

Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme
Technische Universität München
Professor Dr.–Ing. Dr.–Ing. h.c. D. Schröder

Alexander Kleimaier

Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen



Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme
Technische Universität München

Optimale Betriebsführung von Hybridfahrzeugen

Alexander Kleimaier

Vollständiger Abdruck der von der Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik der Technischen Universität München zur Erlangung des akademischen Grades eines

Doktor-Ingenieurs

genehmigten Dissertation.

Vorsitzender: Univ.-Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner

Prüfer der Dissertation:

1. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h.c. Dierk Schröder
2. Univ.-Prof. Dr.-Ing. Dietrich Naunin, i.R.

Technische Universität Berlin

Die Dissertation wurde am 12.5.2003 bei der Technischen Universität München eingereicht und durch die Fakultät für Elektrotechnik und Informationstechnik am 8.12.2003 angenommen.

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der Technischen Universität München. Die Arbeit wurde im Rahmen des von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Sonderforschungsbereiches SFB 365 "Umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge" durchgeführt. Sie soll als wissenschaftlicher Beitrag künftigen Projekