung der Ausgangsgrößen der Bedatung nicht mehr als fünf Prozent beträgt. An dieser Stelle lässt sich zusammenfassend

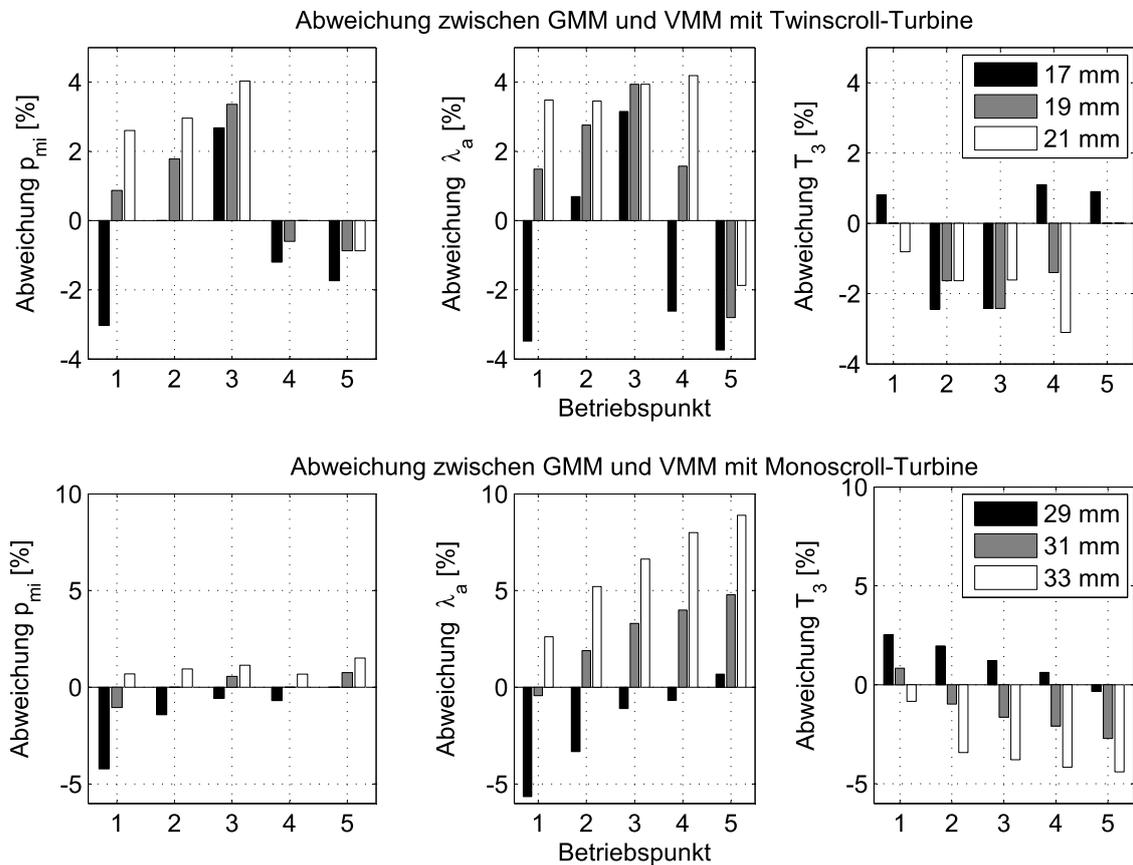


Abbildung 4.11: Prozentuale Abweichungen von VMM und GMM mit drei verschiedenen Durchmessern der Abgasdrossel

festhalten, dass das Grundmotormodell (GMM) mit einer Drossel als Ersatzturbine und dem nachfolgenden Abgasstrang die Druckpulsationen richtig abbildet und sich zur Generierung der Motorbedatung eignet.

4.3.3 Korrelation zwischen Turbinengröße und Motorbedatung

Um weiterhin aus dem Mittelwertmodell einen Rechenzeitvorteil für die Antriebsauslegung zu schöpfen, ist es erforderlich, dass das Grundmotormodell (GMM) eine Motorbedatung für unterschiedlich große Turbolader vorausberechnet wie in Abschnitt 3.2.2 gefordert. Die Rückwirkung der Turbine auf den Motorprozess wird hierbei ersatzweise durch eine Abgasdrossel nachgebildet. Daher wird zur Erweiterung der Motorbedatung

auf unterschiedliche Turbolader der Drosseldurchmesser D_D als zusätzliche variable Eingangsgröße festgelegt. Im vorherigen Abschnitt wurde bereits nachgewiesen, dass zu jeder Turbine ein passender Drosseldurchmesser gehört. Daher stellt sich die Frage, wie für eine Vielzahl von Turbinen jeweils der passende Ersatzdurchmesser vorausberechnet werden kann.

Sowohl im MWM als auch im VMM aus 1D-LWR und 0D-APR wird die Turbine durch das Massenstrom- und Wirkungsgradkennfeld beschrieben, vgl. Abschnitt 2.3.2. Insofern liegt bereits vor der Antriebsauslegung eine messtechnische Beschreibung vor, welche zur Bestimmung des gesuchten Drosseldurchmessers genutzt werden kann. Das gemessene Massenstromkennfeld liefert den Zusammenhang vom Druckverhältnis an der Turbine zum durchgesetzten Massenstrom und ist eine Abbildung der Durchflussgleichung aus Gleichung 4.10. Der darin enthaltene Term der Durchflussfunktion Ψ ist in Abbildung 4.12 für verschiedene Isentropenexponenten κ dargestellt.

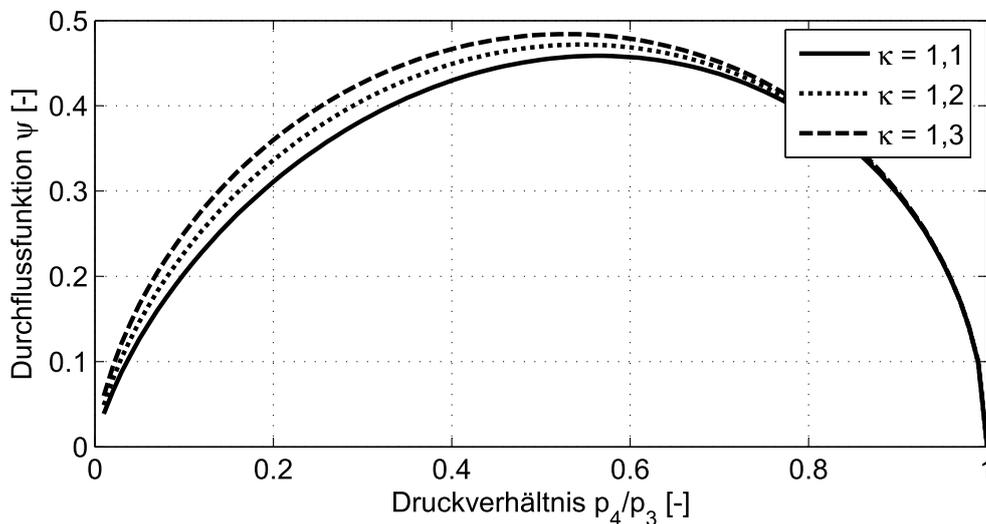


Abbildung 4.12: Durchflussfunktion

Die Abbildung illustriert, dass die Durchflussfunktion ein Maximum

$$\Psi_{max} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (4.11)$$

besitzt, das beim kritischen Druckverhältnis

$$\left(\frac{p_4}{p_3} \right)_{krit} = \left[\frac{2}{\kappa + 1} \right]^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (4.12)$$

erreicht wird [64]. Daher konvergiert auch der Massenstrom bei überkritischen Druckverhältnissen gegen einen Maximalwert, der aus dem gemessenen Massenstromkennfeld abgelesen werden kann und einen eindeutigen Zusammenhang zum Durchmesser der Ersatzdrossel liefert.

Der Drosseldurchmesser einer beliebigen Turbine kann demnach aus einer Drossel-Turbinen-Kennlinie entnommen werden, welche den Drosseldurchmesser über dem maximalen Turbinenmassenstrom aufträgt. Zur Bestimmung dieser Kennlinie werden die Ersatzdurchmesser von drei Turbinen des bekannten R4-Motors aus Tabelle B.3 ermittelt. Die verwendeten Turbinenkennfelder sind in Abbildung 4.13 im linken Diagramm aufgetragen. Die *Basis-Turbine* ist die zur Basisauslegung des Motors gehörende Turbine. Die *kleine Turbine* verfügt über einen deutlich geringeren maximalen Massenstrom und die *große Turbine* über einen signifikant größeren maximalen Massenstrom als die *Basis-Turbine*. Auf die *Validierungs-Turbine* wird bei der anschließenden Validierung der ermittelten Kennlinie eingegangen.

Zur systematischen Ermittlung des Ersatzdurchmessers wird nun die Wurzel der mittleren quadratischen Abweichung (engl. „root mean square error“, RMSE) des zyklus aufgelösten Turbinendruckverhältnisses von GMM und VMM berechnet und über 10 Motorbetriebspunkte⁵ aufsummiert. Für den RMSE eines Motorbetriebspunktes mit 720 Stützstellen für je 1° Kurbelwinkel gilt

$$RMSE = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{720} \left(\left[\frac{p_4}{p_3} \right]_{i,VMM} - \left[\frac{p_4}{p_3} \right]_{i,GMM} \right)^2}{720}}. \quad (4.13)$$

Die RMSE werden skriptbasiert für mehrere Ersatzdurchmesser automatisiert berechnet. Anschließend wird der Ersatzdurchmesser mit dem geringsten RMSE ausgewählt. Tabelle 4.1 listet die berechneten Ersatzdurchmesser für die *kleine Turbine*, *Basis-Turbine* und *große Turbine* auf. Um Monoscroll- und Twinscrollturbinen in einer Kennlinie abzubilden, werden aus den Ersatzdurchmessern kreisförmige Ersatzquerschnitte berechnet und diese im rechten Diagramm von Abbildung 4.13 über den zugehörigen maximalen Massenströmen zur gesuchten Kennlinie aufgetragen. Die aufgetragenen Querschnitte der Abgasdrosseln entsprechen einem linearisierten effektiven Querschnitt $A_{T,eff,lin}$ der zugehörigen Turbine. Der effektive Turbinenquerschnitt $A_{T,eff}$ fasst den geometrischen Querschnitt A_T und den Durchflussbeiwert μ zusammen und hängt sowohl vom Druckverhältnis als auch von der Turbinendrehzahl ab [65, 9]. Er lässt sich aus dem gemessenen Massenstrom mit

$$A_{T,eff} = \mu A_T = \frac{\dot{m}_T}{\sqrt{2p_3\rho_3} \sqrt{\frac{\kappa_A}{\kappa_A-1} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]}} \quad (4.14)$$

bestimmen. Jeder Drosselquerschnitt wurde an mehreren Motorbetriebspunkten, also bei unterschiedlichen Druckverhältnissen und Turboladerdrehzahlen, durch Minimierung des RMSE gegenüber der zugehörigen Turbine kalibriert. Folglich entsprechen die Querschnitte der Abgasdrosseln dem über Druckverhältnis und Turboladerdrehzahl linearisierten effektiven Querschnitt der zugehörigen Turbine. Jeder Drosselquerschnitt ist demnach eine weitere charakteristische Größe der jeweiligen Turbine und die aus

⁵Die Motorbetriebspunkte sind in Tabelle B.6 und Abbildung B.1 näher beschrieben

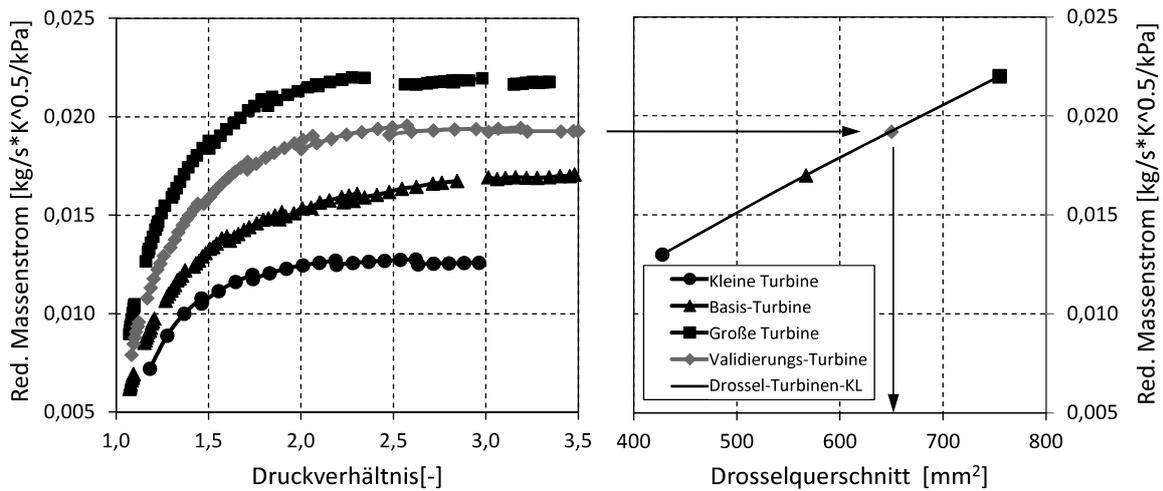


Abbildung 4.13: Reduzierte Massenstromkennfelder der untersuchten Turbinen (links) und Drossel-Turbinen-Kennlinie (rechts) des R4-Motors

mehreren Turbinen interpolierte Kennlinie kann für unterschiedliche Motoren verwendet werden.

Im nächsten Schritt wird die Kennlinie der Ersatzquerschnitte validiert, indem eine Motorbedatung mit einer Turbine berechnet wird, deren Ersatzquerschnitt aus der zuvor generierten Drossel-Turbinen-Kennlinie interpoliert wird. Dabei wird auch überprüft, inwieweit sich die Linearisierung des Drosselquerschnitts über Druckverhältnis und Turbinendrehzahl auf die relevanten Ausgangsgrößen der Bedatung auswirkt. Dafür wird eine *Validierungs-Turbine* ausgewählt, deren maximaler Massenstrom zwischen dem der *Basis-Turbine* und dem der *großen Turbine* liegt. Abbildung 4.13 ist im rechten Diagramm zu entnehmen, dass die Validierungs-Turbine über einen Ersatzquerschnitt von 650 mm^2 verfügt. Anschließend werden die berechneten Ausgangsgrößen der Motorbedatung zwischen GMM mit interpoliertem Drosseldurchmesser und VMM mit Turbine verglichen.

Tabelle 4.1: Kenngrößen der analysierten Turbinen

Turbine	Fluten	$\dot{m}_{T,max} [kg/s\sqrt{K}/kPa]$	$D_D [mm]$	$A_D [mm^2]$
Klein	1	0,013	16,5	428
Basis	1	0,017	19,0	567
Groß	2	0,022	31,0	755
Validierung	2	0,019	28,8	650

Abbildung 4.14 zeigt das Ergebnis der Validierung und verdeutlicht, dass die Motorbedatung aus dem GMM mit einer Ersatzdrossel, deren Durchmesser aus der Kennlinie

ermittelt wurde, in keinem der 10 Motorbetriebspunkte⁶ um mehr als 5 % von den Ergebnissen des VMM abweicht. Damit wird auch belegt, dass die Linearisierung des Drosselquerschnitts eine akzeptable Vereinfachung darstellt.

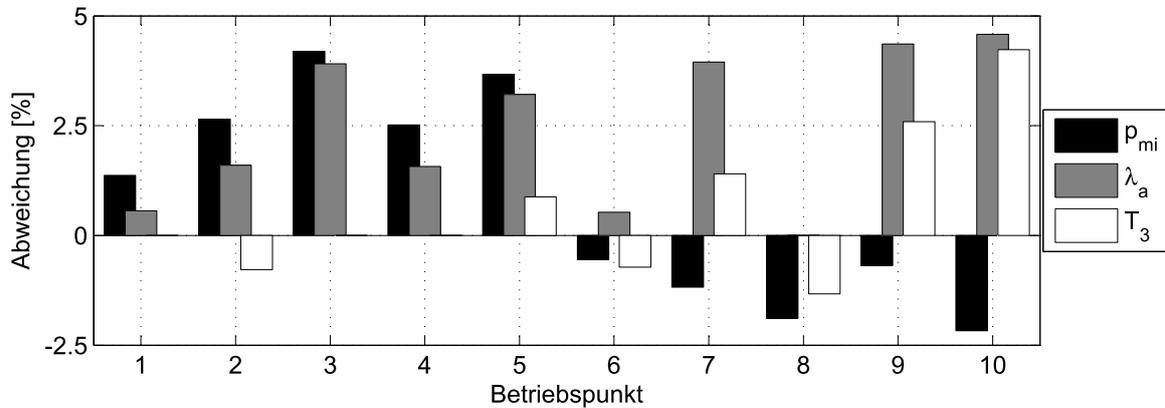


Abbildung 4.14: Prozentuale Abweichung der Ausgangsgrößen vom Grundmotormodell (GMM) mit Abgasdrossel und vollständigen Motormodell (VMM) des R4-Motors mit Validierungs-Turbine

Es lässt sich festhalten, dass die Simulationsrechnungen der Validierung den linearen Zusammenhang zwischen maximalem Turbinenmassenstrom und dem Ersatzdurchmesser der Drossel bestätigen. Damit ist nachgewiesen, dass das Modell des Grundmotors mit variablem Ersatzdrosseldurchmesser eine Bedatung für unterschiedlich große Turbinen bereitstellen kann.

4.3.4 Berücksichtigung der pulsierenden Turbinenbeaufschlagung

Das GMM kann aus mehreren stationären Betriebspunkten eine Motorbedatung für unterschiedliche Turbinengrößen berechnen. Im nächsten Schritt werden mit dem MWM, welches die Bedatung aus dem GMM enthält, instationäre Beschleunigungsmanöver mit dem R4-Motor berechnet. Dafür wird das MWM des Motors über eine Co-Simulation, vgl. [36], mit einem starren Antriebsstrangmodell gekoppelt und mit dem zyklus aufgelösten VMM, das die Referenz bezüglich Rechenzeit darstellt, verglichen. Im MWM wird die Arbeitsprozessrechnung durch den Motordatensatz und der Ladungswechsel durch konzentrierte Volumina abgebildet. Dazu werden die Rohrleitungen des Einlass- und Auslasssystems zu einzelnen Behältern mit zugehörigen Druckverlusten zusammengefasst. Turbine und Verdichter werden im Mittelwertmodell genauso wie im Referenzmodell durch Kennfelder für Massendurchsatz und Wirkungsgrad modelliert. In Abbildung 4.15 ist eine Prinzipskizze des MWM dargestellt, wobei hier schon die Turbinenfaktoren f_m

⁶Die Motorbetriebspunkte sind in Tabelle B.7 und Abbildung B.1 näher beschrieben.

und f_P eingezeichnet sind, die erst im weiteren Verlauf von diesem Abschnitt eingeführt werden.

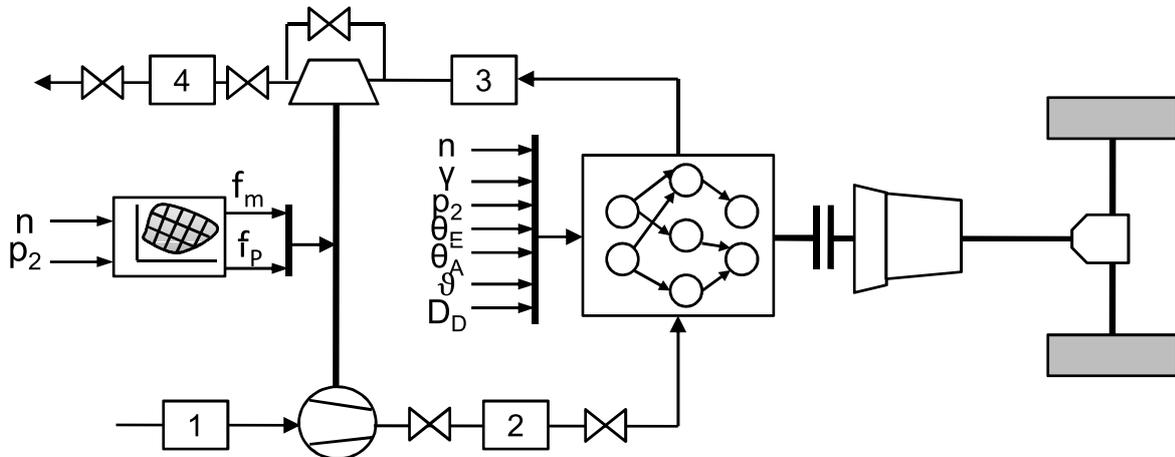


Abbildung 4.15: Prinzipskizze des Mittelwertmodells

Abbildung 4.16 zeigt nun das Motordrehmoment für die bekannten Auslegungsmanöver im 2. und 5. Gang. Der Vergleich verdeutlicht, dass das Drehmoment in beiden Modellen bis zum Erreichen der saugmotorischen Volllast übereinstimmt und danach das Drehmoment des VMM signifikant schneller zunimmt und folglich auch als erstes die stationäre Volllast erreicht. Ein prinzipiell ähnliches Verhalten lässt sich beim Lastsprung im fünften Gang in Abbildung 4.16 rechts beobachten, wobei das instationäre Drehmoment hier nahezu linear nach Erreichen der saugmotorischen Volllast ansteigt. Aus dem Modellvergleich kann geschlussfolgert werden, dass die Rechnung mit Mittelwerten bis zum Erreichen der saugmotorischen Volllast eine zulässige Vereinfachung ist, aber gerade im aufgeladenen Motorbetrieb die Mittelwertbildung der arbeitsspielaufgelösten Werte einen Unterschied verursacht. Auf letzteren Unterschied wird nachfolgend eingegangen.

Das Bindeglied zwischen Saugmotor und Abgasturbolader ist der zwischen den einzelnen Zylindern und der Turbine während einem Arbeitsspiel veränderliche Energiestrom. Dieser Energiestrom setzt sich aus dem Produkt von Massenstrom aus Gleichung 2.19 und dem Enthalpiegefälle aus Gleichung 2.22 zusammen und entspricht bei idealisiert verlustfreien Zustandsänderungen der isentropen Turbinenleistung. In Gleichung 4.15 ist dieser Zusammenhang mit $K_3 = (\kappa_3 - 1) / \kappa_3$ angeschrieben.

$$P_{sT} = A_T \sqrt{2 p_3 \rho_3} \sqrt{\frac{1}{K_3} \left[\left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{2}{\kappa_3}} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{\kappa_3+1}{\kappa_3}} \right]} \frac{R_3 T_3}{K_3} \left[1 - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{K_3} \right] \quad (4.15)$$

Die Gleichung verdeutlicht, dass der Massenstrom proportional zur Wurzel des Druckverhältnisses ist und das Enthalpiegefälle linear mit diesem zunimmt. Daher gilt, dass die isentrope Turbinenleistung näherungsweise proportional zur eineinhalbfachen Potenz

des Turbinendruckverhältnisses p_3/p_4 ist [65], $P_{sT} \sim \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{2.3}$. Um das Zusammenspiel

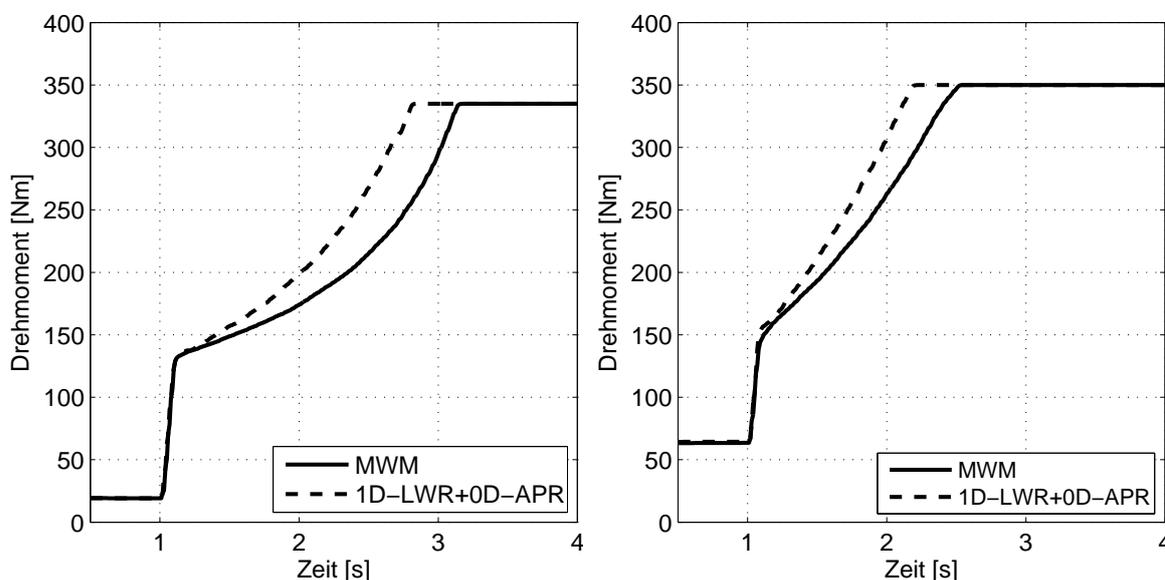


Abbildung 4.16: Vergleich des Motordrehmoments für Mittelwertmodell und vollständiges Motormodell nach Lastsprung im 2. Gang (links) und 5. Gang (rechts)

von Motorprozessrechnung und Abgasturboaufladung weiter zu untersuchen, vergleicht Abbildung 4.17 die Energiewandlung in der Turbine für gemittelte und pulsierende Druckverhältnisse in Anlehnung an [65]. Zu Anschauungszwecken wird dafür das pulsierende Turbinendruckverhältnis $\tilde{\pi} = \left(\frac{\tilde{p}_3}{p_4}\right)$ zwischen minimalem π_{min} und maximalem Druckverhältnis π_{max} gleichverteilt.

Nun wird deutlich, dass aufgrund der progressiven Charakteristik der gerade hergeleiteten Turbinenleistung diese bei pulsierenden Druckverhältnissen stets größer als bei gemittelten Druckverhältnissen ist. Das linke Diagramm a) von Abbildung 4.17 veranschaulicht diesen Zusammenhang. Weil die gemittelte Turbinenleistung $\bar{P}(\tilde{\pi})$ auf dem Linienschwerpunkt zwischen $P(\pi_{min})$ und $P(\pi_{max})$ liegt, ist sie stets größer als die Turbinenleistung $P(\bar{\pi})$, die sich aus dem gemitteltem Druckverhältnis $\bar{\pi}$ berechnet. Im VMM kann die Turbine aufgrund der pulsierenden Druckverläufe also mehr Energie umsetzen als im MWM. Daher erreicht das transiente Drehmoment im VMM früher die stationäre Vollast als im MWM, siehe Abbildung 4.16. Im MWM wird die Turbine durch ein Massenstrom- und ein Wirkungsgradkennfeld modelliert. Die Analyse des Massenstroms im mittleren Diagramm b) von Abbildung 4.17 verdeutlicht, dass aufgrund der degressiven Charakteristik des Massenstromkennfelds der gemittelte Massenstrom $\bar{m}(\tilde{\pi})$ stets kleiner ist als der Massenstrom $\dot{m}(\bar{\pi})$, welcher sich aus gemittelten Druckverhältnissen berechnet. Um im Mittelwertmodell die Abweichung des Massenstroms vom Massenstrom im realen Motorbetrieb mit pulsierenden Druckverhältnissen

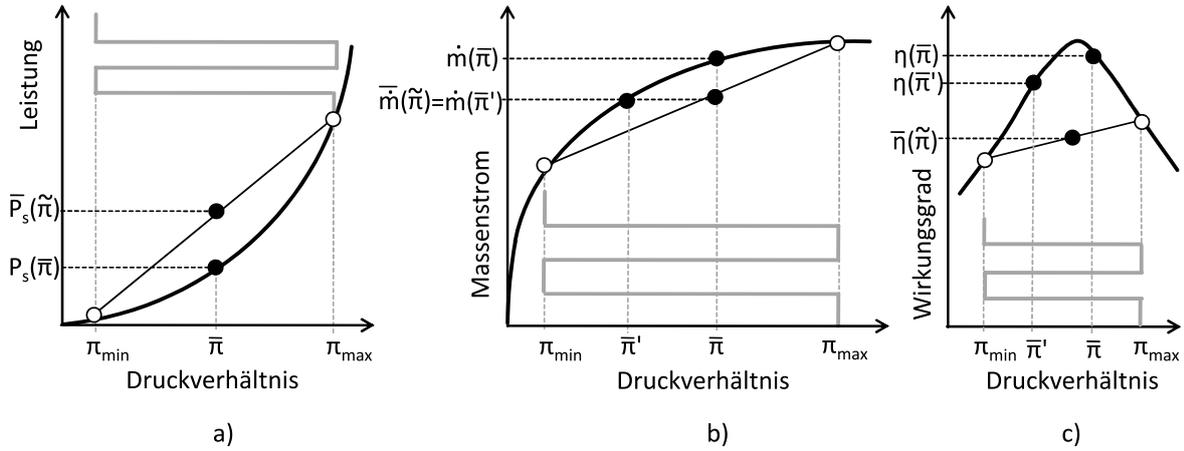


Abbildung 4.17: Qualitative Darstellung von a) Turbinenleistung, b) Turbinen-Massenstrom und c) Turbinen-Wirkungsgrad bei konstanter und pulsender Druckbeaufschlagung in Anlehnung an [65]

auszugleichen, wird ein Massenstromfaktor $f_m \leq 1$ eingeführt. Für ein Arbeitsspiel mit 720° Kurbelwinkel wird der Massenstromfaktor mit

$$f_m = \frac{\bar{m}(\tilde{\pi})}{\dot{m}(\bar{\pi})} = \frac{\frac{1}{720} \int_0^{720} \dot{m}(\tilde{\pi}) d\varphi}{\dot{m}(\bar{\pi})} \quad (4.16)$$

definiert. Durch die Korrektur des Massenstroms verschiebt sich der Arbeitspunkt der Turbine im MWM zu kleineren Druckverhältnissen $\bar{\pi}'$ und stimmt nicht mehr mit dem ursprünglichen Druckverhältnis $\bar{\pi}$ überein. Das verschobene Druckverhältnis $\bar{\pi}'$ beeinflusst die Turbinenleistung in zweierlei Hinsicht. Zum einen wird nun auch der Turbinenwirkungsgrad mit dem verschobenen Druckverhältnis $\bar{\pi}'$ anstatt mit dem eigentlichen Druckverhältnis $\bar{\pi}$ berechnet. Das rechte Diagramm c) von Abbildung 4.17 zeigt, dass der qualitative Verlauf des Turbinenwirkungsgrades einer nach unten geöffneten Parabel gleicht. Aus diesem Grund ist der Wirkungsgrad $\eta(\bar{\pi}')$ des MWM immer größer als der gemittelte Wirkungsgrad $\bar{\eta}(\tilde{\pi})$. Auf der anderen Seite nimmt die Enthalpiedifferenz durch das geringere verschobene Druckverhältnis $\bar{\pi}'$ ab. Daher werden beide Effekte in einem Leistungsfaktor f_P zusammengefasst.

$$f_P = \frac{\bar{P}(\tilde{\pi})}{P(\bar{\pi}')} = \frac{\frac{1}{720} \int_0^{720} [\dot{m}(\tilde{\pi}) \Delta h(\tilde{\pi}) \eta(\tilde{\pi})] d\varphi}{\dot{m}(\bar{\pi}') \Delta h(\bar{\pi}') \eta(\bar{\pi}')} \quad (4.17)$$

Für die Berechnung der Turbinenfaktoren werden R_3 , T_3 , κ_3 und π bei der Generierung der Motorbedatung mitberechnet. Die mittlere Enthalpiedifferenz $\Delta h(\bar{\pi}')$ für die Ermittlung des Leistungsfaktors bestimmt sich zu

$$\Delta h(\bar{\pi}') = \bar{R}_3 \bar{T}_3 \frac{\bar{\kappa}_3}{\bar{\kappa}_3 - 1} \left[1 - (\bar{\pi}')^{\frac{1-\bar{\kappa}_3}{\bar{\kappa}_3}} \right]. \quad (4.18)$$

Zur Berechnung des Leistungsfaktors wurde das Turbinenwirkungsgradkennfeld der Basisturbine vom R4-Motor nach der in Abschnitt 2.3.2 beschriebenen Vorgehensweise extrapoliert. Abbildung 4.18 zeigt nun im linken Teil beispielhaft für verschiedene aufgeladenen Betriebspunkte die Lage des mittleren Massenstroms $\bar{m}(\bar{\pi})$ und des Massenstroms $\dot{m}(\bar{\pi})$, der aus einem gemittelten Druckverhältnis bestimmt wird, im zugehörigen Massenstromkennfeld. Gut zu erkennen ist, dass die mittleren Massenströme $\bar{m}(\bar{\pi})$, symbolisiert durch '+', deutlich neben der für alle Turboladerdrehzahlen zusammengefassten Massenstromkennlinie und die Massenströme $\dot{m}(\bar{\pi})$, symbolisiert durch 'o', exakt auf der Massenstromkennlinie liegen. Bei der Darstellung der Turbinenwirkungsgrade über der Laufzahl im rechten Diagramm von Abbildung 4.18 ist für die unterschiedlichen Arten der Mittelwertbildung das gleiche Verhalten zu beobachten. Hier wurden für eine bessere Übersichtlichkeit nur die Wirkungsgradlinien bei minimaler und maximaler Turbinendrehzahl dargestellt.

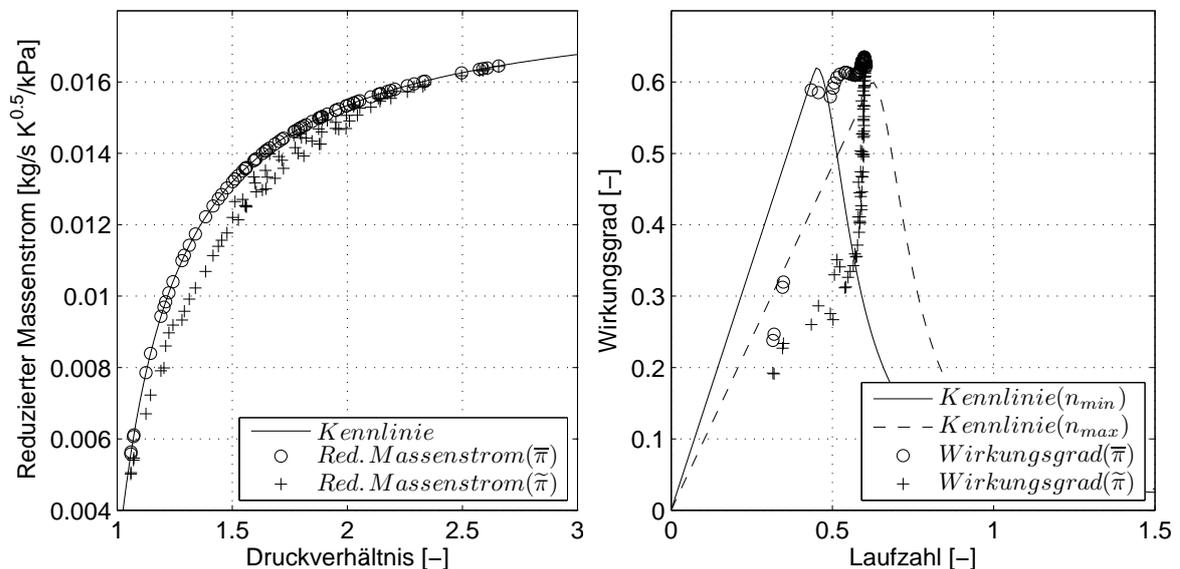


Abbildung 4.18: Reduzierter Massendurchsatz und Wirkungsgrad der Basisturbine bei konstanter und pulsierender Druckbeaufschlagung

Abbildung 4.19 zeigt nun die zugehörigen Turbinenfaktoren als Kennfeld über der Motordrehzahl und dem Einlassdruck. Für jede Turbine müssen eigene Turbinenfaktoren bestimmt werden, da die Turbinengröße eine Rückwirkung auf die Abgaspulsationen ausübt, vgl. Abbildung 4.10. Das linke Diagramm illustriert, dass der minimale Massenfaktor im Bereich niedriger Drehzahlen und Einlassdrücke unterhalb eins liegt, $f_m \leq 1$. In diesem Bereich sind die Druckpulsationen besonders steil, was zur Folge hat, dass minimaler und maximaler Druck innerhalb eines Arbeitsspiels weit auseinander liegen. Daher wird der Massenstrom im MWM durch den Massenfaktor verringert. In aufgeladenen Betriebsbereichen mit hohen Drehzahlen und Einlassdrücken konvergiert der Massenfaktor gegen eins, weil die Druckpulsationen dort flach sind und der nichtlineare

Einfluss des Massenstromkennfelds verschwindet.

Der Leistungsfaktor f_P ist bei kleinen Motordrehzahlen und niedrigen Einlassdrücken größer als eins. In diesem Betriebsbereich ist der Einfluss der zu gering angenommenen Enthalpiedifferenz größer als der Einfluss des zu groß angenommenen Turbinenwirkungsgrades. Für kleine Motordrehzahlen und hohe Einlassdrücke sind die Auswirkungen vertauscht und der Leistungsfaktor ist kleiner eins. In diesem Betriebszustand ist der Einfluss der zu gering angenommenen Enthalpiedifferenz kleiner als der Einfluss des zu groß angenommenen Turbinenwirkungsgrades. Nach Einführung der Turbinenfaktoren

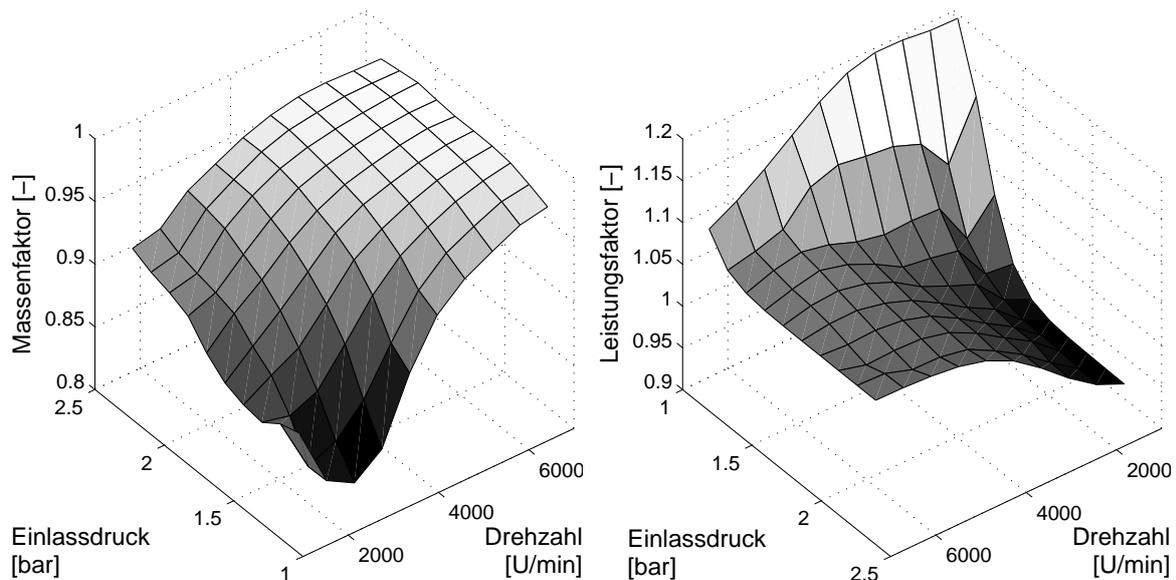


Abbildung 4.19: Turbinen-Massenfaktor (links) und Turbinen-Leistungsfaktor mit gedrehten Abszissen für verbesserte Lesbarkeit (rechts)

wird das MWM erneut mit dem VMM verglichen. Abbildung 4.20 verdeutlicht, dass das Motordrehmoment des MWM mit den Turbinenfaktoren gut mit dem Drehmoment des VMM übereinstimmt. Damit ist nachgewiesen, dass die Turbinenfaktoren für Massenstrom und Leistung die korrekte Abbildung des Instationärverhaltens durch ein Mittelwertmodell ermöglichen.

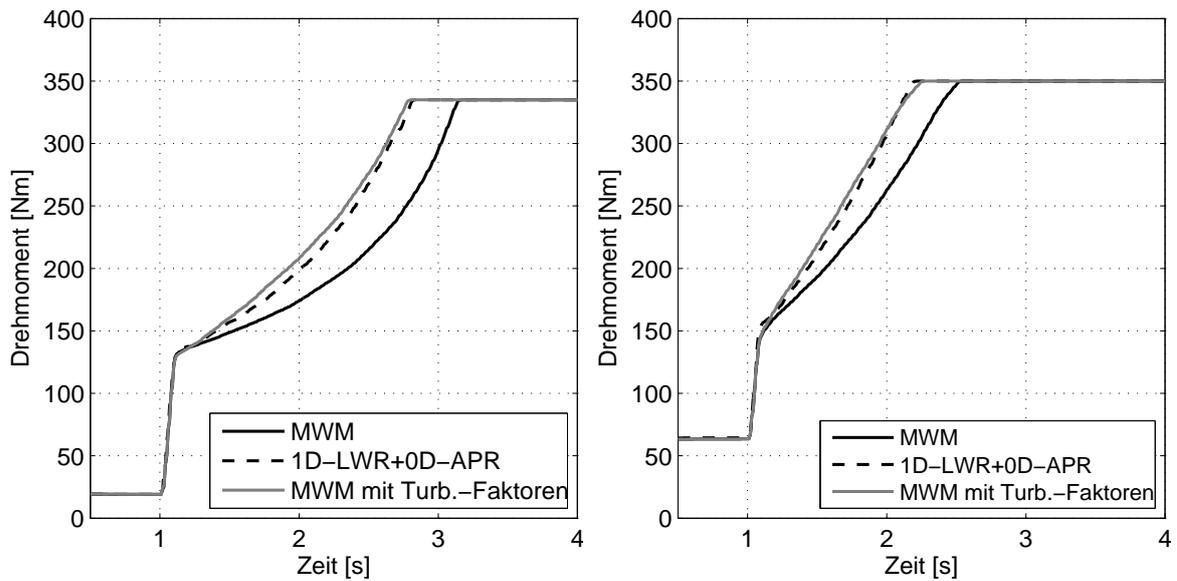


Abbildung 4.20: Vergleich des Drehmoments für MWM und VMM nach TipIn aus 1500 U/min im 2. Gang (links) und aus 80 km/h im 5. Gang (rechts)

4.3.5 Generierung der Motorbedatung

In Tabelle 4.2 sind die notwendigen sieben Eingangs- und drei Ausgangsgrößen der Motorbedatung zusammengefasst. Da diese Größen als diskrete Werte vorliegen, ist für die eindeutige Zuordnung der Ausgangsgrößen zu einer beliebigen Kombination der sieben Eingangsgrößen eine entsprechend rechenintensive Interpolation notwendig. Im Gegensatz dazu bilden künstliche neuronale Netze (KNN) mehrdimensionale nichtlineare Zusammenhänge ohne derartige Interpolationsalgorithmen ab [42] und werden daher für die Motorbedatung des MWM verwendet.

Tabelle 4.2: Ein- und Ausgangsgrößen der Motorbedatung

Eingangsgrößen		Ausgangsgrößen	
n_{KW}	Motordrehzahl		
γ	Exzenterwinkel (VVT)		
p_2	Einlassdruck im Sammler	p_{mi}	indizierter Mitteldruck
θ_E	Spreizungswinkel der Einlass-NW	λ_a	Luftaufwand
θ_A	Spreizungswinkel der Auslass-NW	T_3	Abgastemperatur
D_D	Durchmesser der Abgasdrossel		
ϑ	Öffnungswinkel des Waste-Gate		

In Anlehnung an das menschliche Gehirn bestehen KNN aus einer Vielzahl von Neuronen, die zu aufeinanderfolgenden Schichten angeordnet sind. Dabei hängt die Informations-

verarbeitung vom Erregungszustand der einzelnen Neuronen ab. Ein Neuron kann vom Ruhezustand in den aktivierten Erregungszustand (Aktivität) übergehen, wenn die gewichteten Eingänge die Aktivierungsschwelle überschreiten. Genauso wie im Gehirn erzeugt ein Neuron also erst bei Erreichen des Schwellwertes ein Ausgangssignal, welches an die darauffolgende Neuronenschicht weitergegeben wird. Durch Anpassung der Gewichte kann das KNN angeleitet (trainiert) werden, um sein Übertragungsverhalten möglichst optimal an eine bekannte Datenmenge von Ein- und Ausgangsgrößen anzupassen. Zum Anlernen des KNN werden Optimierungsalgorithmen verwendet. Die Lernfähigkeit der KNN hat den Vorteil, dass das Übertragungsverhalten nicht explizit vorgegeben werden muss. Als nachteilig für KNN gilt die prinzipbedingt nicht vorhandene Extrapolationsfähigkeit [39, 101, 35].

Die Informationsverarbeitung in einem einzelnen Neuron ist in Abbildung 4.21 dargestellt. Das Neuron verknüpft die Eingangsgrößen $e_j, j = 1..n_E$ durch die Eingangs-, Aktivierungs- und Ausgangsfunktion mit einem einzelnen Ausgangswert a . Dabei ist n_E die Anzahl der unabhängigen Eingangsgrößen. Dafür bildet die Eingangsfunktion

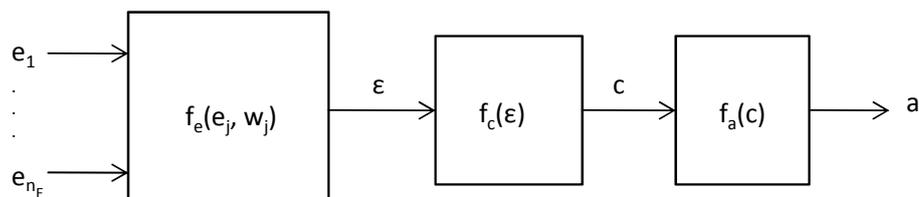


Abbildung 4.21: Signalfluß in einem Neuron

f_e aus den Eingangsgrößen e_j für ein einzelnes Neuron den effektiven Eingang ϵ . Um den unterschiedlichen Einfluss der einzelnen Eingangsgrößen zu berücksichtigen wird als Eingangsfunktion das gewichtete Skalarprodukt verwendet. Die Gewichte w_j werden durch die anschließende Optimierung bestimmt, siehe Gleichung 4.24. Für die sieben Eingangsgrößen der Motorbedatung gilt dann

$$\epsilon = \sum_{j=1}^7 w_j e_j. \quad (4.19)$$

Die Aktivität c ist das Analogon zum Membranpotenzial der Nervenzelle und wird im darauffolgenden Schritt aus der Aktivierungsfunktion f_c berechnet. Im einfachsten Fall verwendet man eine lineare Aktivierungsfunktion mit dem Skalierungsfaktor s

$$c = s\epsilon. \quad (4.20)$$

Wenn der Skalierungsfaktor wie beim verwendeten KNN der Ausgangsfunktion zugeschlagen wird, entspricht die Aktivierungsfunktion der Identität $c = \epsilon$.

Sobald die Aktivierungsschwelle überschritten ist, berechnet die Ausgangsfunktion f_a aus der Aktivität c einen Ausgangswert a . Damit die Ausgangsfunktion bei wachsender Aktivität nicht abnimmt, werden monoton steigende Funktionen verwendet. Eine

einfache Form der Ausgangsfunktion ist die Schwellenwertfunktion. Im Falle einer Stufenfunktion mit der Schwelle $\theta = 0,5$ und den binären Ausgangswerten 0 (Ruhezustand) und 1 (Aktivität) lautet diese

$$a(c) = \begin{cases} 0 & \text{für } c < \theta \\ 1 & \text{für } c \geq \theta \end{cases} \quad (4.21)$$

Die Schwelle θ ist prinzipiell frei wählbar. Häufig wird als Schwelle der Wert der Aktivität c festgelegt, bei dem die Schwellwertfunktion den Mittelwert der Ausgangswerte hat. Stufenfunktionen sind nicht differenzierbar und daher für viele Optimierungsalgorithmen ungeeignet. Daher werden stattdessen sigmoide und differenzierbare Funktionen wie die Tangens-Hyperbolicus-Funktion verwendet, wobei e in Gleichung 4.22 die Eulersche Zahl bezeichnet.

$$a(c) = \tanh(c) = \frac{e^c - e^{-c}}{e^c + e^{-c}} \quad (4.22)$$

Für jede der drei Ausgangsgrößen wird ein KNN erzeugt, das eine Eingangsschicht mit $n_{Ne} = 15$ Neuronen, eine verdeckte Schicht mit $n_{Nv} = 10$ Neuronen und eine Ausgangsschicht mit einem Ausgang hat. Die einzelnen Neuronen unterscheiden sich durch ihre Gewichtung und ihre Aktivierungsfunktion. Die Aktivierungsfunktion der verdeckten Schicht ist der Tangens-Hyperbolicus, die der Eingangs- und Ausgangsschicht ist die Identität. Dann ergibt sich der Ausgang mit den Gewichten der verdeckten Schicht $W_g, g = 1 \dots 10$ zu

$$a = W_0 + \sum_{g=1}^{10} W_g \tanh \left(w_{0g} + \sum_{k=1}^{15} \epsilon_k \right). \quad (4.23)$$

Dabei ist jede der $n_E = 7$ Eingangsgrößen mit den $n_{Ne} = 15$ Neuronen der Eingangsschicht verknüpft. Zur Netzerstellung muss das gesuchte Übertragungsverhalten an $i = 1 \dots n_V$ Werten der Eingangs- und Ausgangsgrößen aus einer bekannten Datenbasis trainiert werden. Dafür ist die Zielfunktion q

$$q(\mathbf{w}, \mathbf{W}) = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{n_V} (\mathbf{A}_i - f(\mathbf{E}_i, \mathbf{w}, \mathbf{W}))^2 \quad (4.24)$$

zu minimieren. In Gleichung 4.24 bezeichnen \mathbf{E}_i und $\mathbf{A}_i, i = 1 \dots n_V$, die n_V Vektoren mit bekannten Werten der sieben Eingangs- und drei Ausgangsgrößen, wobei n_V die Anzahl an Versuchspunkten ist.

Die Optimierungsverfahren zur Bestimmung der Gewichte \mathbf{w}, \mathbf{W} lassen sich dabei in zwei Gruppen unterteilen. Algorithmen, die bei der Optimierung den Gradienten der Zielfunktion nicht verwenden, werden kombinatorische Verfahren genannt. Aufgrund ihres enormen Rechenaufwand werden sie nur selten eingesetzt. Die zweiten Gruppe sind Gradientenmethoden. Dazu gehört auch der Levenberg-Marquardt-Algorithmus, der hier zusammen mit der Backpropagation-Methode eingesetzt wird. Dabei durchlaufen die Fehler zwischen beobachtetem Netzausgang und bekannter Ausgangsgröße das

Netz rückwärts. Währenddessen erfolgt eine Optimierung der Gewichtungsfaktoren im KNN, um den Fehler zu minimieren. Der Levenberg-Marquardt-Algorithmus ist eine Kombination des Gradientenabstiegs-Verfahrens und des Gauß-Newton-Verfahrens. In der Nähe des Optimums arbeitet der Algorithmus mit dem Gauß-Newton-Verfahren, andernfalls nach dem Gradientenabstiegs-Verfahren. Der Algorithmus ist in [52, 2] näher beschrieben.

Für die Generierung der Motorbedatung wird für jede der drei Ausgangsgrößen ein eigenes feed-forward Netz nach der oben beschriebenen Vorgehensweise erzeugt. In feed-forward Netzen erfolgt die Informationsverarbeitung im Gegensatz zu rekurrenten Netzen ohne Rückführung und daher ausschließlich vorwärts gerichtet. Zur Netzerstellung werden die vorhandenen Routinen im Motorprozess-Simulationsprogramm GT-Power verwendet.

Die einfachste Methode zur Generierung der Datenbasis für das Netztraining ist eine vollfaktorielle Rastervermessung des Versuchsraums. Hierzu werden für jede unabhängige Eingangsgröße die zulässigen Minimal- und Maximalwerte zusammen mit der Anzahl an diskreten äquidistanten Stützstellen angegeben. Gleichung 4.25 zeigt, dass für eine Rastervermessung bei Annahme der gleichen Anzahl von Stützstellen n_{St} für jede Eingangsgröße die Gesamtzahl an Versuchen n_V mit jeder zusätzlichen unabhängigen Eingangsgröße n_E exponentiell ansteigt.

$$n_V = n_{St}^{n_E} \quad (4.25)$$

Alternativen zur Rastervermessung sind statistische Versuchspläne, die im Englischen und der deutschen Literatur Design of Experiments (DoE) genannt werden [49]. Das Ziel einer DoE besteht darin, mit einem Minimum an Versuchen unter Zuhilfenahme von statistischen Funktionen oder Vorwissen ein Maximum an Information über das Systemverhalten zu erlangen. Versuchspläne mit Vorwissen werden als optimale Versuchspläne bezeichnet, basieren auf einer Modellannahme in Form einer Regressionsfunktion für das gesuchte Systemverhalten (Ein- und Ausgangsverhalten) und können die Anzahl notwendiger Versuche reduzieren [83]. Versuchspläne ohne entsprechendes Vorwissen über geeignete Regressionsfunktionen heißen raumfüllende Versuchspläne. Sie eignen sich besonders für die mehrdimensionalen nichtlinearen Abhängigkeiten in Verbrennungsmotoren und kommen daher hier zum Einsatz. Bei der verwendeten Latin Hypercube Methode werden anstatt der Anzahl an Stützstellen n_{St} die Gesamtzahl der Versuche n_V vorgegeben. Im vorangehenden Latin Hypercube Design werden zunächst mehrere Versuchspläne mit zufälliger Verteilung erstellt. Für eine möglichst gute Abdeckung des Versuchsraums wird nun derjenige Versuchsplan ausgewählt bei dem die Summe der Abstände aller Versuchspunkte maximal ist [83, 72]. Aus der Datenbasis werden 90 % der Motorbetriebspunkte zum Netztraining verwendet und die restlichen 10 % zur Plausibilisierung der Netzqualität. Zur Erstellung der Versuchspläne werden ebenfalls die vorhandenen Routinen im Motorprozess-Simulationsprogramm GT-Power verwendet. In Abbildung 4.22 ist für die drei Ausgangsgrößen der Motorbedatung der RMSE zwischen Netzausgang und den nicht am Training beteiligten Motorbetriebspunkten aufgetragen.

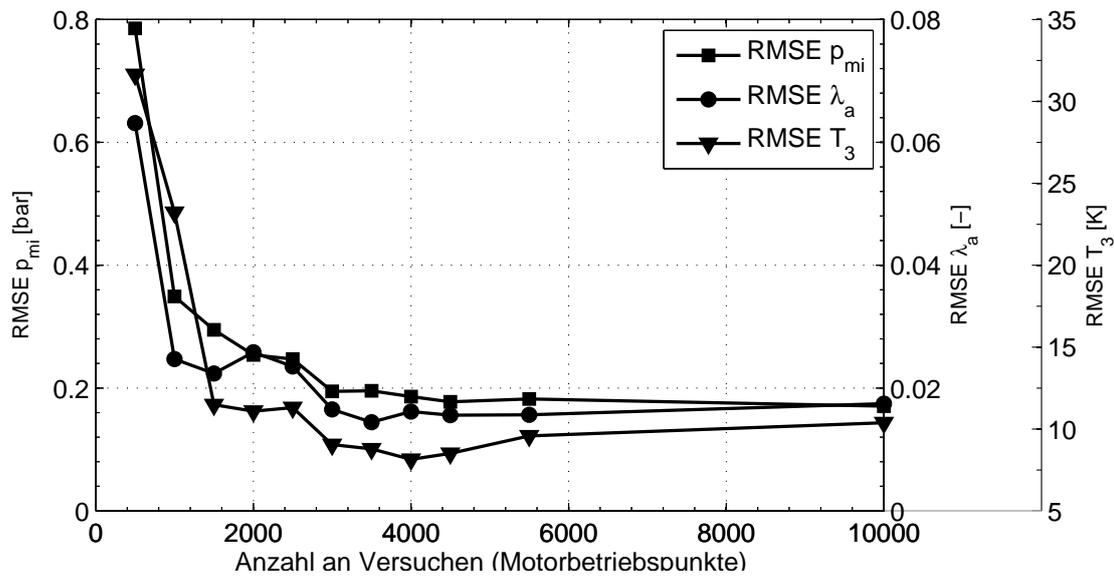


Abbildung 4.22: Root Mean Square Error der Ausgangsgrößen zwischen neuronalem Netz und Datenbasis aus dem Grundmotormodell

Das Diagramm verdeutlicht, dass ab einer Gesamtanzahl von $n_V = 4000$ Versuchspunkten keine nennenswerte Verbesserung des Netztrainings eintritt. Die Motorbedatung wird daher aus 4000 Motorbetriebspunkten erstellt.

4.3.6 Zusammenfassung der Berechnungsmethodik

In den vorangegangenen Abschnitten wurde eine Berechnungsmethodik erarbeitet, welche die schnelle Berechnung instationärer Fahrleistungsmanöver anhand eines Mittelwertmodells (MWM) ermöglicht. Für den Motordatensatz des MWM wird ein Grundmotormodell (GMM) aus einem vollständigem Motormodell mit ATL (VMM) erzeugt, indem die Aufladeeinheit im VMM entfernt und abgasseitig an die Stelle der Turbine eine Drossel eingesetzt wird. Abbildung 4.23 veranschaulicht den Ablauf der Modelerstellung. Ausgehend von Grundmotormodell, vollständigem Motormodell sowie drei verschiedenen Turbinen-Kennfeldern werden ein Motordatensatz, eine Drossel-Turbinen-Kennlinie und konzentrierte Volumina mit den zugehörigen Druckverlusten für das Mittelwertmodell generiert.

Der Motordatensatz basiert auf einer Matrix mit stationär berechneten Motorbetriebspunkten des GMM, die eine systematische Variation der unabhängigen Eingangsgrößen und die zugehörigen Ausgangsgrößen enthalten, vgl. Tabelle 4.2. Der Motordatensatz wird für die Einbindung in das MWM in ein neuronales Netz umgewandelt.

Die Drossel-Turbinen-Kennlinie besteht aus drei Stützstellen, an denen der zugehörige

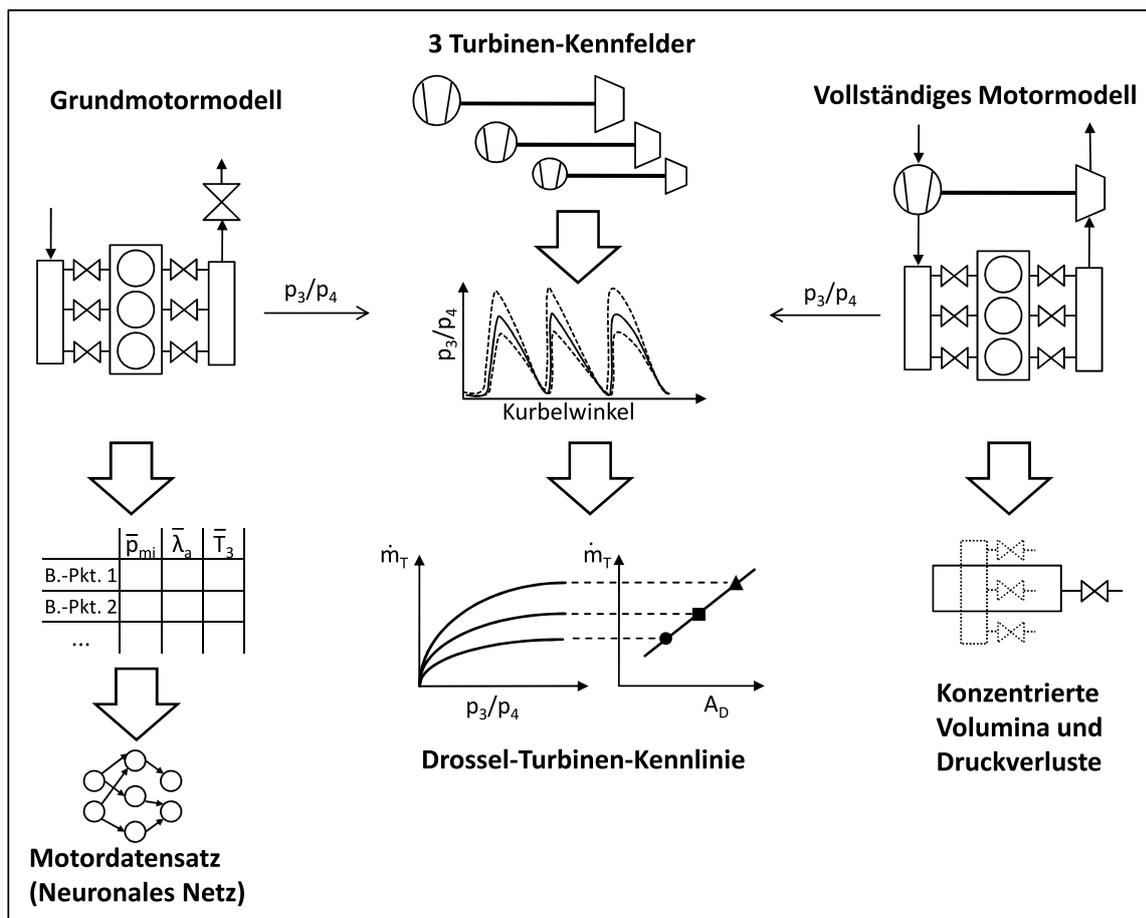


Abbildung 4.23: Ablaufschema der Modellerstellung

Drosseldurchmesser der eingangs ausgewählten Turbinen eingesetzt wird. Der Drosseldurchmesser wird aus einer Optimierung gewonnen. Dazu wird der Drosseldurchmesser variiert und der minimale RMSE der beiden Druckverhältnisse ausgewählt, indem das Druckverhältnis vor und nach Turbine im VMM mit dem Druckverhältnis vor und nach Drossel im GMM verglichen wird. Die Prozedur wird für jede der drei Turbinen wiederholt.

Die konzentrierten Volumina werden im VMM durch Aufsummierung der diskreten Leitungsvolumina zu vier konzentrierten Volumen vor (1) und nach Verdichter (2) sowie vor (3) und nach Turbine (4) ermittelt. Die zugehörigen Druckverluste werden im VMM an ausgewählten aufgeladenen Betriebspunkten abgelesen, indem die Druckverluste über die entsprechenden Leitungslängen gemessen werden und zu einem konzentrierten Druckverlust gemittelt werden.

Abbildung 4.24 illustriert nun die Anwendung des Mittelwertmodells. Das Modell besteht aus der Motorbedatung, den konzentrierten Volumina (1) bis (4) und den zugehörigen Druckverlusten. Für einen beliebigen Abgasturbolader wird basierend auf dem maximalen Turbinenmassenstrom aus der Drossel-Turbinen-Kennlinie der zugehörige Querschnitt der Abgasdrossel abgelesen. Mit dem zugehörigen Drosseldurchmesser D_D kann die Motorbedatung im Mittelwertmodell auf diesen spezifischen Abgasturbolader angepasst werden. Die weiteren Eingangsgrößen erhält das KNN aus dem MWM selbst (Motordrehzahl n_{KW} , Einlassdruck im Sammler p_2) bzw. werden diese von Außen (Spreizungswinkel der Nockenwellen θ_E, θ_A , Exzenterwinkel des VVT γ , Öffnungswinkel des Waste Gate ϑ) in Abhängigkeit von der Laststeuerung (Fahrpedal) oder motorischen Zustandsgrößen vorgegeben. Beim Betrieb des MWM wird das KNN dann stetig durchlaufen.

Die Turbinenfaktoren werden nach den in Abschnitt 4.3.4 hergeleiteten Gleichungen 4.16 und C.3 aus dem extrapolierten Wirkungsgrad- und Massenstromkennfeld der Turbine berechnet und dem Mittelwertmodell hinzugefügt. Zusammen mit dem Antriebsstrangmodell können nun transiente Lastsprünge berechnet werden,

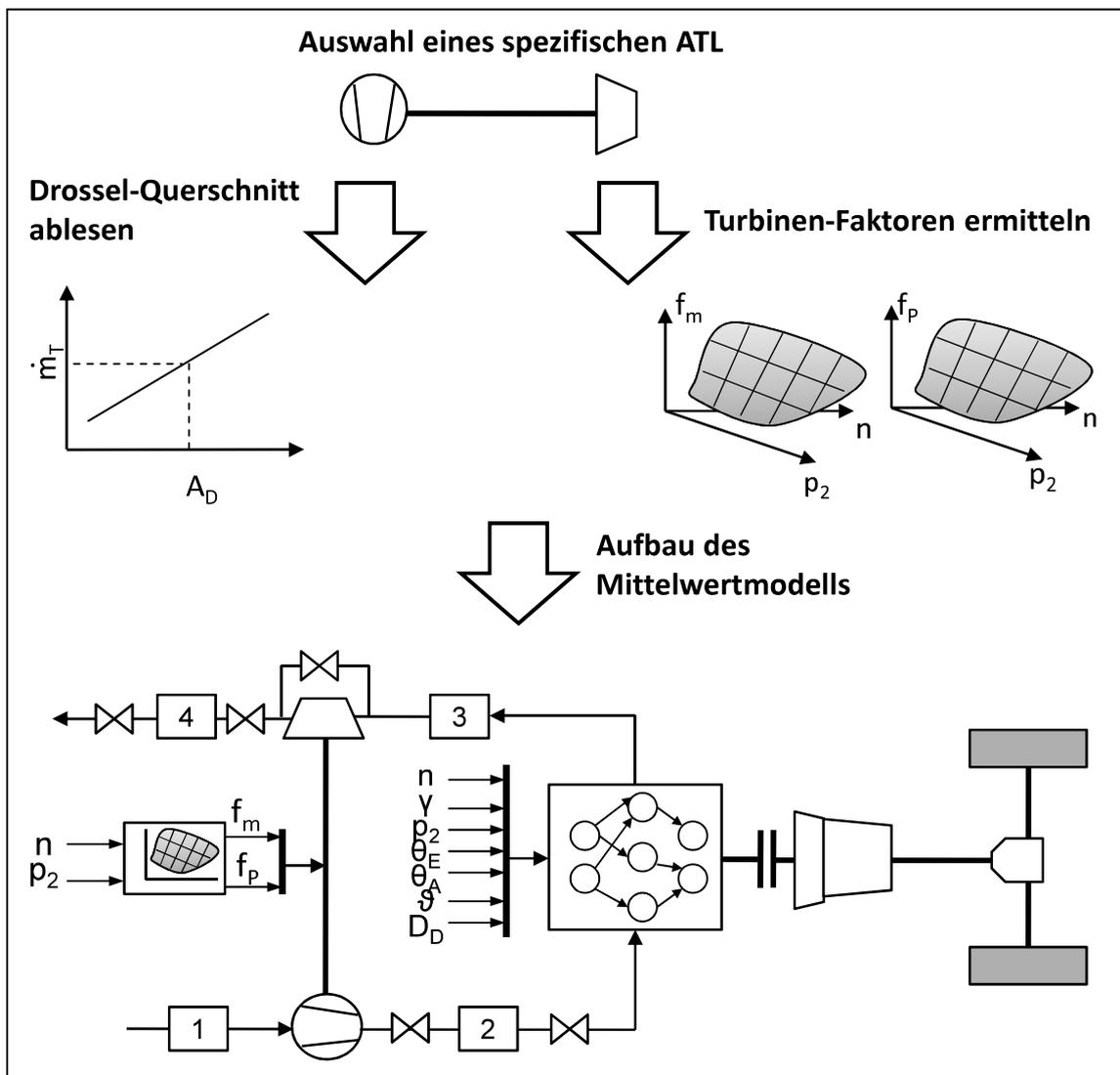


Abbildung 4.24: Ablaufschema der Modellanwendung

5 Anwendungsbeispiele zur Antriebsstrangauslegung

In diesem Kapitel wird die theoretisch erarbeitete Methodik auf ein Beispiel aus der Praxis angewandt. Es gilt den Antriebsstrang eines zukünftigen Hybridfahrzeuges auszulegen. Dafür wird ein bekannter Grundmotor (Kurbel- und Ventiltrieb) verwendet. Zuerst wird das Motormodell anhand eines bereits existierenden Fahrzeugs mit Messungen validiert.

5.1 Validierung des Antriebsstrangmodells

Tabelle B.4 zeigt die Kenngrößen des validierten Serienfahrzeugs. Für die Messungen wurde das Fahrzeug mit einem einachsigen kapazitiven Beschleunigungssensor und einem Messrechner inklusive CAN-Bus-Abgriff ausgerüstet. Das effektive Motordrehmoment stammt aus dem Rückwärtspfad des in der DME hinterlegten Modells der Lasterfassung. Es handelt sich um eine von der DME berechnete Größe, die in Abhängigkeit vom Motorbetriebspunkt aus gemessenen Kennfeldern des indizierten Mitteldruckes und des Reibmitteldruckes interpoliert wird. Um die Vergleichbarkeit mit dem Messfahrzeug herzustellen, wurde auch im Mittelwertmodell die Sammlerdruck-Regelung aktiviert. In Abbildung 5.1 ist ein Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min dargestellt. Aus Gründen des Bauteilschutzes ist das Getriebeeingangsmoment im 2. Gang applikativ begrenzt und erreicht nicht das Nennmoment von 350 Nm. Sowohl das Motordrehmoment als auch die Fahrzeugbeschleunigung zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung. Gleiches gilt für den Lastsprung im 5. Gang aus 80 km/h, der in Abbildung 5.2 dargestellt ist.

5.2 Parametervariationen

Zur Plausibilisierung des Modells und insbesondere zur Überprüfung der richtigen Darstellung von Wechselwirkungen, werden Parametervariationen durchgeführt. Dafür werden die Auslegungsparameter Achsübersetzung, Fahrzeugmasse und ATL-Größe variiert und deren Wirkung auf den erzielbaren Drehmoment- und Beschleunigungsverlauf untersucht. Abbildung 5.3 zeigt das Motordrehmoment und die Fahrzeugbeschleunigung

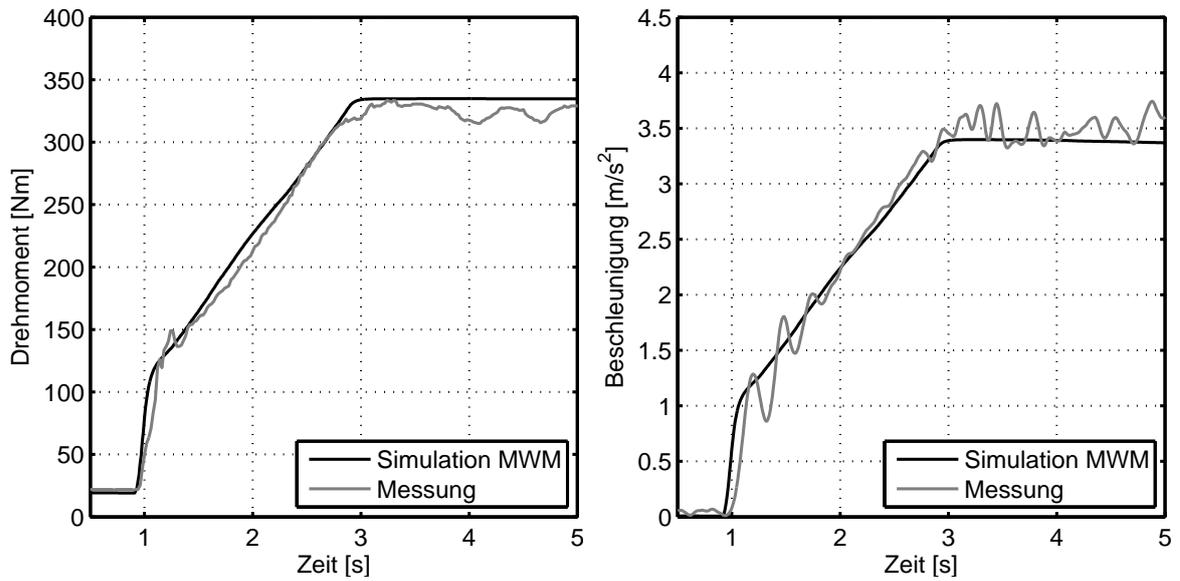


Abbildung 5.1: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für einen Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung

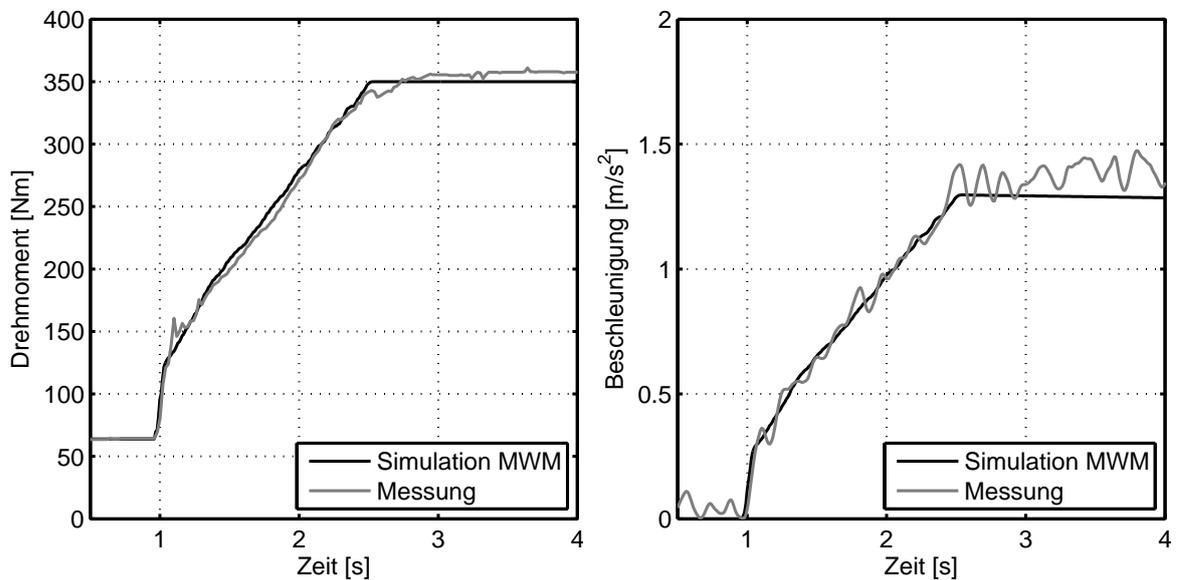


Abbildung 5.2: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für einen Lastsprung im 5. Gang aus 80 km/h zum Vergleich von Simulation und Messung

für einen Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei einer Achsvariation von $\pm 10\%$. Die Darstellung illustriert, dass bei kurzer Achsübersetzung das Drehmoment früher seinen Maximalwert erreicht als bei langer Achsübersetzung. Grund dafür sind die bei kurzer Achsübersetzung geringeren auf die Kurbelwelle reduzierten Fahrwiderstände, vgl. Gleichung 2.3, die dafür sorgen, dass der Motor schneller hochdrehen kann. Die Fahrzeugbeschleunigung als Wirkung des Antriebsmomentes erreicht bei kurzer Achsübersetzung nicht nur schneller ihren Maximalwert, sondern auch einen höheren Absolutwert, da die Radbeschleunigung direkt proportional von der Achsübersetzung abhängt.

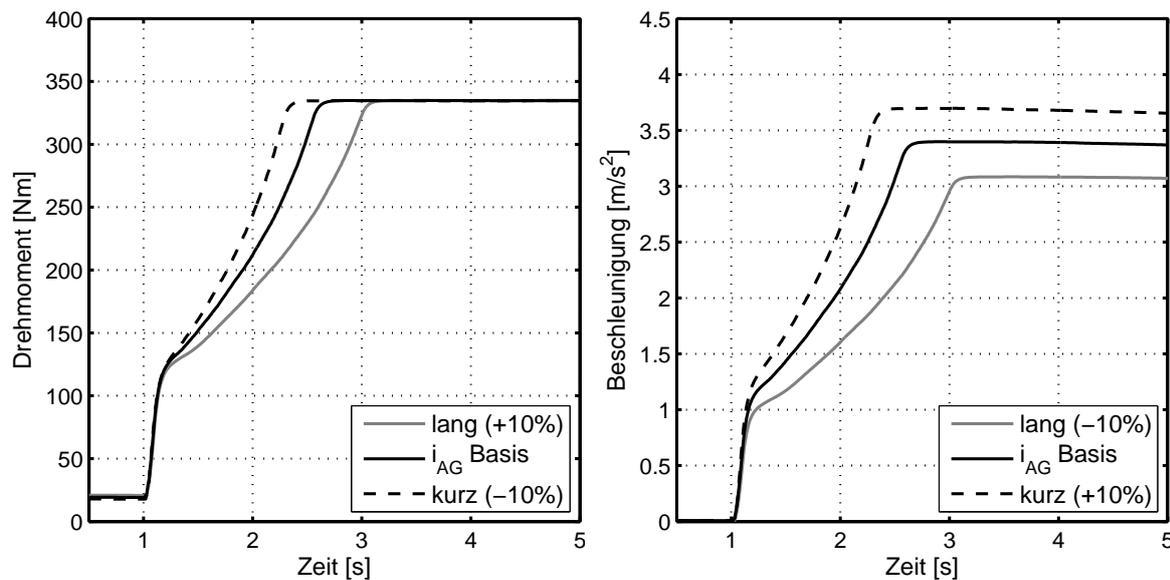


Abbildung 5.3: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation der Achsübersetzung

In Abbildung 5.4 sind Motordrehmoment und Fahrzeugbeschleunigung für einen Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei einer Variation der Fahrzeugmasse von $\pm 20\%$ dargestellt. Die Drehmomentverläufe demonstrieren, dass durch eine Massenabnahme zwar ein steilerer Drehmomentaufbau erreicht wird, eine zwanzigprozentige Massenänderung gegenüber der Achsvariation aber eine vergleichsweise geringe Auswirkung auf das Motorverhalten hat. Dieser Zusammenhang lässt sich ebenfalls anhand Gleichung 2.3 erklären. Roll- und Beschleunigungswiderstand besitzen eine lineare Abhängigkeit gegenüber der Fahrzeugmasse, wohingegen die rotatorischen Trägheiten im Beschleunigungs- und der Luftwiderstand quadratisch von der Achsübersetzung abhängen. Der Einfluss der Fahrzeugmasse auf den Drehzahlgradienten und damit Momentenaufbau des Motors ist also im Vergleich zur Achsübersetzung schwächer.

Die Fahrzeugbeschleunigung besitzt bei geringerer Fahrzeugmasse einen steileren Gradienten und erreicht einen höheren Maximalwert. Dieser Zusammenhang ist durch die direkte Abhängigkeit der Fahrzeugbeschleunigung von der Fahrzeugmasse gegeben.

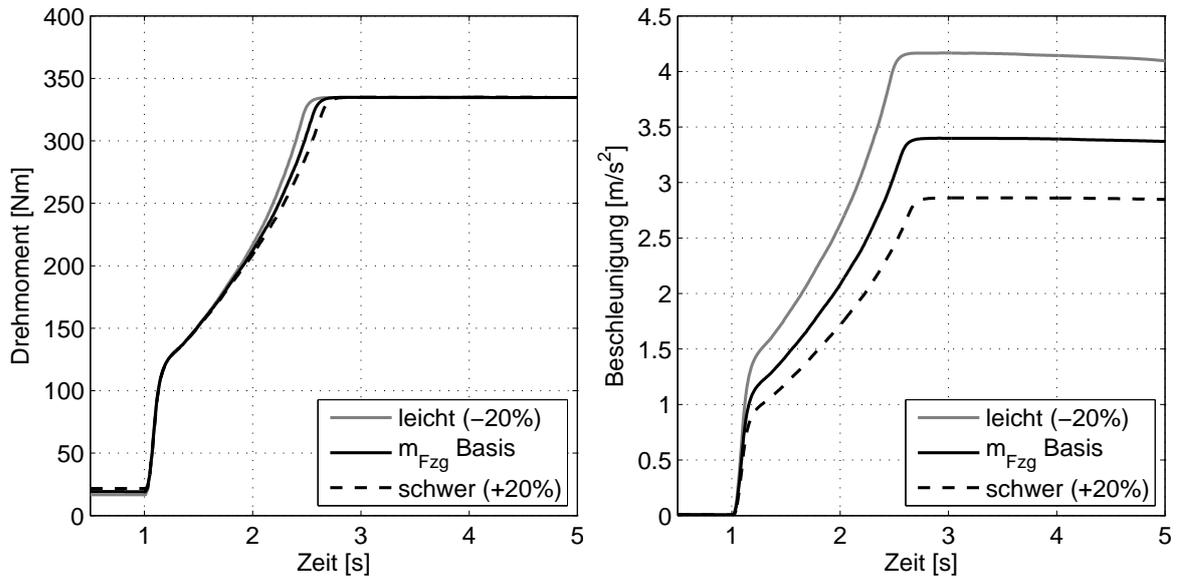


Abbildung 5.4: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation der Fahrzeugmasse

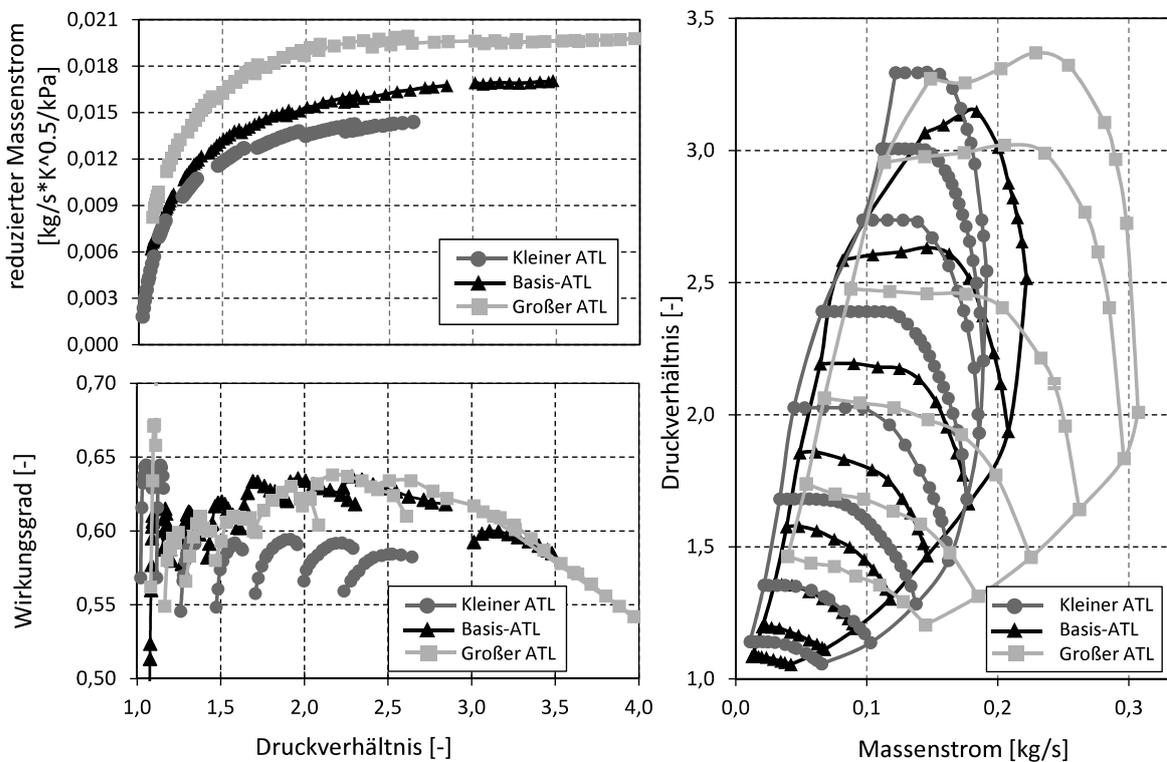


Abbildung 5.5: Wirkungsgrade und Massenstromkennlinien der untersuchten Turbinen

Der dritte Variationsparameter ist der Abgasturbolader (ATL) selbst, da dessen Durchsatzcharakteristik das Ansprechverhalten eines abgasturboaufgeladenen Antriebs wesentlich beeinflusst. Abbildung 5.5 zeigt im linken Teil die reduzierten Massendurchsätze und Wirkungsgrade der drei untersuchten Turbinen. Die Darstellung veranschaulicht, dass an der kleinen Turbine bei gleichem Massendurchsatz (gedachte parallele Gerade zur Abszisse) ein höheres Druckverhältnis als den beiden größeren Turbinen anliegt. Vergleicht man nun einen Motorbetriebspunkt in dem alle drei ATL mit gleichem Massendurchsatz und Sammlerdruck betrieben werden, so nutzt der ATL mit kleiner Turbine theoretisch am meisten kinetische Energie zur Beschleunigung des Laufzeugs, weil er über das höchste isentrope Enthalpiegefälle verfügt. Daher ist zu erwarten, dass das Ansprechverhalten einer Turbine umso besser ist, je kleiner sie ist. Die zugehörigen Turbinenwirkungsgrade liegen für alle drei ATL zwischen 0,55 und 0,65. Die Darstellung zeigt, dass die kleine Turbine bei niedrigen Druckverhältnissen über den besten Wirkungsgrad verfügt und bei großen Druckverhältnissen dagegen am schlechtesten abschneidet. Die Ausreißer des Basis-ATL und des großen ATL am linken Kennfeldrand sind auf die Messunsicherheiten des geringen Temperaturgefälles über die Turbine ($T_3 - T_4$) bei niedrigen Druckverhältnissen zurückzuführen. Die betrachteten Abgasturbolader stammen von verschiedenen Herstellern und wurden zur Aufladung unterschiedlicher Motoren erprobt. Da es sich um unabhängig voneinander entwickelte Turbolader handelt, werden bei jedem Größensprung des ATL sowohl Turbinen- als auch Verdichtercharakteristik geändert. Dafür lagen alle drei ausgewählten ATL in Hardware vor und wurden auf dem gleichen Abgasturboladerprüfstand vermessen, um Einflüsse durch unterschiedliche Messbedingungen auszuschließen. Die zugehörigen Verdichterkennfelder sind im rechten Teil von Abbildung 5.5 dargestellt und verdeutlichen, dass mit zunehmender Verdichtergröße die Kennfeldbreite zunimmt, da sich die Stopfgrenze zu größeren Massendurchsätzen verschiebt, vgl. dazu Abschnitt 2.3.4.

Abbildung 5.6 zeigt das Motordrehmoment und die Fahrzeugbeschleunigung nach einem Lastsprung im 2. Gang. Die Darstellung bestätigt, dass die kleine Turbine das beste Ansprechverhalten hat, da die Antriebe mit mittlerer und großer Turbine mehr Zeit benötigen, um das maximale Motordrehmoment bzw. die maximale Fahrzeugbeschleunigung zu erreichen.

Die durchgeführten Parametervariationen liefern für die drei Auslegungsparameter Fahrzeugmasse, Achsübersetzung und Abgasturbolader plausible Ergebnisse. Damit ist von der Gültigkeit des Berechnungsmodells zur Antriebsauslegung für die interessierenden Fahrmanöver auszugehen.

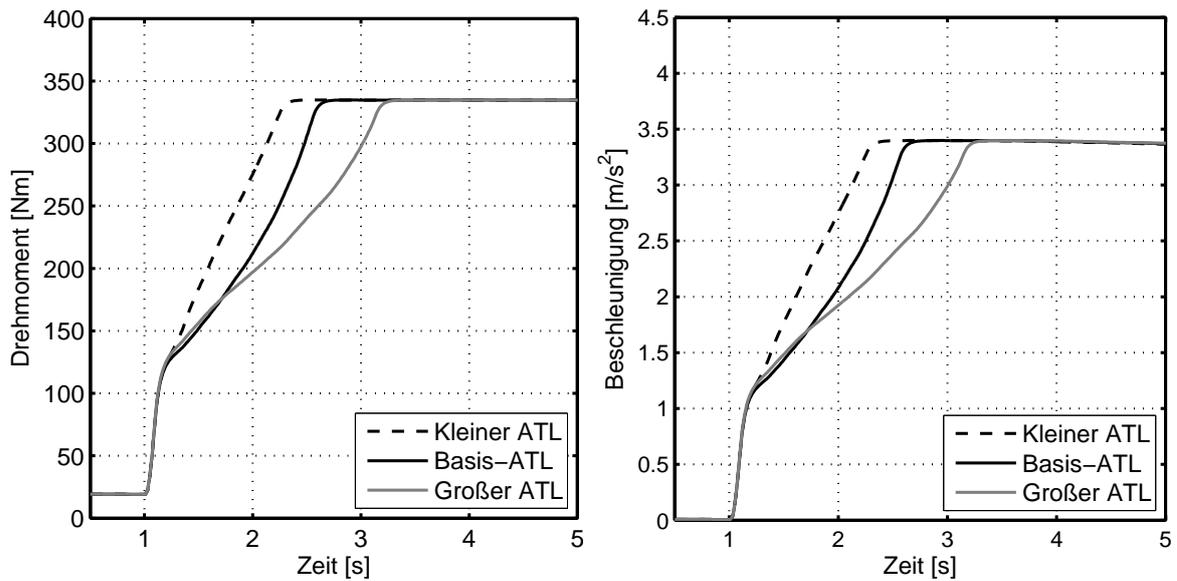


Abbildung 5.6: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation des Abgasturboladers

5.3 Ausblick auf die Auslegung eines hybridisierten Antriebsstrangs

Einen weiteren Freiheitsgrad in der Antriebsstrangauslegung bieten elektrifizierte Antriebsstränge. Durch Hybridantriebe lassen sich die Funktionalitäten lokal emissionsfreies elektrisches Fahren, Boosten (Momentenaddition), Lastpunktverschiebung zur Wirkungsgradverbesserung (Lastpunktanhebung oder -absenkung) und Rekuperieren darstellen. Anhand eines konkreten Fahrzeugprojektes wird nun die simulative Auslegung eines hybridisierten Antriebsstranges demonstriert. In Tabelle B.5 sind die vorgegebenen Kenngrößen des untersuchten Fahrzeugs dargestellt. Der Hubraum des Verbrennungsmotors und die Achsübersetzung sind für das Fahrzeug bereits festgelegt. Die frei auslegbaren Parameter des Antriebs sind der ATL und das elektromotorische Drehmoment zur Unterstützung während Lastsprüngen (Boost-Moment). Während Beschleunigungsmanövern kann dazu der parallel geschaltete Elektromotor (EM) mit bis zu 180 Nm Drehmoment unterstützen. Ziel der Antriebsauslegung ist die Erfüllung der instationären Fahrleistungsanforderung unter Berücksichtigung der Einflüsse auf den Kraftstoffverbrauch. Dafür soll die Abgasturboaufladung so angepasst werden, dass bei gleichzeitiger Verbrauchsreduzierung im Nennleistungspunkt die Fahrleistungsanforderung erfüllt wird.

Die instationäre Fahrleistungsanforderung besteht aus einem stückweise linearen Verlauf der Fahrzeugbeschleunigung. Diese setzt sich aus zwei charakteristischen Punkten zusammen. Zum einen aus der Höhe und dem zugehörigen Gradienten der saugmoto-

rischen Vollast (First-Peak-Beschleunigung) und zum anderen aus dem Zeitpunkt zu dem die maximale Beschleunigung erreicht wird. Die beschreibenden Parameter der Anforderung wurden im Rahmen von Probandenversuchen und Wettbewerbsanalysen für unterschiedliche Fahrzeugklassen ermittelt. Der gesuchte Antriebsstrang genügt der Fahrleistungsanforderung, wenn die resultierende Fahrzeugbeschleunigung stets über dem geforderten Beschleunigungsverlauf liegt und diesen nicht schneidet.

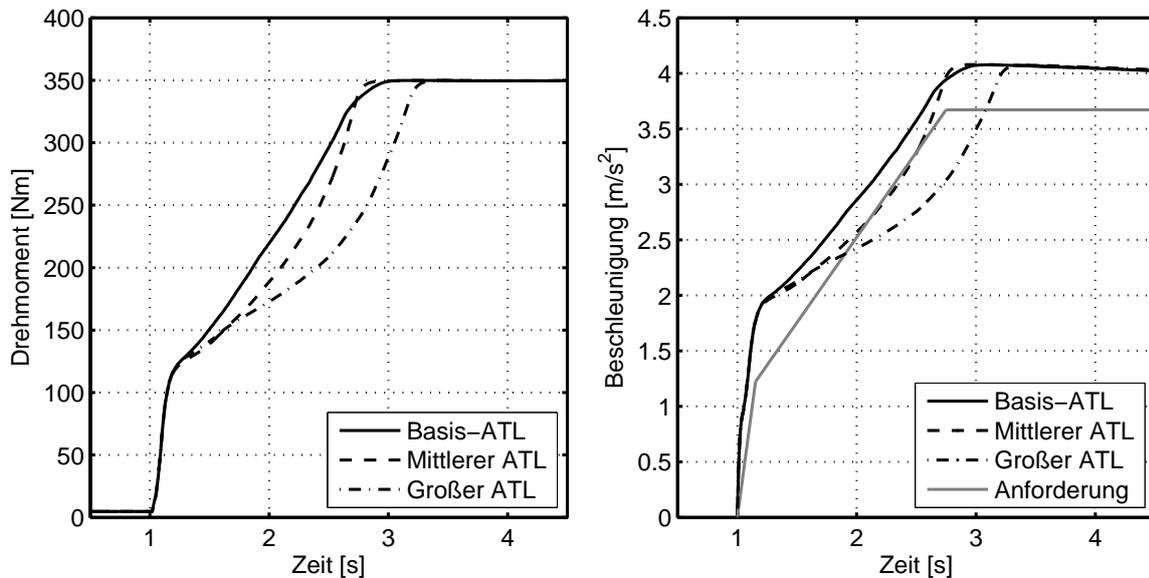


Abbildung 5.7: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 100 Nm EM-Drehmoment

Abbildung 5.7 zeigt, dass bei 100 Nm elektrischem Drehmoment nur der kleine Basislander die Fahrleistungsanforderung erfüllt. Den Abbildungen 5.8 und 5.9 ist zu entnehmen, dass die Fahrleistungsanforderung bei 130 Nm elektrischem Boost-Moment zusätzlich mit dem mittleren ATL erfüllt wird und der große ATL nur bei 160 Nm Boost-Moment dem Fahrleistungsziel gerecht wird.

Der Vergleich der instationären Drehmomente des Verbrennungsmotors in den linken Diagrammen der Abbildungen 5.7 bis 5.9 zeigt bezüglich dem erreichbaren instationären Zeitvorteil keinen signifikanten Unterschied. Bei 100 Nm Boostmoment erreicht das instationäre Motordrehmoment des Antriebs mit großem ATL zum Zeitpunkt $t=3,25$ s das maximale stationäre Motordrehmoment von 350 Nm. Bei 160 Nm Boostmoment erreicht dieser Verbrennungsmotor sein maximales stationäres Drehmoment zum Zeitpunkt $t=3,10$ s. Die zusätzlichen 60 Nm Boostmoment ermöglichen dem Drehmoment des Verbrennungsmotors also lediglich 0,15 s instationären Zeitgewinn.

Deutlicher wird der instationäre Vorteil beim Vergleich der Fahrzeugbeschleunigungen. Die zugehörigen Fahrzeugbeschleunigungen in den rechten Diagrammen der Abbildungen 5.7 bis 5.9 zeigen, dass beim Antrieb mit großem ATL und 160 Nm Boostmoment die

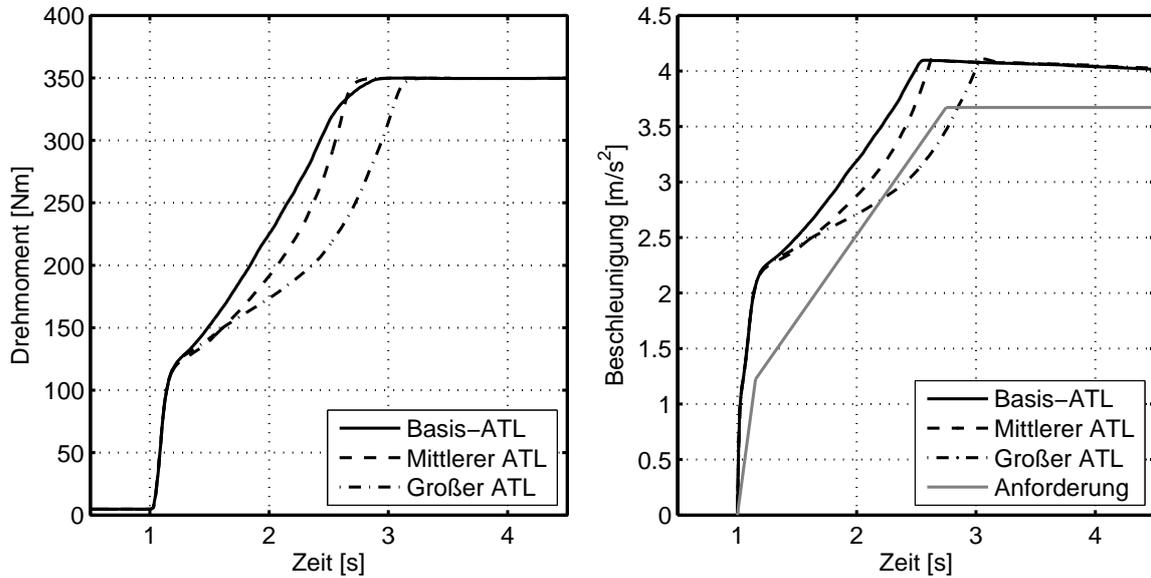


Abbildung 5.8: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 130 Nm EM-Drehmoment

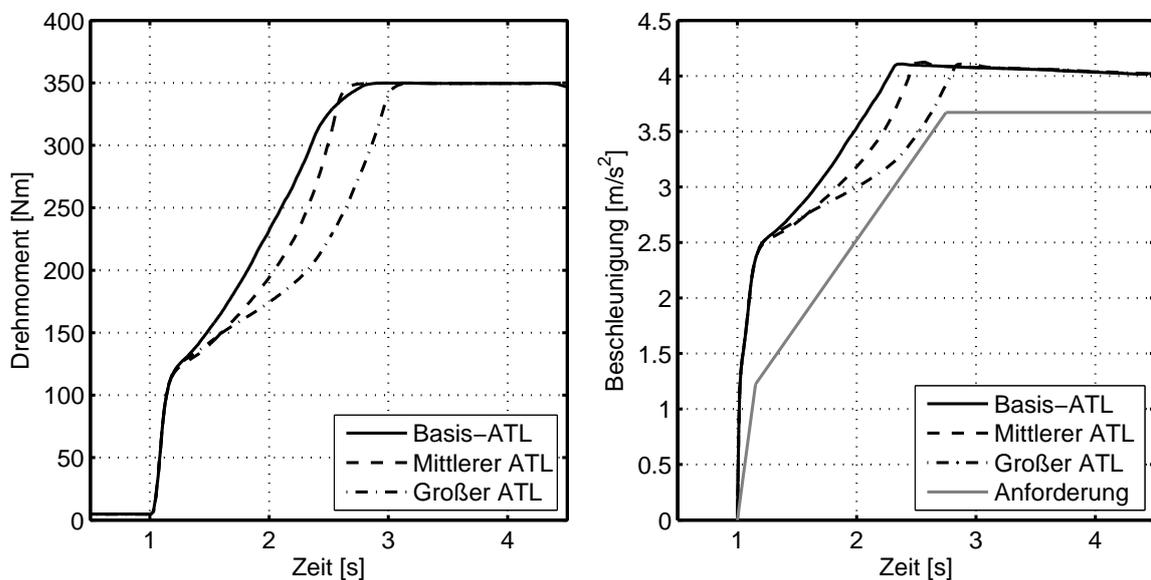


Abbildung 5.9: Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 160 Nm EM-Drehmoment

maximale Beschleunigung um 0,5 Sekunden früher als beim Antrieb mit großem ATL und lediglich 100 Nm Boostmoment erreicht wird.

Bedeutsamer beim Vergleich der instationären Motordrehmomente ist das ausgeprägte nichtlineare Zeitverhalten des Motodrehmomentes mit großem ATL und dessen Auswirkungen auf den Beschleunigungsverlauf. Aus Fahrbarkeitsgründen ist beim Übergang in den abgasturboaufgeladenen Betriebsbereich ein möglichst stetiger und danach ein möglichst linearer Beschleunigungsverlauf wünschenswert, weil unetstetige und nichtlineare Beschleunigungsänderungen vom Fahrer als unkomfortabel und schwer dosierbar wahrgenommen werden [85, 11, 45, 61]. Insofern ist der vergleichsweise niedrige Beschleunigungsgradient des Antriebs mit großem ATL zu Beginn des abgasturboaufgeladenen Betriebsbereichs und der anschließend stark nichtlineare Beschleunigungsverlauf aus Fahrbarkeitsgründen als ungünstig zu erachten. In diesem Zusammenhang wird der Mehrwert des instationären Motormodells nochmal hervorgehoben.

Um nun den Einfluss des ATL auf den Kraftstoffverbrauch zu analysieren, werden zwei Prüfstandsmessungen ausgewertet, die den Verbrennungsmotor mit den jeweiligen ATL im Nennleistungspunkt (350 Nm Motordrehmoment und 5000 U/min Motordrehzahl) zeigen. Dafür sind in Abbildung 5.10 der mittlere Druck vor Turbine p_3 und der spezifische Kraftstoffverbrauch von Basis-ATL und großem ATL gegenübergestellt. Der Basis-ATL erzeugt einen stärkeren Abgasgegendruck und damit mehr Ladungswechselerarbeit als der große ATL. Um außerdem die Grenztemperatur der Turbine einzuhalten, wird das Gemisch im kleinen Motor zur Kühlung der Turbine stärker mit Kraftstoff angereichert. Beide Zusammenhänge sorgen für einen insgesamt um zehn Prozent geringeren Kraftstoffverbrauch der großen Turbine.

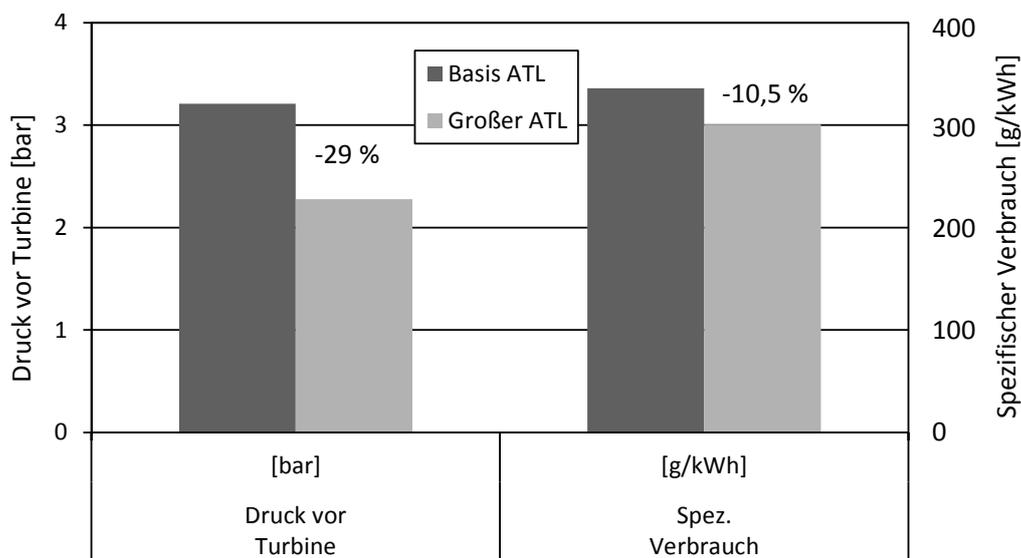


Abbildung 5.10: Verbrauchsvorteil des großen Abgasturboladers

5.4 Diskussion der Ergebnisse

Im diesem Kapitel wurde in Abschnitt 5.1 durch eine Validierung mit Fahrzeugmessungen nachgewiesen, dass das entwickelte MWM in der Lage ist, das Instationärverhalten von Antriebssträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren vorauszuberechnen. Im darauffolgenden Abschnitt 5.2 wurde durch Parametervariationen der Auslegungsgrößen demonstriert, dass auch unterschiedliche Antriebskonfigurationen qualitativ richtig abgebildet werden. Insofern werden die notwendigen Anforderungen an die Modellbildung mit dem Mittelwertmodell vollständig erfüllt.

Die nichtfunktionalen Anforderungen nach reduziertem Berechnungsaufwand und ausreichender Genauigkeit sind bestmöglich zu erfüllen, vgl. Abschnitt 3.3.

Hinsichtlich dem Berechnungsaufwand zeigt Tabelle 5.1, dass sich die Rechenzeit mit dem MWM für ein neunsekündiges Fahrmanöver auf eine Minute verkürzt.¹ Für die Berechnung des zwölfsekündigen Lastsprung im 5. Gang benötigt das MWM nur noch 1,7 Minuten. Je nach Manöver wird die Rechenzeit um den Faktor 30-40 gegenüber dem Referenzmodell mit 1D-LWR und 0D-APR reduziert. Insofern wird der Rechenzeitvorteil des MWM nicht nur bestätigt, sondern die Anforderung nach verkürzter Rechenzeit sogar übertroffen, vgl. Abschnitt 3.4.

Tabelle 5.1: Vergleich der Rechenzeit von Mittelwertmodell und 1D-LWR mit 0D-APR

Methode	1D-LWR mit 0D-APR		Mittelwertmodell	
Gang [-]	2	5	2	5
Dauer des Manövers [s]	9,0	12,0	9,0	12,0
Rechenzeit der CPU [min]	40,3	51,5	1,0	1,7
Speed-Up Faktor [-]	-	-	40	30

Weiterer Vorteil des Mittelwertmodells liegt in seiner einfachen Anwendbarkeit und dadurch verringerten Fehleranfälligkeit. Der Ladungswechsel des MWM ist durch eine einstellige Anzahl an 0D-Behältern modelliert. Im Gegensatz zur 1D-Modellierung existieren hier bedeutend weniger Modellierungselemente und entsprechend weniger Modellparameter, die vom Anwender sinnvoll zu bedaten sind. Bei den KNN des Arbeitsprozessmodells wird die Anzahl an Modellparametern gegenüber der 0D-Berechnung ebenso erheblich reduziert, da der Anwender das KNN nur noch mit den sieben Eingangsgrößen verbinden muss. Dadurch ist ein einmal erstelltes MWM wesentlich weniger fehleranfällig und kann ohne tiefgreifende Vorkenntnisse in Motorprozess-Simulation von einem Konzeptingenieur verwendet werden. Damit ist es in einem Team von Konzeptingenieuren nicht erforderlich, dass jeder, der das Instationärverhalten von aufgeladenen Antrieben bewerten will, über ausreichende Erfahrungen zur Bedienung von komple-

¹Alle Simulationen wurden auf demselben Rechner mit Dual Core Prozessor, 3,6 GHz Takt-Frequenz und 4 GB RAM durchgeführt.

nen 1D/0D-Motorprozess-Simulationsprogrammen verfügt. Vielmehr ist eine Kosten und Effizienzsteigerung möglich, da die MWM von einem einzelnen Spezialisten für Motorprozess-Simulation für mehrere Konzeptingenieure bereitgestellt werden können.

Allerdings ist zur Erstellung des MWM basierend auf einem existierenden Modell mit 1D-LWR und 0D-APR ein *zusätzlicher Modellierungsaufwand* notwendig. Der Großteil des Aufwandes, die Generierung der Motorbedatung und die Berechnung der Turbinen-Pulsationsfaktoren, lässt sich durch Skripte automatisieren und parallelisieren. Dadurch tritt die eigentliche Rechenzeit für die stationären Motorbetriebspunkte in den Hintergrund, da allein die Zeit zur Parametrierung der Modelle und Skripte ausschlaggebend ist. Je nach Qualität der Turbinendaten sind dafür 4-6 Arbeitsstunden notwendig.

Für die Zusammenfassung der Luftführung und die Kalibrierung der Druckverluste stehen im verwendeten Motorprozess-Simulationsprogramm GT-Power eigene Routinen zur Verfügung. Je nach Komplexität der ein- und auslassseitigen Luftführung (Anzahl der Zylinder, Anzahl der Abgasfluten der Abgasanlage, etc.) ist hierfür ein Aufwand von weiteren 4-6 Arbeitsstunden erforderlich. Der letzte Arbeitsschritt, die Integration von Motorbedatung und Luftführung zu einem funktionierenden MWM kann innerhalb von 2-4 Stunden erledigt werden. In Summe ergibt sich ein geschätzter mittlerer *zusätzlicher Modellierungsaufwand* zur Erstellung des MWM von 13 Arbeitsstunden. Dem gegenüber steht die *Rechenzeiteinsparung* für 36 Antriebskonfigurationen, vgl. Abschnitt 1.1. Diese beträgt bei 18 Auslegungsrechnungen im 2. Gang und 18 Auslegungsrechnungen im 5. Gang bei dem in Tabelle 5.1 verwendeten Rechner insgesamt $26,73 h$.² Bei der verwendeten Rechentechnik kann also eine eindeutige Reduzierung des Berechnungsaufwandes nachgewiesen werden.

Weiterhin ist davon auszugehen, dass durch zukünftige Computer-Technologien die Rechenzeit des komplexen Modells mit 1D-LWR und 0D-APR reduziert wird und sich eine Nutzenschwelle abzeichnet. An der Nutzenschwelle kompensiert der *zusätzliche Modellierungsaufwand* zur Erstellung des MWM die anschließende *Rechenzeiteinsparung* bei Anwendung des MWM. Aus den obigen Überlegungen lässt sich schlussfolgern, dass bei einer Computer-Technologie, welche die Rechenzeit des komplexen Modells mit 1D-LWR und 0D-APR aus Tabelle 5.1 halbiert, die Nutzenschwelle erreicht ist, weil sich der *zusätzliche Modellierungsaufwand* und die *Rechenzeiteinsparung* nahezu gegenseitig aufwiegen.

Allerdings muss ergänzt werden, dass der Vorteil des MWM in der Praxis nicht allein in der absoluten Verkürzung von Modellierungsaufwand und Rechenzeit liegt, sondern vielmehr in der vergleichsweise schnellen Verfügbarkeit von aussagekräftigen Ergebnissen bei der Bewertung von Antriebsauslegungen. Dies gilt insbesondere vor dem Hintergrund, dass der Prozess der Antriebsauslegung keine einmalige Abfolge von Arbeitsschritten ist, sondern einer iterativen Vorgehensweise folgt und bei Projektbeginn nicht bekannt ist, wie viele Antriebskonfigurationen letztlich mit einem MWM bewertet werden sollen.

² $(40,3 - 1,0) \text{ min} \cdot 18 + (51,5 - 1,7) \text{ min} \cdot 18 = 1603,8 \text{ min} = 26,73 h$

Hinsichtlich der Genauigkeit zeigt Abbildung 5.11, dass das entwickelte MWM den transienten Lastsprung in annähernd gleicher Qualität wie das Referenzmodell mit 1D-LWR und 0D-APR vorausberechnet, wohingegen es beim Modellansatz mit *statischer Kennlinie* zu deutlichen Abweichungen in den zeitlichen Drehmoment- und Beschleunigungsverläufen kommt. Denn die Modellierung mit statischer Kennlinie ignoriert das Instationärverhalten des Abgasturboladers weitestgehend und setzt stattdessen einen schlagartigen Anstieg des Drehmoments nach dem Lastsprung voraus. Aufgrund des noch geringen Luftwiderstandes kommt es daher zu einem zu hoch berechneten Beschleunigungsanstieg nach dem Lastsprung, der erst im weiteren zeitlichen Verlauf abnimmt. Der Vergleich der Modellansätze unterstreicht daher, dass das MWM durch seine reduzierte Rechenzeit und hohe Genauigkeit bezüglich dem Instationärverhalten einen geeigneten Modellansatz zur Antriebsauslegung darstellt. Aufgrund dem ver-

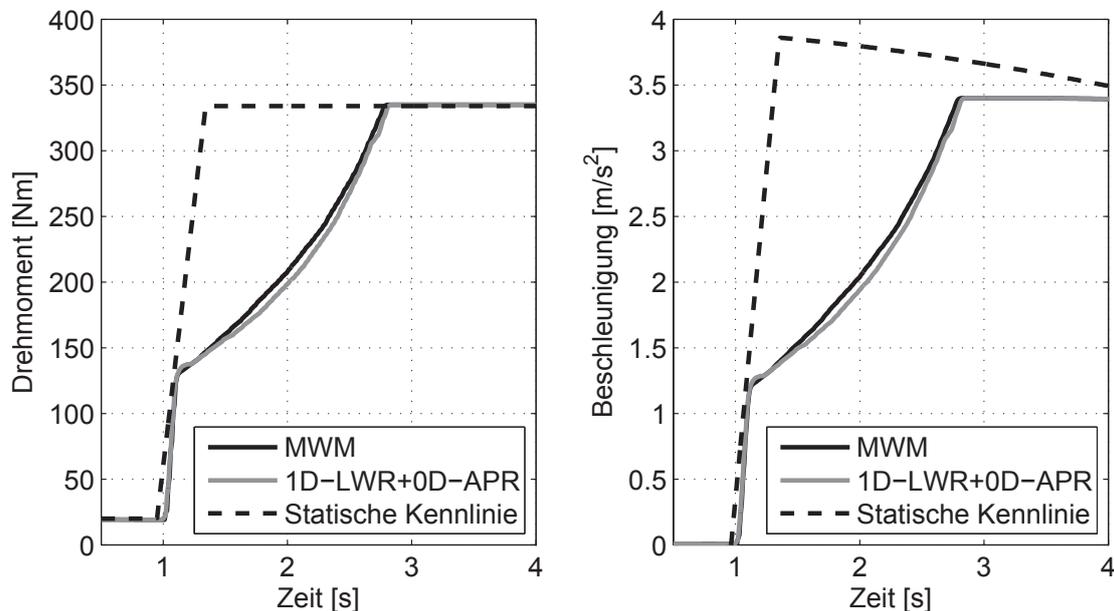


Abbildung 5.11: Vergleich der Modellansätze MWM und Statische Kennlinie für einen Lastsprung im 2. Gang aus konstanter Geschwindigkeit mit 1500 U/min

gleichsweise geringen Berechnungsaufwand bei gleichzeitig ausreichender Genauigkeit liegt der wesentliche Vorteil der erarbeiteten Methodik in der effizienten Durchführung einer Vielzahl von Auslegungsrechnungen. Dem gegenüber steht der erhöhte Aufwand zur Vorausberechnung der Motorbedatung sowie die Tatsache, dass bei grundlegenden Änderungen am Motorkonzept wie bspw. einer Hubraumänderung oder Änderung der Zylinderzahl, die Schritte zur Erstellung der Motorbedatung erneut durchlaufen werden müssen. Andererseits lässt sich die Methodik in weiten Teilen automatisieren (z.B. Kalibrierung der Drosseldurchmesser und Berechnung der Turbinenfaktoren) und parallelisieren, indem der Versuchsraum in mehrere Drehzahlbereiche aufgeteilt wird und anstatt einem einzelnen Versuchsplan mehrere Versuchspläne für die Berechnung der Motorbedatung erstellt werden.

Alternative Aufladekonzepte können in gewissen Grenzen mit der vorgestellten Methodik ebenfalls abgebildet werden. Ein zusätzlicher mechanisch angetriebener Verdichter, der seine Antriebsenergie von der Kurbelwelle bezieht und sich wie ein zusätzlicher Fahrwiderstand verhält, beeinträchtigt die Abgaspulsationen nicht. Weiterhin ist aus Abbildung 4.10 bekannt, dass der Verdichter keine nennenswerten Einlasspulsationen erzeugt. Daher ist davon auszugehen, dass sich der Ladungswechsel durch einen zusätzlichen mechanischen Verdichter oder einen elektrisch angetriebenen Verdichter bis auf den angehobenen Einlassdruck nicht vom Ladungswechsel mit Abgasturbolader unterscheidet. Demnach können diese zusätzlichen Aufladekomponenten durch Vorgabe des entsprechenden Einlassdrucks bei der Vorausberechnung der Motorbedatung abgebildet werden.

Bei mehr als einem Abgasturbolader muss dagegen das gesamte Motor- und Aufladekonzept zusammen mit der Regelstrategie berücksichtigt werden. So lange kein synchroner Betrieb von zwei oder mehr Abgasturboladern stattfindet, können auch Motorkonzepte mit mehreren Abgasturboladern durch die vorgestellte Methodik simuliert werden.

Sobald die Regelstrategie hingegen synchronen Betrieb von mehreren Abgasturboladern vorsieht, ändern sich auch die Abgaspulsationen und damit der gesamte Ladungswechsel. In diesem Fall steigt auch der Aufwand für die Vorausberechnung der Motorbedatung erheblich.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Ein Mittelwertmodell zur Vorausberechnung des Instationärverhaltens von Antriebsträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren für die Antriebsauslegung wird vorgestellt. Instationärverhalten bezeichnet im Kontext der Antriebsauslegung das transiente Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs, welches aus der Bilanzierung von Antriebsmoment und Fahrwiderständen resultiert. Eine wesentliche Rolle bei der Ausprägung des Instationärverhaltens nimmt die Abgasturboaufladung ein. Denn die thermodynamische Kopplung zwischen Hubkolbenmaschine und Abgasturbolader, das Massenträgheitsmoment und die Reibung des Turboladerlaufzeugs sowie das begrenzte Durchsatzvermögen des Verdichters (Stopfgrenze) bedingen gegenüber einem leistungsgleichen Saugmotor einen verzögerten Drehmomentaufbau an der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors.

Zur Ableitung einer geeigneten Modellbildung wird zuerst eine Anforderungsanalyse durchgeführt und als Referenz für Vergleichsrechnungen werden für den Verbrennungsmotor die Methoden eindimensionale Ladungswechselrechnung sowie nulldimensionale Arbeitsprozessrechnung und für den Antriebsstrang das Modell der starren Maschine ohne Elastizitäten herangezogen. Gegenüber dieser Modellbildung sind sowohl eine signifikante Verkürzung der Rechenzeit als auch eine Vereinfachung der Modellbedienbarkeit gefordert (Anforderung nach reduziertem Berechnungsaufwand), um eine Vielzahl von Vergleichsrechnungen effizient durchzuführen. Als relevante Auslegungsparameter, die in der Modellbildung variabel zu berücksichtigen sind, werden die Achsübersetzung, die Fahrzeugmasse, die Turbinengröße und das elektrische Boostmoment - nur im Falle eines Hybridantriebs - identifiziert (Anforderung nach variabler Antriebskonfiguration). Hinsichtlich der Genauigkeit wird von dem Modell gefordert, dass der Einfluss der Auslegungsparameter auf das Instationärverhalten qualitativ richtig abbildet wird (Anforderung nach Genauigkeit). In einer Bewertungsmatrix werden den abgeleiteten Anforderungen mögliche Modellbildungsansätze des Verbrennungsmotors gegenübergestellt und die Mittelwertbildung der motorischen Größen als zielführende Methode abgeleitet.

Das entwickelte Mittelwertmodell verwendet einen Motordatensatz, welcher aus einer Vorausberechnung von innermotorischen Zustandsgrößen an einem Modell mit eindimensionaler Ladungswechselrechnung und nulldimensionaler Arbeitsprozessrechnung gewonnen wird. In diesem Modell wird eine Abgasdrossel mit skalierbarem Durchmesser verwendet, um die Rückwirkung unterschiedlich großer Turbinen auf den Motorprozess abzubilden. Die Ausgangsgrößen der Motorbedatung sind der indizierte Mitteldruck, die Abgastemperatur vor Turbine und der Luftaufwand. Um die Anzahl der unabhängigen

Eingangsgrößen der Bedatung auf das notwendige Mindestmaß zu reduzieren, wird am Referenzmodell in einer Sensitivitätsanalyse die Empfindlichkeit des Instationärverhaltens gegenüber ausgewählten Modellparametern und motorischen Zustandsgrößen untersucht. Im Ergebnis verbleiben als Eingangsgrößen der Motorbedatung die Motordrehzahl, der Exzenterwinkel der variablen Ventilsteuerung, der Sammlerdruck, die Spreizungswinkel der Einlass- und Auslassnockenwelle, der Waste-Gate-Winkel an der Turbine und der Durchmesser der Abgasdrossel.

Im Mittelwertmodell wird die Arbeitsprozessrechnung durch den Motordatensatz und der Ladungswechsel durch konzentrierte Volumina abgebildet. Dazu werden die Rohrleitungen des Einlass- und Auslasssystems zu einzelnen Behältern mit zugehörigen Druckverlusten zusammengefasst. Turbine und Verdichter werden im Mittelwertmodell genauso wie im Referenzmodell durch Kennfelder für Massendurchsatz und Wirkungsgrad modelliert. Die Motorbedatung ist für unterschiedlich große Turbinen gültig. Der gewählte Durchmesser der Abgasdrossel grenzt die Motorbedatung auf die aktuell im Mittelwertmodell verwendete Turbine ein und wird einer Drossel-Turbinen-Kennlinie entnommen. Diese Kennlinie entsteht durch Kalibrierung des Drosseldurchmessers an drei unterschiedlich großen Turbinen im Referenzmodell und liefert eine lineare Korrelation zwischen maximalem Turbinenmassenstrom und Querschnittsfläche der Abgasdrossel. Weiterhin wird das Mittelwertmodell um Turbinenfaktoren ergänzt, die den Effekt der Stoßaufladung berücksichtigen. Für die Bestimmung des Massenstromfaktors und des Leistungsfaktors werden zwei neue Gleichungen hergeleitet, die den Linearisierungsfehler korrigieren, der sich bei der Verwendung von gemittelten Größen im Durchsatz- und Wirkungsgradkennfeld ergibt. Die neu eingeführten Turbinenfaktoren befähigen das Mittelwertmodell zur Vorausberechnung des Instationärverhaltens im aufgeladenen Betriebsbereich.

Die berechneten Drehmoment- und Beschleunigungsverläufe des Mittelwertmodells zeigen eine gute Übereinstimmung mit Fahrzeugmessungen für instationäre Beschleunigungsmanöver im zweiten und fünften Gang. Hinsichtlich der Rechenzeit lässt sich je nach Fahrmanöver mit dem Mittelwertmodell eine Verkürzung um den Faktor 30-40 gegenüber dem Referenzmodell nachweisen. Anhand von Parametervariationen für Achsübersetzung, Fahrzeugmasse und Turboladergröße wird der Einfluss der Auslegungsgrößen auf das Instationärverhalten demonstriert. In einem Anwendungsbeispiel werden Turboladergröße und maximales instationäres Boost-Moment der E-Maschine für ein Parallel-Hybridfahrzeug dimensioniert. In der abschließenden Diskussion werden die gewählte Modellbildung und die Ergebnisse bezüglich den eingangs gestellten Anforderungen überprüft.

Mit der vorgestellten Methodik kann das Instationärverhalten von abgasturboaufgeladenen Ottomotoren in frühen Entwicklungsphasen simulativ bewertet werden. Der Fokus der Methodik liegt auf der Auslegung des Antriebsstranges durch Dimensionierung des Abgasturboladers, der Achsübersetzung und der Fahrzeugmasse.

Im weiteren Entwicklungsprozess wird das Instationärverhalten zunehmend durch

die Funktionen der Motorsteuerung beeinflusst, die in enger Wechselwirkung mit dem Gesamtfahrzeug die Ziele Kraftstoffverbrauch, Emissionen, Komfort und Dynamik optimieren. Aufgrund der damit einhergehenden Komplexitätssteigerung werden diese Funktionen in Fahrversuchen appliziert. Um das Instationärverhalten auch in späten Entwicklungsphasen simulativ zu bewerten, sollte das Modell um ausgewählte Funktionen der Motorsteuerung wie z.B. der Lastschlagdämpfung erweitert werden. Dann könnten die zeit- und kostenintensiven Fahrversuche auf ein Mindestmaß reduziert werden.

Literaturverzeichnis

- [1] Albrecht, A., Corde, G., Knop, V., Boie, H. und Castagne, M.: *1D simulation of turbocharged gasoline direct injection engine for transient strategy optimization*. SAE Technical Paper 2005-01-0693, 2005.
- [2] Anders, U.: *Statistische neuronale Netze*. Vahlen Verlag, 1997.
- [3] Aymanns, R., Scharf, J., Uhlmann, T. und Lückmann, D.: *A revision of quasi steady modelling of turbocharger turbines in the simulation of pulse charged engines*. In: *16. Aufladetechnische Konferenz, Dresden*, 2011.
- [4] Baines, N. C.: *Turbocharger Turbine Pulse Flow Performance and Modelling - 25 Years On*. In: *9th IMechE International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London*, S. 347–362, 2010.
- [5] Barasa, P., Tian, Y., Harges, S., Owlia, S., Limaye, P., Bailey, D. und Sehgal, T.: *Virtual Engine, Controls, and Calibration Development in Automated Co-Simulation Environment*. SAE Technical Paper 2016-01-0090, 2016.
- [6] Basshuysen, R. van: *Ottomotor mit Direkteinspritzung*. Vieweg Verlag, 1. Aufl., 2007.
- [7] Berger, C., Bohnet, M., Bothe, A., Böttcher, C., Burr, A., Czichos, H. und Deters, L.: *Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer Verlag, 2001.
- [8] Berglund, S.: *A model of turbocharged engines as dynamic drivetrain members*. SAE Technical Paper 933050, 1993.
- [9] Berndt, R., Grigoriadis, P., Nickel, J., Abdelhamid, S. und Hagelstein, D.: *TC-Gesamtkennfeldbestimmung, Abschlussbericht FVV-Vorhaben 754*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, 2003.
- [10] Bräunling, W. J.: *Flugzeugtriebwerke: Grundlagen, Aero-Thermodynamik, ideale und reale Kreisprozesse, Thermische Turbomaschinen, Komponenten, Emissionen und Systeme*. Springer-Verlag, 2015.
- [11] Bubb, H., Bengler, K., Grünen, R. E. und Vollrath, M.: *Automobilergonomie*. Springer-Verlag, 2015.

-
- [12] Bungartz, H. J., Zinner, S., Buchholz, M. und Pflügler, D.: *Modellbildung und Simulation*. Springer Verlag, 2009.
- [13] Chen, H.: *Steady and unsteady performance of vaneless casing radial-inflow turbines*. Dissertation, University of Manchester, Institute of Science and Technology, 1990.
- [14] Chen, H., Hakeem, I. und Martinez-Botas, R.: *Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 210(5):397–408, 1996.
- [15] Eichsleder, H., Klüting, M. und Piock, W. F.: *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*. Springer Verlag, 2008.
- [16] Eriksson, L.: *Modeling and control of turbocharged SI and DI engines*. Oil & Gas Science and Technology-Revue de l'IFP, 62(4):523–538, 2007.
- [17] Friedrich, I.: *Motorprozess-Simulation in Echtzeit - Grundlagen und Anwendungsmöglichkeiten*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2007.
- [18] Friedrich, J.: *Neue Aufladestrategien für ein spontanes Drehmomentresponseverhalten turboaufgeladener Ottomotoren*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2002.
- [19] Gamma Technologies: *GT-SUITE Engine Performance Application Manual, Version 7.3*. Version 7.3, 2012.
- [20] Gamma Technologies: *GT-SUITE Engine Performance Tutorials*. Version 7.3, 2012.
- [21] Gamma Technologies: *GT-SUITE Flow Theory Manual, Version 7.3*. Version 7.3, 2012.
- [22] Gershenfeld, N.: *The Nature of Mathematical Modeling*. Cambridge University Press, 1999.
- [23] Ghojel, J. I.: *Review of the development and applications of the Wiebe function: a tribute to the contribution of Ivan Wiebe to engine research*. International Journal of Engine Research, 11(4):297–312, 2010.
- [24] Golloch, R.: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung*. Springer Verlag, 2005.
- [25] Greitzer, E. M.: *Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors. Part I: Theoretical Compression System Model*. ASME Journal of Engineering for Power, 98(2):190–198, 1976.

-
- [26] Grigoriadis, P.: *Experimentelle Erfassung und Simulation instationärer Verdichtungsphänomene bei Turboladern von Fahrzeugmotoren*. Dissertation, Technische Universität Berlin, 2008.
- [27] Grundherr, J., Misch, R. und Wigermo, H.: *Verbrauchssimulationen für die Fahrzeugflotte*. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 111(3):168–173.
- [28] Guzzella, L. und Onder, C. H.: *Introduction to Modeling and Control of Internal Combustion Engine Systems*. Springer Verlag, 2. Aufl., 2010.
- [29] Hadeif, J. E., Colin, G., Chamaillard, Y. und V., T.: *Turbocharged SI Engine Models for Controls*. In: *11th International Symposium on Advanced Vehicle Control-AVEC'12*, 2012.
- [30] Hafner, M., Schüler, M. und Isermann, R.: *Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren - Teil 2: Stationäre und dynamische Optimierung von Verbrauch und Emissionen*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 61(11):798–805, 2010.
- [31] Harazim, O.: *Bewertung teillastoptimierter Brennverfahren bei Verwendung verschiedener Hubvolumina, Zylinderzahlen und Hybridisierung*. Diplomarbeit, Technische Universität München, 2009.
- [32] Heider, G.: *Rechenmodell zur Vorausberechnung der NO-Emissionen von Dieselmotoren*. Dissertation, Technische Universität München, 1996.
- [33] Hendricks, E. und Sorenson, S.: *Mean Value Modelling of Spark Ignition Engines*. SAE Technical Paper 900616, 1990.
- [34] Hendricks, E. und Sorenson, S.: *SI Engine Controls and Mean Value Engine Modelling*. SAE Technical Paper 910258, 1991.
- [35] Hertz, J., Krogh, A. und Palmer, R. G.: *Introduction to the theory of neural computing*. 1991.
- [36] Heyden, C. von, Neumann, J., Hillyard, J., Kruse, O., Stanciu, A. und Ulbrich, H.: *Auslegung von Antriebsträngen mit abgasturboaufgeladenen Ottomotoren*. In: *Virtual Powertrain Creation, MTZ-Fachtagung*, 2011.
- [37] Heywood, J.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, 1988.
- [38] Hiereth, H. und Prenninger, P.: *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine*. Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag, 2003.
- [39] Hoffmann, N.: *Kleines Handbuch neuronale Netze: Anwendungsorientiertes Wissen zum Lernen und Nachschlagen*. Vieweg Verlag, 1993.

- [40] Isermann, R.: *Modellgestützte Steuerung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, 2003.
- [41] Isermann, R.: *Mechatronische Systeme: Grundlagen*. Springer Verlag, 2. Aufl., 2007.
- [42] Isermann, R.: *Elektronisches Management motorischer Fahrzeugantriebe*. Springer Verlag, 2010.
- [43] Jaegher, P. de: *Das thermodynamische Gleichgewicht von Verbrennungsgasen unter Berücksichtigung der Rußbildung*. Dissertation, Technische Universität Graz, 1976.
- [44] Jung, M., Ford, R., Glover, K. und Collings, N. e. a.: *Parameterization and Transient Validation of a Variable Geometry Turbocharger for Mean-Value Modeling at Low and Medium Speed-Load Points*. SAE Technical Paper 2002-01-2729, 2002.
- [45] Jürgensohn, T.: *Hybride Fahrermodelle*. Pro-Universitate-Verlag, 1997.
- [46] Kao, M. und Moskwa, J. J.: *Turbocharged diesel engine modeling for nonlinear engine control and estimation*. ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol. 117 Issue 1:20–30, 1995.
- [47] Karnik, A. Y., Jankovic, M. J. und Shelby, M. H.: *Scavenging in a turbocharged gasoline engine*. International Journal of Powertrains, 1(4):420–437, 2012.
- [48] Kiencke, U. und Nielsen, L.: *Automotive Control Systems*. 2005.
- [49] Kleppmann, W.: *Taschenbuch Versuchsplanung: Produkte und Prozesse optimieren*. 1998.
- [50] Königstein, A., Grebe, U. D., Wu, K. J. und Larsson, P. I.: *Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 69(6):468–476, 2008.
- [51] Lefebvre, A. und Guilain, S.: *Modelling and measurement of the transient response of a turbocharged SI engine*. SAE Technical Paper 2005-01-0691, 2005.
- [52] Lourakis, M. I. A.: *A brief description of the Levenberg-Marquardt algorithm implemented by levmar*. Institute of Computer Science, Foundation of Research and Technology - Hellas (FORTH), 2005.
- [53] Meder, G., Mitterer, A., Konrad, H., Krämer, G. und Siegl, N.: *Entwicklung und Applikation von modellbasierten Steuergerätefunktionen am Beispiel eines Sechszylindermotors mit vollvariablem Ventiltrieb*. Automatisierungstechnik, 55(7):339–345, 2007.

-
- [54] Menny, K.: *Strömungsmaschinen: Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. Springer Verlag, 5. Aufl., 2006.
- [55] Merker, G., Schwarz, C., Stietsch, G. und Otto, F.: *Verbrennungsmotoren - Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Teubner Verlag, 3. Aufl., 2006.
- [56] Miersch, J.: *Transiente Simulation zur Bewertung von ottomotorischen Konzepten*. Dissertation, Technische Universität Hannover, 2003.
- [57] Millo, F., Lorenzo, G. D., Servetto, E., Capra, A. und Pettiti, M.: *Analysis of the Performance of a Turbocharged S.I. Engine under Transient Operating Conditions by Means of Fast Running Models*. SAE International Journal of Engines, 6:968–978, 2013.
- [58] Millo, F., Rolando, L. und Andreatta, M.: *Numerical Simulation for Vehicle Powertrain Development*. Numerical Analysis - Theory and Application, 2011.
- [59] Moraal, P. und Kolmanovsky, I.: *Turbocharger Modeling for Automotive Control Applications*. SAE Technical Paper 1999-01-0908, 1999.
- [60] Müller, M., Hendricks, E. und Sorenson, S. C.: *Mean value modelling of turbocharged spark ignition engines*. SAE Technical Paper 980784, 1998.
- [61] Müller, T., Hajek, H., Frank, T. und Bengler, K.: *Das menschliche Auflösungsvermögen von Dynamikveränderungen im Fahrzeug*. In: *Conference on Future Automotive Technology, Garching b. München*, 2014.
- [62] N., N.: *Modellvielfalt bei Autoherstellern explodiert*. <http://www.handelsblatt.com/auto/nachrichten/car-studie-modellvielfalt-bei-autoherstellern-explodiert/6630680.html>, abgerufen 15.11.2013, 12 Uhr.
- [63] Nijs, M., Sternberg, P., Wittler, M. und Pischinger, S.: *Steuergerätefähige Luftpfadmodelle für Ottomotoren mit erweiterter Ventiltriebsvariabilität*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 71(11):824–831.
- [64] Pischinger, R., Klell, M. und Sams, T.: *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag, 2002.
- [65] Pucher, H. und Zinner, K.: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. Springer Verlag, 2012.
- [66] Rakopoulos, C. D. und Giakoumis, E. G.: *Review of thermodynamic diesel engine simulations under transient operating conditions*. SAE Technical Paper 2006-01-0884, 2006.

- [67] Reulein, C., Kellerer, H. und Schwarz, C.: *Methodeneinsatz bei der Potenzialbeurteilung aufgeladener Verbrennungsmotoren*. In: *Motorprozesssimulation und Aufladung, Haus der Technik - Fachbuchreihe, expert Verlag*, 2005.
- [68] Reuter, S.: *Erweiterung des Turbinenkennfeldes von Pkw-Abgasturboladern durch Impulsbeaufschlagung*. Dissertation, Technische Universität Dresden, 2010.
- [69] Richert, F., Ruckert, J., Schloßer, A. und Abel, D.: *Modellbildung und Simulation eines Dieselmotors unter Dymola und Matlab*. VDI Berichte, 1828:331–342, 2004.
- [70] Robertson, S. und Robertson, J.: *Mastering the Requirements Process*. Addison-Wesley, 2. Aufl., 2006.
- [71] Roithmeier, C.: *Virtuelle Applikation von Motorsteuerungsfunktionen am Beispiel der Lasterfassungsfunktion und der Fahrdynamikfunktionen*. Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie, 2011.
- [72] Röpke, K.: *DoE-design of experiments: Methoden und Anwendungen in der Motorenentwicklung*. Verlag Moderne Industrie, 2005.
- [73] Rupp, C.: *Requirements-Engineering und -Management: Aus der Praxis von klassisch bis agil*. Carl Hanser Verlag, 2011.
- [74] SAE International, Engine Power Test Code Committee: *Turbocharger Gas Stand Test Code (J1826)*. 1995.
- [75] Sailer, T., Bucher, S., Durst, B. und Schwarz, C.: *Numerical Analysis of Centrifugal Compressor Characteristics of a Turbocharger System*. In: *VPC - Virtual Powertrain Creation 2010, 12. Internationale MTZ-Fachtagung*, 2010.
- [76] Sams, T.: *Wichtige Fragen bei der praxisbezogenen Motorprozessrechnung*. Habilitationsschrift, Technische Universität Graz, 1985.
- [77] Scheimann, T.: *Produktlebenszyklen - Immer schneller neuer*. <http://www.tagesspiegel.de/wirtschaft/produktlebenszyklen-immer-schneller-neuer/4041756.html>, abgerufen 15.11.2013 um 12 Uhr.
- [78] Schüler, M., Hafner, M. und Isermann, R.: *Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren - Teil 1: Modellbildung des Motor- und Abgasverhaltens*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 61(10):704–711, 2010.
- [79] Schmid, A., Grill, M., Berner, H. J. und Bargende, M.: *Transiente Simulation mit Scavenging beim Turbo-Ottomotor*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 71(11):766–772, 2010.

-
- [80] Schmid, A., Grill, M., H.-J., B. und Bargende, M.: *Simulation transienter Beschleunigungsmanöver zur Motorkonzeptbewertung eines aufgeladenen 1.6 l BDE-Ottomotors mit Scavenging*. In: *9. Symposium Ottomotorentchnik, Ostfildern*, 2010.
- [81] Schwarz, C.: *Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren*. Dissertation, Technische Universität München, 1993.
- [82] Shaaban, S.: *Experimental investigation and extended simulation of turbocharger non-adiabatic performance*. Dissertation, Universität Hannover, 2004.
- [83] Siebertz, K., Van Bebber, D. und Hochkirchen, T.: *Statistische Versuchsplanung: Design of Experiments (DoE)*. Springer Verlag, 2010.
- [84] Siekmann, H. E. und Thamsen, P. U.: *Strömungslehre: Grundlagen*. Springer Verlag, 2. Aufl., 2008.
- [85] Simon, D.: *Entwicklung eines effizienten Verfahrens zur Bewertung des Anfahrverhaltens von Fahrzeugen*. Dissertation, Universität Rostock, 2010.
- [86] Skopil, M. A.: *Moderne Turboaufladung*. expert Verlag, 2. Aufl., 2007.
- [87] Smiljanovski, V.: *Messung des Turbinenwirkungsgrades bei niedrigen Turboladerdrehzahlen*. In: *13. Aufladetechnische Konferenz Dresden*, 2008.
- [88] Spicher, U. und Worret, R.: *Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze*. Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschine (FVV), 2002.
- [89] Suhrmann, J. F., Peitsch, D., Gugau, M. und Heuer, T.: *On the effect of volute tongue design on radial turbine performance*. In: *ASME Turbo Expo 2012: Turbine Technical Conference and Exposition*, S. 891–901. American Society of Mechanical Engineers, 2012.
- [90] The International Council on Clean Transportation: *European vehicle markets Statistics - Pocketbook 2015/2016*. <http://eupocketbook.theicct.org>, abgerufen 05.08.2016, 10 Uhr.
- [91] Unger, H., Schwarz, C., Schneider, J. und Koch, K.F.: *Die Valvetronic-Erfahrungen aus sieben Jahren Großserie und Ausblick in die Zukunft*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 69(7):598–605, 2008.
- [92] Van Basshuysen, R. und Schäfer, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. Springer Verlag, 2014.
- [93] Verband Deutscher Ingenieure: *VDI-Richtlinie: VDI 3633. Simulation von Logistik-, Materialfluß- und Produktionssystemen*.

- [94] Vibe ¹, I. I.: *Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren*. VEB-Verlag Technik, 1970.
- [95] Watson, N.: *Dynamic turbocharged diesel engine simulator for electronic control system development*. Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 106(1):27–43, 1984.
- [96] Westin, F.: *Simulation of turbocharged SI-engines - with focus on the turbine*. Dissertation, KTH School of Industrial Engineering and Management, 2005.
- [97] Westin, F. und Ångström, H. E.: *Simulation of a turbocharged SI-engine with two software and comparison with measured data*. SAE Technical Paper 2003-01-3124, 2003.
- [98] Wrobel, R.: *Einfluss des Realgasverhaltens auf die Motorprozessrechnung*. Diplomarbeit, Technische Universität Graz, 1985.
- [99] Wurzenberger, J. C., Bartsch, P. und Katrasnik, T.: *Crank-Angle Resolved Real-Time Capable Engine and Vehicle Simulation - Fuel Consumption and Driving Performance*. SAE Technical Paper 2010-01-0784, 2010.
- [100] Zacharias, F.: *Mollier IS-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung*. MTZ - Motortechnische Zeitschrift, 31(7):296–303, 1970.
- [101] Zell, A.: *Simulation Neuronaler Netze*. Addison-Wesley Verlag, 1994.

¹Entgegen der bisherigen und mittlerweile geläufigen Schreibweise des Namens Wiebe, wird hier die abweichende Schreibweise Vibe verwendet, welche beim Übersetzen des Artikels aus dem Russischen gewählt wurde.

Symbolverzeichnis

Abkürzungen

1D-LWM	Eindimensionales Ladungswechselmodell
APR	Arbeitsprozessrechnung
ATL	Abgasturbolader
CAD	Computer Aided Design
CAN	Controller Area Network
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
DME	Digitale Motorelektronik
DoE	Design of Experiment, statistische Versuchsplanung
ECE	Economic Comission for Europe
EM	Elektrische Maschine
FEM	Finite Element Methode
GB	Gigabyte
GMM	Grundmotormodell
Kfz	Kraftfahrzeug
KNN	Künstliches Neuronales Netz

LWR	Ladungswechselrechnung
LZ	Laufzeug
MWM	Mittelwertmodell
PC	Personalcomputer
R4-Motor	Reihenvierzylindermotor
R6-Motor	Reihensechszylindermotor
RMSE	root mean square error
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VM	Verbrennungsmotor
VMM	Vollständiges Motormodell
VVT	Vollvariabler Ventiltrieb
WG	Wastegate

Griechische Buchstaben

α	Wärmeübergangskoeffizient ($\frac{W}{m^2K}$), Steigungswinkel ($^\circ$)
Δ	Differenz ()
ϵ	effektiver Eingang des KNN (–)
η	Wirkungsgrad (–)
γ	Exzenterwinkel ($^\circ$)
κ	Isentropenexponent (–)
λ	Verbrennungsluftverhältnis, Luftaufwand (–)
μ	Durchflusszahl (–)

ω	Winkelgeschwindigkeit ($\frac{rad}{s}$)
ϕ	Kurbelwinkel ($^{\circ}$)
π	Kreiszahl ($-$), Turbinendruckverhältnis ($-$)
Ψ	Durchflussfunktion ($-$)
ρ	Dichte ($\frac{kg}{m^3}$)
τ	Zeitdauer (s)
θ	Aktivierungsschwelle des KNN ($-$), Spreizungswinkel des Ventils ($^{\circ}$)
ϑ	Öffnungswinkel des Waste-Gate($^{\circ}$)
ξ	Variationsgröße in der Sensitivitätsanalyse ($-$)

Indizes

1	vor Verdichter
2	nach Verdichter
3	vor Turbine
4	nach Turbine
A	Auslass
a	Aufwand
Ab	Abtrieb
AG	Achsgetriebe
B	Brennstoff
C	Kompression
dyn	dynamisch

E	Einlass
eff	effektiv
Fzg	Fahrzeug
G	Gemisch, Getriebe
g	Erdbeschleunigung
ges	gesamt
H	Hub
korr	korrigiert
KT	Kurbeltrieb
KW	Kurbelwelle
L	Luft
l	Liefergrad
m	mittlere
me	bei Drücken: effektiver Mitteldruck
mi	bei Drücken: indizierter Mitteldruck
norm	Normbedingungen
r	Rollwiderstand, Reibung
red	reduziert
s	isentrop
SG	Schaltgetriebe
St	Stützstelle

st	stöchiometrisch
stat	statisch
T	Turbine
tat	tatsächlich
th	theoretisch
tot	total
u	Umfangskomponente der Geschwindigkeit oder unterer (Heizwert)
V	Verdichter, Versuch
W	Wand
w	Widerstand
Z	Zylinder
zz	Zündzeitpunkt

Lateinische Buchstaben

<i>A</i>	Fläche (m^2)
<i>a</i>	Schallgeschwindigkeit ($\frac{m}{s}$), Beschleunigung ($\frac{m}{s^2}$), Ausgangswert des KNN (–)
<i>c</i>	Strömungsgeschwindigkeit ($\frac{m}{s}$), Luftwiderstandsbeiwert (–), Aktivität des KNN (–)
<i>D</i>	Durchmesser (m)
<i>e</i>	Eingangswert des KNN (–)
<i>f</i>	dimensionsloser Skalierungsfaktor (–), Kraft je Masseneinheit ($\frac{N}{kg}$)
<i>H</i>	Heizwert ($\frac{J}{kg}$)

h	spezifische Enthalpie $\left(\frac{J}{kg}\right)$
i	Übersetzungsverhältnis $(-)$
J	Massenträgheitsmoment (kgm^2)
K	Konstante zum Zusammenfassen mehrerer Isentropenexponenten $(-)$
L	Luftbedarf()
l	Länge (m)
M	Drehmoment (Nm)
m	Masse (kg)
n	Drehzahl $\left(\frac{U}{min}\right)$
P	Leistung (W)
p	Druck (Pa)
Q	Wärme (J)
q	spezifische Wärme $\left(\frac{J}{kg}\right)$
R	universelle Gaskonstante $\left(\frac{J}{molK}\right)$
r	Radius (m)
s	spezifische Entropie $\left(\frac{J}{kgK}\right)$
T	Temperatur (K)
t	Zeit (s)
U	innere Energie (J)
u	spezifische innere Energie $\left(\frac{J}{kg}\right)$, Umfangsgeschwindigkeit $\left(\frac{m}{s}\right)$

V	Volumen (m^3)
v	Geschwindigkeit ($\frac{m}{s}$), spezifisches Volumen ($\frac{m^3}{kg}$)
W	Arbeit (J)
w	spezifische Arbeit ($\frac{J}{kg}$), Gewichtungsfaktor im KNN ($-$)
x	Längskoordinate (m)

Notation

$-$	Mittelwert
\sim	zyklusaufgelöster (pulsierender) Wert
Δ	Differenzdarstellung

Alle Drücke sind Absolutdrücke, sofern nicht anders gekennzeichnet. Turbinendruckverhältnisse werden aus dem totalen Druck vor Turbine $p_{3,tot}$ und dem statischen Druck nach Turbine $p_{4,stat}$ berechnet, sofern nicht anders gekennzeichnet.

Vektoren und Matrizen werden in fetter Schrift gedruckt.

Abbildungsverzeichnis

2.1	Einonenmodell des Zylinders aus [64]	10
2.2	Kontrollvolumen der eindimensionalen Rohrströmung aus [64]	11
2.3	Ein- und Auslassdruck für ein Arbeitsspiel mit negativem (oben) und partiell positivem Spülgefälle im Ladungswechsel-OT (unten)	12
2.4	Prinzipskizze Abgasturboaufladung	14
2.5	h-s-Diagramm für Stauaufladung aus [38]	15
2.6	h-s-Diagramm für Stossauffladung aus [38]	16
2.7	Turbinenkennfelder einer großen und kleinen Turbine im Vergleich . . .	19
2.8	Extrapolation für das Turbinenkennfeld einer kleinen Radialturbine [55]	20
2.9	Turbinendruckverhältnis über Laufzahl	21
2.10	Kennfeld eines Radialverdichters aus [15]	24
3.1	Arbeitsschritte und Zwischenergebnisse einer Simulationsrechnung . . .	26
3.2	Spannungsfeld der Modellbildung	36
4.1	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für für Lastsprünge im 2. und 5. Gang aus 1500 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung	43
4.2	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Last- sprünge im 2. und 5. Gang aus 3000 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung	44
4.3	Dichteverhältnis- und Temperaturänderung mit und ohne Ladeluftküh- lung aus [24]	49
4.4	Prinzipskizze der Sensitivitäts-Berechnung	52
4.5	Sensitivitätsanalyse	53
4.6	Prinzipskizzen von a) Grundmotormodell (GMM) und b) vollständigem Motormodell (VMM) bzw. Motorenprüfstand	54
4.7	Gemessener und simulierter (GMM) Luftmassenstrom eines R6-Motors für einen stationären Lastschnitt bei 1500 U/min	56
4.8	Arbeitsspielaufgelöste Druckverläufe am Einlass- und Auslassventil eines R6-Motors bei stationärer Last von 950 mbar Sammlerdruck, 1500 U/min Motordrehzahl und 141 kg/h Luftmassenbedarf	57
4.9	Prinzipskizzen von a) Grundmotormodell mit Drossel und b) vollstän- digem Modell mit ATL zum Vergleich der Abgaspulsationen	59
4.10	Vergleich der Abgaspulsationen von Grundmotormodell (GMM) und vollständigem Modell (VMM) für 3 verschiedene Ersatzquerschnitte . .	59

4.11	Prozentuale Abweichungen von VMM und GMM mit drei verschiedenen Durchmessern der Abgasdrossel	60
4.12	Durchflussfunktion	61
4.13	Reduzierte Massenstromkennfelder der untersuchten Turbinen (links) und Drossel-Turbinen-Kennlinie (rechts) des R4-Motors	63
4.14	Prozentuale Abweichung der Ausgangsgrößen vom Grundmotormodell (GMM) mit Abgasdrossel und vollständigen Motormodell (VMM) des R4-Motors mit Validierungs-Turbine	64
4.15	Prinzipskizze des Mittelwertmodells	65
4.16	Vergleich des Motordrehmoments für Mittelwertmodell und vollständiges Motormodell nach Lastsprung im 2. Gang (links) und 5. Gang (rechts)	66
4.17	Qualitative Darstellung von a) Turbinenleistung, b) Turbinen-Massenstrom und c) Turbinen-Wirkungsgrad bei konstanter und pulsierender Druckbeaufschlagung in Anlehnung an [65]	67
4.18	Reduzierter Massendurchsatz und Wirkungsgrad der Basisturbine bei konstanter und pulsierender Druckbeaufschlagung	68
4.19	Turbinen-Massenfaktor (links) und Turbinen-Leistungsfaktor mit gedrehten Abszissen für verbesserte Lesbarkeit (rechts)	69
4.20	Vergleich des Drehmoments für MWM und VMM nach TipIn aus 1500 U/min im 2. Gang (links) und aus 80 km/h im 5. Gang (rechts)	70
4.21	Signalfluß in einem Neuron	71
4.22	Root Mean Square Error der Ausgangsgrößen zwischen neuronalem Netz und Datenbasis aus dem Grundmotormodell	74
4.23	Ablaufschema der Modellerstellung	75
4.24	Ablaufschema der Modellanwendung	77
5.1	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für einen Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min zum Vergleich von Simulation und Messung	80
5.2	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für einen Lastsprung im 5. Gang aus 80 km/h zum Vergleich von Simulation und Messung	80
5.3	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation der Achsübersetzung	81
5.4	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation der Fahrzeugmasse .	82
5.5	Wirkungsgrade und Massenstromkennlinien der untersuchten Turbinen	82
5.6	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min bei Variation des Abgasturboladers	84
5.7	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 100 Nm EM-Drehmoment . . .	85
5.8	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 130 Nm EM-Drehmoment . . .	86

5.9	Motordrehmoment (links) und Fahrzeugbeschleunigung (rechts) für Lastsprung im 2. Gang aus 1500 U/min mit 160 Nm EM-Drehmoment . . .	86
5.10	Verbrauchsvorteil des großen Abgasturboladers	87
5.11	Vergleich der Modellansätze MWM und Statische Kennlinie für einen Lastsprung im 2. Gang aus konstanter Geschwindigkeit mit 1500 U/min	90
B.1	Betriebspunkte des R4-Motors aus den Abbildungen 4.11 und 4.14 . . .	123
C.1	Prinzipskizze Mittelwertmodell	126
C.2	Berechnung des Massenfaktors	131
C.3	Berechnung des Leistungsfaktors	132
C.4	Vereinfachter Signalfluss im Mittelwertmodell	133

Tabellenverzeichnis

3.1	Klassifikation von thermodynamischen Verbrennungsmotor-Modellen . . .	27
3.2	Rechenzeit der Methode 1D-LWR und 0D-APR	35
3.3	Bewertung geeigneter Modellansätze	40
4.1	Kenngrößen der analysierten Turbinen	63
4.2	Ein- und Ausgangsgrößen der Motorbedatung	70
5.1	Vergleich der Rechenzeit von Mittelwertmodell und 1D-LWR mit 0D-APR	88
B.1	Eingangsgrößen bzw. Randbedingungen der Voruntersuchung	121
B.2	Kenngrößen des Fahrzeugs des Referenzmodells (R6-Motor)	122
B.3	Kenngrößen des R4-Motors	122
B.4	Kenngrößen des Fahrzeugs zur Validierung des Mittelwertmodells . . .	122
B.5	Kenngrößen des Hybridfahrzeugs	122
B.6	Betriebspunkte des R4-Motors aus Abbildung 4.11	123
B.7	Betriebspunkte des R4-Motors aus Abbildung 4.14	123
B.8	Basis-Kennfeld der Temperatur nach Ladeluftkühler in Grad Celsius . .	124
B.9	Mit 0,9 skaliertes Basis-Kennfeld der Temperatur nach Ladeluftkühler in Grad Celsius	124
C.1	Unabhängige und abhängige Größen (kursiv) der Motorbedatung . . .	129

Anhang A

Ähnlichkeitsgesetze von Turbinen und Verdichtern

Um das Betriebsverhalten von Turbinen und Verdichtern zu beschreiben, werden deren Eigenschaften unter veränderlichen Bedingungen des Arbeitsmediums benötigt. Am Prüfstand werden die Kennfelder mit spezifischen konstanten Werten für Druck und Temperatur des Arbeitsmediums aufgenommen. Um die so gemessenen Kennfelder an die im Betrieb veränderlichen Werte für Druck und Temperatur anzupassen, macht man sich die Gesetzmäßigkeiten der Ähnlichkeitsmechanik zu Nutze und rechnet mit reduzierten Drehzahlen und Massenströmen.¹ Demnach sind bei einer Turbomaschine zwei Betriebspunkte (1) und (2) ähnlich, wenn die Machzahlen a der Strömungsgeschwindigkeit v an einer Stelle gleich sind, also

$$(v/a)_1 = (v/a)_2. \quad (\text{A.1})$$

Durch Einsetzen der thermischen Zustandsgleichung in die Kontinuitätsgleichung ergibt sich die Strömungsgeschwindigkeit zu

$$v = \dot{m}/(A \cdot \rho) = \dot{m} \cdot R \cdot T/(A \cdot p) \sim \dot{m} \cdot T/p. \quad (\text{A.2})$$

Da bei gleichen Machzahlen auch $(T_t/T)_1 = (T_t/T)_2$ und $(p_t/p)_1 = (p_t/p)_2$ gilt, erhält man nach Einführung der Schallgeschwindigkeit für ideale Gase $a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T}$ aus Gleichung A.1 den reduzierten Massenstrom zu

$$(\dot{m} \sqrt{T_t/p_t})_1 = (\dot{m} \sqrt{T_t/p_t})_2. \quad (\text{A.3})$$

Unter Berücksichtigung dieser Beziehung kann der im gemessenen Kennfeld abgelegte reduzierte Massenstrom verwendet werden, um den aktuellen in der Motorprozessrechnung gesuchten Massenstrom zu bestimmen. Dafür gilt

$$\dot{m} = \dot{m}_{red} \cdot p_t / \sqrt{T_t}. \quad (\text{A.4})$$

¹In der Literatur werden für diese Größen unterschiedliche Begriffe verwendet. PUCHER verwendet in [7] den Begriff *korrigierte Größen*, MERKER ET AL. hingegen verwenden in [55] den Begriff *bezogene Größen*. Andere Autoren verwenden wiederum den Begriff *reduzierte Größen*, siehe [65, 92, 86, 10]. In dieser Arbeit werden die Begriffe der *reduzierten Größen* übernommen.

Weiterhin gilt aufgrund der Ähnlichkeit zwischen der Strömungsgeschwindigkeit v und der Umfangsgeschwindigkeit u des Laufzeuges

$$u \sim v \sim \dot{m} \cdot T/p. \quad (\text{A.5})$$

Aus der Bedingung nach gleichen Machzahlen folgt nun

$$(u/\sqrt{T_t})_1 = (u/\sqrt{T_t})_2. \quad (\text{A.6})$$

Mit dem Durchmesser D kann u in Abhängigkeit von der Drehzahl n zu $u = D \cdot \pi \cdot n \sim n$ angeschrieben werden. Deshalb gilt für die reduzierte Drehzahl

$$(n/\sqrt{T})_1 = (n/\sqrt{T})_2. \quad (\text{A.7})$$

Demnach kann die im Kennfeld abgelegte reduzierte Drehzahl verwendet werden, um die aktuelle Drehzahl des Turboladers zu berechnen, wenn gilt

$$n = n_{red} \cdot \sqrt{T}. \quad (\text{A.8})$$

Anhang B

Zusätzliche Tabellen und Abbildungen

Tabelle B.1: Eingangsgrößen bzw. Randbedingungen der Voruntersuchung

Messpunkt	p_2 [mbar]	p_3 [mbar]	ψ_A [° NW]	ψ_E [° NW]
1	277	919	-65	62
2	308	919	-56	59
3	359	922	-53	56
4	435	927	-50	53
5	487	931	-49	51
6	558	936	-48	50
7	607	940	-47	49
8	683	947	-45	47
9	731	953	-44	46
10	758	956	-43	46
11	826	973	-44	43
12	860	989	-44	42
13	893	1011	-45	40
14	917	1016	-46	38
15	939	1027	-47	36
16	965	1034	-45	36
17	1013	1051	-43	35
18	1079	1099	-42	34
19	1173	1159	-42	34
20	1271	1241	-42	34
21	1381	1317	-42	34

Tabelle B.2: Kenngrößen des Fahrzeugs des Referenzmodells (R6-Motor)

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	6
Hubraum VM	ccm	2979
Nennleistung VM	kW	225
Drehmoment VM	Nm	400
Masse mit Fahrer	kg	1605
Luftwiderstand $c_w * A$	m^2	0,628
Achsübersetzung	-	3,07

Tabelle B.3: Kenngrößen des R4-Motors

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	4
Hubraum VM	ccm	1995
Nennleistung VM	kW	180
Drehmoment VM	Nm	350

Tabelle B.4: Kenngrößen des Fahrzeugs zur Validierung des Mittelwertmodells

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	4
Hubraum VM	ccm	1995
Nennleistung VM	kW	180
Drehmoment VM	Nm	350
Masse mit Fahrer	kg	1910
Luftwiderstand $c_w * A$	m^2	0,69
Achsübersetzung	-	3,91

Tabelle B.5: Kenngrößen des Hybridfahrzeugs

Bezeichnung	Einheit	Wert
Zylinderzahl	-	4
Hubraum VM	ccm	1995
Nennleistung VM	kW	180
Drehmoment VM	Nm	350
Masse mit Fahrers	kg	2515
Luftwiderstand $c_w * A$	m^2	0,897
Achsübersetzung	-	3,15

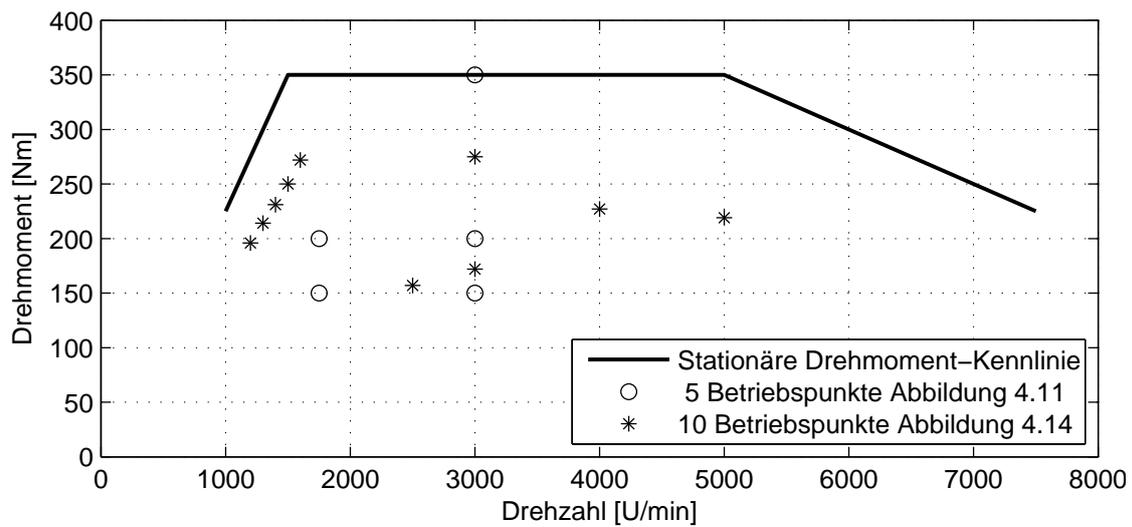


Abbildung B.1: Betriebspunkte des R4-Motors aus den Abbildungen 4.11 und 4.14

Tabelle B.6: Betriebspunkte des R4-Motors aus Abbildung 4.11

Betriebspunkt	n [U/min]	M_{VM} [Nm]
1	3000	350
2	3000	200
3	3000	150
4	1750	200
5	1750	150

Tabelle B.7: Betriebspunkte des R4-Motors aus Abbildung 4.14

Betriebspunkt	n [U/min]	M_{VM} [Nm]
1	6000	300
2	5000	219
3	4000	227
4	3000	172
5	2500	157
6	1600	272
7	1500	250
8	1400	231
9	1300	214
10	1200	196

Tabelle B.8: Basis-Kennfeld der Temperatur nach Ladeluftkühler in Grad Celsius

		Drehzahl [rpm]								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4500	5500	6500
Md [Nm]	0	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	24	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	48	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	72	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	96	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	120	25	25	25	25	25	25	25	25	25
	313	35	38	42	44	46	47	50	50	50
	360	35	38	42	44	46	47	50	50	50
	382	35	38	42	44	46	47	50	50	50
	414	35	38	42	44	46	47	50	50	50
	450	35	38	42	44	46	47	50	50	50

Tabelle B.9: Mit 0,9 skaliertes Basis-Kennfeld der Temperatur nach Ladeluftkühler in Grad Celsius

		Drehzahl [rpm]								
		1000	1500	2000	2500	3000	3500	4500	5500	6500
Md [Nm]	0	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	24	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	48	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	72	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	96	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	120	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5	-5
	313	4	7	10	12	14	15	18	18	18
	360	4	7	10	12	14	15	18	18	18
	382	4	7	10	12	14	15	18	18	18
	414	4	7	10	12	14	15	18	18	18
	450	4	7	10	12	14	15	18	18	18

Anhang C

Leitfaden zur Anwendung der Berechnungsmethodik

Der Leitfaden stellt eine Anleitung für den praktischen Einsatz der erarbeiteten Berechnungsmethodik mit dem Motorprozess-Simulationsprogramm GT-Power dar [21]. Auf die physikalischen Hintergründe wird nur bedingt eingegangen, um die Praxistauglichkeit zu wahren. Zur Vertiefung der Zusammenhänge wird auf die betreffenden Stellen im Hauptteil und der Literatur verwiesen.

Die Idee der Berechnungsmethodik ist die Vorausberechnung einer Motorbedatung mit zyklusgemittelten Größen, um die rechenintensive Lösung der thermodynamischen Bilanzgleichungen für Masse, Energie und Impuls während dem instationären Lastsprung vorwegzunehmen. Die Motorbedatung wird in ein teilphysikalisches Mittelwertmodell (MWM) eingebunden und bietet den Vorteil, dass sich damit die Rechenzeit für einen Lastsprung um den Faktor 30-40 verkürzt, vgl. Tabelle 5.1. Das veränderliche Zylindervolumen wird im MWM durch die Motorbedatung ersetzt, die nun einen kontinuierlichen Massenstrom fördert. Einlass- und Auslasssystem werden durch Behälter und Drosseln repräsentiert. Der Abgasturbolader (ATL) wird durch das Verdichter- und Turbinenkennfeld modelliert. Abbildung C.1 zeigt eine Prinzipskizze des Mittelwertmodells.

Die Bedatung wird mit einem 1D-Ladungswechselmodell (1D-LWM) erzeugt und besteht aus einer Vielzahl stationär gerechneter Motorbetriebspunkte, die im MWM über unabhängige und abhängige Größen miteinander verknüpft sind. Das Vorgehen stützt sich auf die Tatsache, dass für den instationären Beschleunigungsvorgang lediglich die Wirkung des zyklusgemittelten Drehmomentes relevant ist und Effekte wie Antriebsschwingungen, die auf dem zeitlichen Verlauf des Moments innerhalb eines Arbeitszyklus beruhen, nicht im Fokus der Untersuchungen stehen. Weiterer Vorteil ist, dass die stationären Betriebspunkte unabhängig voneinander sind und sich der Berechnungsprozess für die Bedatung dadurch einfach automatisieren und parallelisieren lässt.

Die Berechnungsmethodik gliedert sich in folgende Schritte:

1. Kalibrierung des 1D-Ladungswechselmodell

2. Generierung der Bedatung
3. Zusammenfassung der Luftführung
4. Generierung der Turbinen-Pulsationskennfelder
5. Zusammenbau des Mittelwertmodells

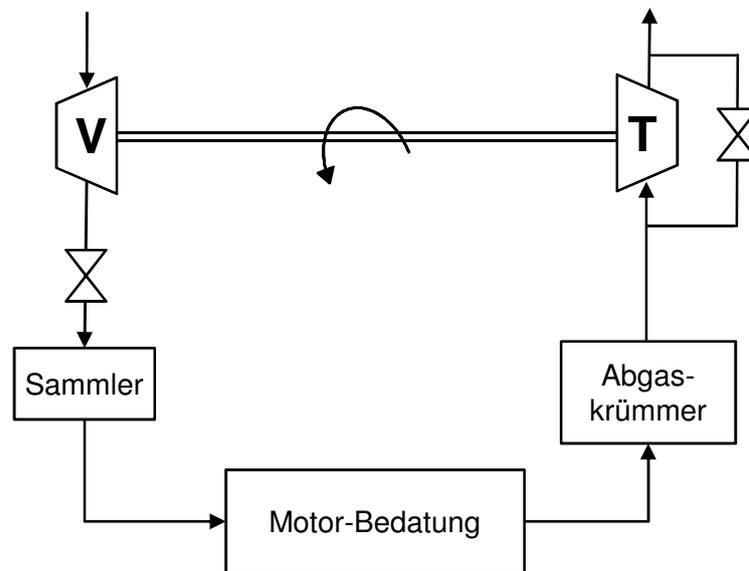


Abbildung C.1: Prinzipskizze Mittelwertmodell

C.1 Kalibrierung des 1D-Ladungswechselmodells

Bevor mit dem 1D-LWM die Bedatung erstellt wird, sollte das Modell mit Messdaten plausibilisiert werden. Der interessierende Betriebsbereich des Motors ist der bei stationären Manövern durchfahrene Betriebsbereich und erstreckt sich von der unteren Teillast (ca. 15 Nm Kupplungsmoment) bis zur Volllast sowie von 1.000 bis 4.000 U/min. Mit heutigen Antriebsauslegungen wird die Motorvolllast nach Lastsprüngen aus 1.000 bis 3.000 U/min Motorstartdrehzahl in allen Gängen vor 4.000 U/min erreicht.

Die zu kalibrierenden Motorgrößen sind die Ausgangsgrößen der späteren Motorbedatung und damit Luftaufwand, indizierter Mitteldruck und Abgastemperatur vor Turbine. Da diese drei Kenngrößen nicht rückwirkungsfrei sind, erfordert die Modellkalibrierung unter Umständen mehrere Durchgänge und sollte in der genannten Reihenfolge durchgeführt werden. Zur Plausibilisierung des 1D-LWM werden weitere Messgrößen vom Motorprüfstand verwendet, insbesondere Drücke und Temperaturen entlang der Ein- und Auslasstrecke des Motors. Weiterführende Hinweise zur Kalibrierung von Motormodellen mit Messdaten können [19] entnommen werden.

Luftaufwand

Die an der Verbrennung teilnehmende Luftmasse ist ein Maß für das vom Motor erreichbare Drehmoment und wird daher als erstes betrachtet. Der Luftaufwand ist proportional zum Luftmassenstrom durch den Motor und wird von den Druckverlusten der Luftführung bestimmt. Aus diesem Grund eignen sich nicht nur gemessene Massenströme sondern auch einlass- und auslassseitige Druckmessungen zum Abgleich des Luftaufwandes. Die wichtigsten Druckmessstellen sind vor/nach Verdichter, nach Ladeluftkühler, nach Drosselklappe, vor/nach Turbine und nach Katalysator. Insbesondere nach Ladeluftkühler sollte auch die gemessene Temperatur betrachtet werden, um die richtige Luftdichte sicherzustellen.

Erfahrungen haben gezeigt, dass die notwendige Diskretisierung der Abgasanlage den vertretbaren Aufwand zur Abbildung der Druckverluste häufig übersteigt. Deshalb wird vielfach auf eine vereinfachte Modellierung zurückgegriffen und ist es notwendig die Reibungskoeffizienten einzelner Rohrelemente anzupassen oder zusätzliche Drossелеlemente zu verwenden, um den gewünschten Druckverlust in der Abgasanlage darzustellen. Der letztlich resultierende Abgasgedruck begrenzt die durchsetzbare Luftmenge. Deswegen eignen sich die Druckverluste der Abgasanlage zur Abstimmung des Luftaufwandes.

Indizierter Mitteldruck

Der indizierte Mitteldruck ist ein Maß für die verfügbare Nutzarbeit des Motors. Unter Annahme der richtig berechneten Luftmenge und einer durch das Verbrennungsluftverhältnis vorgegebenen Kraftstoffmenge hängt der indizierte Mitteldruck noch von der Energieumsetzung im Zylinder ab. Im 1D-LWM wird die Energieumsetzung (Verbrennung) durch die Parameter Schwerpunktlage der Verbrennung, Brenndauer und Formfaktor (Wiebebedatung) beschrieben. Die höchste Empfindlichkeit besitzt der indizierte Mitteldruck gegenüber der Schwerpunktlage der Verbrennung. Bei Vorentwicklungsprojekten in denen noch keine Messdaten vom Motorenprüfstand zur Verfügung stehen, wird die Bedatung für die Verbrennung von ähnlichen Motoren abgeleitet. Unter Umständen ist dann eine Anpassung der Wiebeparameter erforderlich. Deshalb wird der indizierte Mitteldruck durch die Verschiebung der Schwerpunktlage kalibriert.

Abgastemperatur vor Turbine

Die Abgastemperatur vor Turbine wird zur Berechnung des Enthalpiegefälles an der Turbine benötigt. Unter der Annahme, dass die Verbrennung zum richtigen Zeitpunkt eingeleitet wird, verbleibt der Wandwärmeübergang zwischen Motor und Turbine zur Kalibrierung der Abgastemperatur. Aus Verbrauchs- und Emissionsgründen sowie um ein gutes Ansprechverhalten zu erreichen, wird der Abgaskrümmen möglichst kurz und verlustfrei gestaltet. Aus diesem Grund ist der Wärmestrom in der Abgasanlage gering im Vergleich zum Wärmestrom an den Zylinderwänden. Demzufolge wird der Wärmeübergangskoeffizient im Brennraum zur Kalibrierung der Abgastemperatur verwendet.

C.2 Generierung der Bedatung

Aufgabe der Bedatung ist die Bereitstellung des Antriebsmomentes und die Abbildung des Motorprozesses durch die Verknüpfung der unabhängigen und abhängigen Größen. Um mit der gleichen Bedatung unterschiedliche Nebenaggregate und Reibungsverhältnisse am Motor darzustellen, wird der indizierte Mitteldruck als Lastgröße ausgegeben.

Zusätzlich zu einer gegenüber dem 1D-LWM verkürzten Rechenzeit besteht die Anforderung mit einer Motorbedatung die Auswirkungen verschiedener ATL bei unverändertem Grundmotor (Kurbel- und Ventiltrieb) zu untersuchen. Deshalb erfolgt eine Trennung von Bedatung und ATL durch einen Schnitt um den Grundmotor herum. Das Freischneiden ermöglicht die Wiederverwendung der Motorbedatung für verschiedene ATL unter der Voraussetzung, dass die Motorbedatung um die Schnittgrößen erweitert wird. Gemeinsame physikalische Schnittgröße von Grundmotor und ATL ist die durchgesetzte Luftmasse bzw. der Luftaufwand, da die beiden Maschinen nur thermodynamisch und nicht mechanisch gekoppelt sind.

Der Zusammenhang zwischen Auslass- und Einlassseite wird beim turboaufgeladenen Motor durch die 1. Turboladerhauptgleichung beschrieben, siehe Gleichung 2.24. Diese Gleichung drückt das Druckverhältnis am Verdichter in Abhängigkeit vom Zustand an der Turbine aus. Nachdem das Turbinendruckverhältnis aus dem durchgesetzten Massenstrom und den Turbinenkennfeldern resultiert, verbleibt die Abgastemperatur vor Turbine als letzte benötigte Schnittgröße. Somit sind indizierter Mitteldruck, Luftaufwand und Abgastemperatur vor Turbine die drei abhängigen Größen der Motorbedatung.

Um nun die instationäre Motordynamik abzubilden, werden noch die unabhängigen Eingangsgrößen der Bedatung benötigt. Dies sind diejenigen Größen, welche eine nennenswerte Änderung der abhängigen Größen hervorrufen und für die Motordynamik verantwortlich sind. Maßgeblich für den Luftaufwand sind die Motordrehzahl und der Druck im Sammler. Die Motorlast (indizierter Mitteldruck) wird je nachdem ob der Motor saugmotorisch oder aufgeladen arbeitet, vom Hub der vollvariablen Einlassventile (VVT) bzw. dem Winkel der Waste-Gate-Klappe bestimmt.

Daneben kann der indizierte Mitteldruck durch die Verstellung der Ventilspreizungen positiv beeinflusst werden, weil sich dadurch das Ausspülen von Restgas aus dem Zylinder verbessert. Beim Spülvorgang sinkt der Abgasgegendruck zwischen den Druckbergen zwei benachbarter Zündungen kurzzeitig unter den Einlassdruck im Sammler, siehe Abbildung 2.3. Das resultierende positive Spülgefälle unterstützt das Ausschleichen von Restgas aus dem Zylinder, wenn es in der Phase der Ventilüberschneidung anliegt. Dadurch verbessert sich im nachfolgenden Arbeitszyklus die Füllung mit Frischluft und damit der Drehmomentaufbau. Die Ausprägung der Abgaspulsation wird vom Aufstauverhalten der Turbine mitbestimmt (Verweis). Der Spülvorgang und der gesamte Ladungswechsel hängen also von der Größe der Turbine und ihrer Drosselwirkung ab.

Deshalb wird im Modell für die Generierung der Bedatung die Turbine durch eine Drossel mit konstantem Querschnitt ersetzt. Um anschließend mit der Bedatung verschieden große ATL zu kombinieren, ist der Querschnitt der Ersatzdrossel weitere unabhängige Größe.

Tabelle C.1 zeigt zusammenfassend die unabhängigen und abhängigen (kursiv) Größen der Bedatung. Durch die Eingriffsmöglichkeiten der Motorsteuerung in die Prozessführung des Verbrennungsmotors existieren weitere Stellgrößen, welche die Drehmomentbildung beeinflussen. Die hier aufgezählten unabhängigen Größen wurden durch die Sensitivitätsanalyse in Abschnitt 4.2 als die für das Instationärverhalten signifikanten Größen herausgearbeitet.

Tabelle C.1: Unabhängige und abhängige Größen (kursiv) der Motorbedatung

Bezeichnung	Einheit
Drehzahl	U/min
Einlassdruck im Sammler	bar
Exzenterwinkel VVT	°
Winkel Waste-Gate-Klappe	°
Auslassspreizung	°KW
Einlassspreizung	°KW
Querschnitt Ersatzdrossel	mm
<i>indizierter Mitteldruck</i>	<i>bar</i>
<i>Luftaufwand</i>	-
<i>Abgastemperatur vor Turbine</i>	<i>°C</i>

Zur Generierung der Bedatung wird nun mit den sieben unabhängigen Größen ein statistischer Versuchsplan (Design of Experiments) aufgesetzt. Diese Methode versucht unter Einbeziehung statistischer Funktionen den Versuchsaufwand zu verringern und aus einer minimalen Anzahl an Experimenten möglichst viel Information über den gesamten Versuchsraum zu gewinnen. Dafür wird der Latin-Hypercube-Algorithmus verwendet [83, 72]. Er eignet sich für Versuchspläne bei denen a priori wenig über das Versuchsergebnis bekannt ist und daher den Versuchsraum raumfüllend abdeckt. Zum Abgrenzen des Versuchsraums wird für jede unabhängige Größe der Variationsbereich (Minimal- und Maximalwert) angegeben.

Zuletzt wird die Versuchspunkteanzahl festgelegt. Um die minimal notwendige Anzahl zu identifizieren, wurden mehrere Versuchsreihen mit unterschiedlicher Anzahl durchgeführt. Für sieben unabhängige Größen kommt es ab 3.500 Versuchspunkten zu keiner Verbesserung der Ergebnisgenauigkeit der neuronalen Netze, vgl. Abbildung 4.22. Um die neuronalen Netze mit zusätzlichen unabhängigen Versuchspunkte zu testen, werden 500 Versuchspunkte hinzugefügt.

Die Berechnung der Bedatung kann in GT-Power parallelisiert werden, indem die insgesamt 4.000 Versuchspunkte in mehrere Pakete z.B. mit äquidistanten Drehzahlab-

schnitten (1000 bis 2000 U/min, 2000 bis 3000 U/min, usw.) unterteilt werden und deren Berechnung gleichzeitig angestoßen wird. Aus der Datenmenge werden abschließend drei einzelne neuronale Netze für Luftaufwand, indizierten Mitteldruck und Abgastemperatur erzeugt. Die Struktur der KNN ist in Abschnitt 4.3.5 beschrieben und die Verwendung von KNN in GT-Power wird in [20] erläutert.

C.3 Zusammenfassung der Luftführung

Im Mittelwertmodell entsteht die Motordynamik durch das Befüllen und Entleeren der Behälter. Dafür werden Abschnitte der eindimensional modellierten Luftführung zu Behälterobjekten *FlowSplitGeneral* mit äquivalentem Volumen und Oberfläche zusammengefasst. Dafür steht in GT-Power die Funktion *Volume and Surface Area* bereit mit der Volumen und Oberflächen mehrerer markierter Fluidobjekte aufaddiert werden. Die Ein- und Austrittsdurchmesser des Behälters können aus dem 1D-LWM übernommen werden insofern es sich um einen einflutigen Strömungsabschnitt handelt. Verzweigt sich die Luftführung wie beispielsweise beim Übergang vom Sammler zu den Einlasskanälen, wird ein äquivalenter Querschnitt nach Gleichung C.1 berechnet.

$$d = \sqrt{\sum_{i=1}^n d_i^2} \quad (\text{C.1})$$

Im zweiten Schritt werden die Druckverluste der Luftführung durch Drosseln zwischen den Behältern abgestimmt. Dafür wird der Betriebspunkt mit dem höchsten Massendurchsatz (max. Last und max. Drehzahl) betrachtet, da hier der stärkste Druckverlust auftritt. Aus dem 1D-LWM werden die konstanten Werte für indizierten Mitteldruck, Luftaufwand, Abgastemperatur, WG-Position und ATL-Drehzahl ausgelesen und dem MWM aufgeprägt. Um Einlass- und Auslassseite der Luftführung voneinander zu entkoppeln, wird im MWM die Trägheit des Turboladerlaufzeuges entfernt und sowohl an Verdichter als auch Turbine mit dem Objekt *SpeedBoundaryRot* die konstante ATL-Drehzahl eingestellt. Im 1D-LWM wird nun für jeden Abschnitt der Luftführung, der zu einem Behälter zusammengefasst ist, die Druckdifferenz abgelesen und im MWM durch eine zusätzliche Drossel nachgebildet. Zur Iteration des gesuchten Drosseldurchmessers wird der direkte Optimierer von GT-Power verwendet.

C.4 Generierung der Turbinen-Pulsationskennfelder

Sowohl das Schluckvermögen als auch der Wirkungsgrad der Turbine besitzen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis eine nichtlineare Charakteristik. Bei Beaufschlagung

mit einem pulsierenden Massenstrom ergibt sich deshalb gegenüber stationärer Durchströmung eine scheinbare Verkleinerung der Turbine. Dieses Phänomen veranschaulicht Abbildung C.2. Bei Annahme einer pulsierenden Beaufschlagung mit dem zwischen π_{min} und π_{max} gleichverteilten Druckverhältnis $\tilde{\pi}$ stellt sich in der Turbine der mittlere Massenstrom $\bar{\dot{m}}(\tilde{\pi})$ ein. Das ist der über ein Arbeitsspiel gemittelte Massenstrom, der nicht auf der Durchsatzkennlinie selbst sondern auf dem Schwerpunkt (1) der Strecke zwischen (1a) und (1b) liegt. Bei Beaufschlagung mit einem über das Arbeitsspiel konstanten Druckverhältnis $\bar{\pi}$ ergibt sich dagegen der größere Massenstrom $\dot{m}(\bar{\pi})$, der dem Punkt (2a) auf der Durchsatzkennlinie entspricht. Die beiden mittleren Massenströme unterscheiden sich also, je nachdem ob zuerst das Druckverhältnis zu $\bar{\pi}$ gemittelt wird und aus dem Kennfeld ein einzelner Massenstrom $\dot{m}(\bar{\pi})$ ausgelesen wird oder ob für das pulsierende Druckverhältnis $\tilde{\pi}$ mehrere Massenstromwerte abgerufen werden und diese anschließend zu $\bar{\dot{m}}(\tilde{\pi})$ gemittelt werden.

Im MWM kann der zu groß angenommene Massenstrom durch einen Massenfaktor f_m korrigiert werden. Dieser berechnet sich aus dem Verhältnis der mittleren Massenströme zu

$$f_m = \frac{\bar{\dot{m}}(\tilde{\pi})}{\dot{m}(\bar{\pi})} = \frac{\frac{1}{720} \sum_{i=1}^{720} \dot{m}(\pi_i)}{\dot{m}(\bar{\pi})}. \quad (C.2)$$

Die Zahlenwerte des Massenfaktors sind aufgrund des nach rechts gekrümmten Verlaufs der Durchsatzkennlinie immer kleiner oder gleich eins.

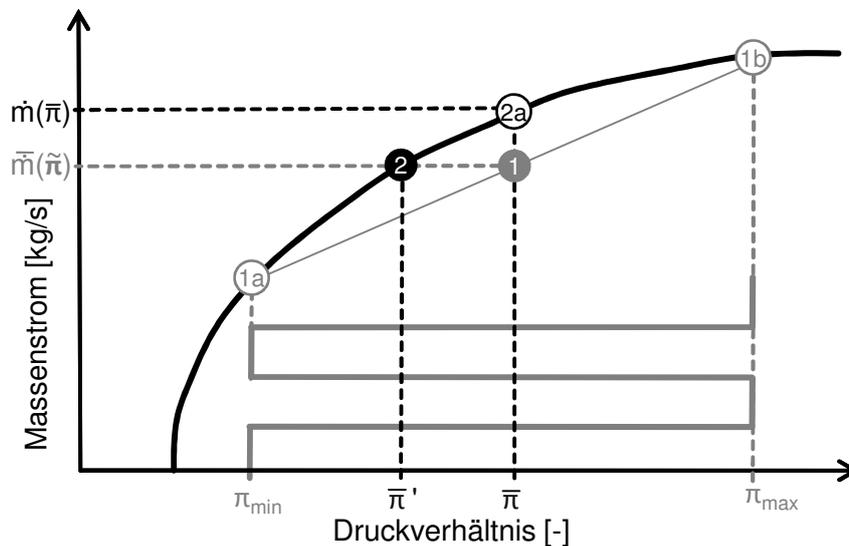


Abbildung C.2: Berechnung des Massenfaktors

Durch Multiplikation mit dem Massenfaktor stellt sich im MWM gegenüber der pulsierenden Beaufschlagung ein geringeres Druckverhältnis $\bar{\pi}'$ ein, weil sich der Arbeitspunkt der Turbine entlang der Durchsatzkennlinie zu Punkt (2) verschiebt. Weiterhin unterscheidet sich auch der Turbinenwirkungsgrad je nachdem ob das Kennfeld mit einem

gemittelten oder einem pulsierenden Druckverhältnis ausgewertet wird, siehe Abbildung C.3. Im MWM wird der Wirkungsgrad immer zu groß angenommen, da seine Kennlinie über dem Druckverhältnis ebenfalls eine nach rechts gekrümmte Form besitzt. Es bietet sich daher an in einem weiteren Faktor die abweichenden Turbinenleistungen ins Verhältnis zu setzen und darin sowohl das gemittelte Druckverhältnis $\bar{\pi}'$ als auch den zu groß angenommenen Wirkungsgrad $\eta(\bar{\pi})'$ zu berücksichtigen. Dieser Leistungsfaktor f_P berechnet sich dann aus dem Verhältnis der mittleren Turbinenleistungen zu

$$f_P = \frac{\bar{P}(\bar{\pi})}{P(\bar{\pi}')} = \frac{\frac{1}{720} \sum_{i=1}^{720} [\dot{m}(\pi_i) \cdot \Delta h(\pi_i) \cdot \eta(\pi_i)]}{\dot{m}(\bar{\pi}') \cdot \Delta h(\bar{\pi}') \cdot \eta(\bar{\pi}')} \quad (\text{C.3})$$

Die Zahlenwerte für den Leistungsfaktor können sowohl kleiner als auch größer eins sein wie in Abbildung 4.19 gezeigt wurde, je nachdem ob der Einfluss des Wirkungsgrades oder Druckverhältnisses überwiegt.

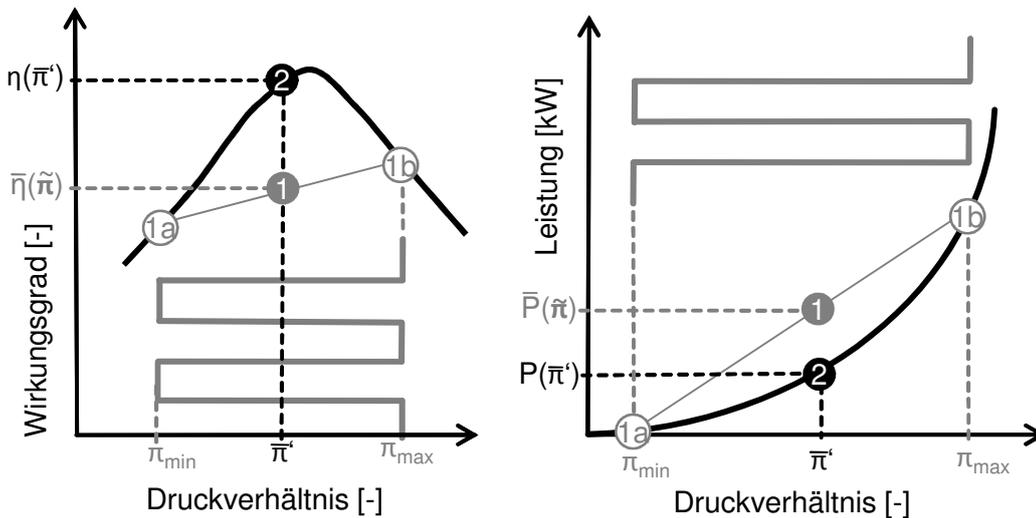


Abbildung C.3: Berechnung des Leistungsfaktors

Der Wert für Massen- und Leistungsfaktor resultiert also zum einen aus der Charakteristik der Turbinenkennfelder, zum anderen aus der Abgaspulsation. Die Form der Abgaspulsation ergibt sich aus dem Zusammenspiel von ATL und Verbrennungsmotor und ist sowohl last- als auch drehzahlabhängig. Deshalb werden für die Berechnung der Pulsationsfaktoren Betriebspunkte ausgewertet, die den gesamten Drehzahlbereich des Motors und den aufgeladenen Lastbereich abdecken. Dafür wurde ein Matlabskript geschrieben, welches nacheinander die Turbinenkennfelder aufbereitet, die Motordaten einliest und daraus die Pulsationkennfelder in Abhängigkeit von Sammlerdruck (Last) und Motordrehzahl erstellt. Für jede Turbine müssen eigene Kennfelder des Massen- und Leistungsfaktors bestimmt werden, da die Turbinengröße eine Rückwirkung auf die Abgaspulsationen ausübt, vgl. Abbildung 4.10.

C.5 Aufbau des Mittelwertmodells

Im letzten Schritt werden die zuvor erstellten Komponenten zu einem funktionsfähigen Mittelwertmodell zusammengebaut, dessen vereinfachter Signalfluss in Abbildung C.4 dargestellt ist. Dafür werden die unabhängigen Größen Motordrehzahl n_{KW} und Sammlerdruck p_2 im Modell durch Sensoren abgegriffen und sowohl den neuronalen Netzen für Luftaufwand λ_a , indizierten Mitteldruck p_{mi} und Abgastemperatur vor Turbine T_3 als auch den Pulsationskennfeldern für Massenfaktor f_m und Leistungsfaktor f_P als Eingänge zugeführt. Die abhängigen Größen der Bedatung sind die Ausgänge der neuronalen Netze und werden mit dem Mittelwertzylinder verbunden. Massenfaktor und Leistungsfaktor werden mit dem Turbinenobjekt verknüpft. Zur Kopplung des Motors mit dem Antriebsstrang werden indiziertes Drehmoment M_i und Motordrehzahl mit dem Objekt für die Fahrzeugschnittstelle (Co-Simulation) verbunden. Für die instationäre Verstellung von Einlass- und Auslassspreizung wird ein Kennfeld in Abhängigkeit von Zylinderfüllung und Motordrehzahl hinterlegt. Die Querschnittsfläche der Ersatzdrossel wird in Abhängigkeit vom maximalen Massendurchsatz der verwendeten Turbine mit der Kennlinie aus Abbildung 4.13 bestimmt. Der Durchmesser des Waste-Gate-Ventils und der Hub der vollvariablen Einlassventile dienen der Lastregelung in Abhängigkeit vom Fahrpedal bzw. der Sammlerdruck-Regelung.

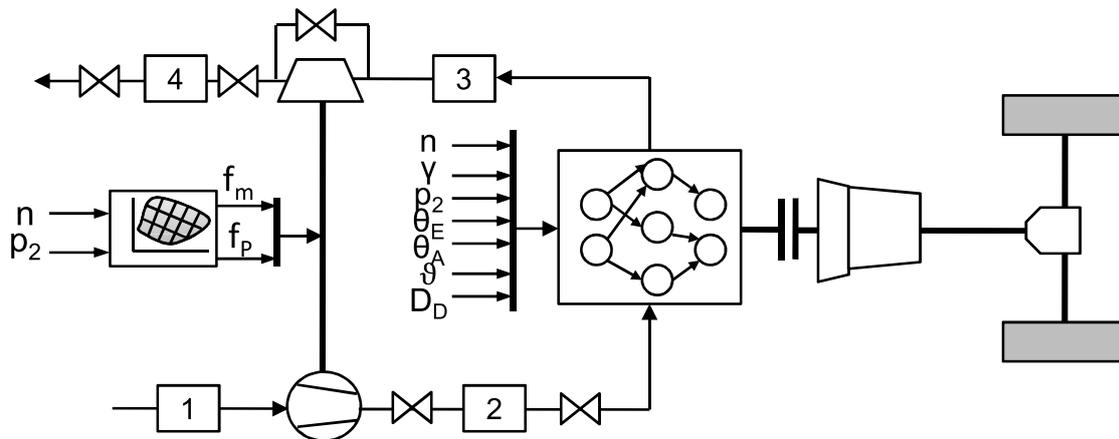


Abbildung C.4: Vereinfachter Signalfluss im Mittelwertmodell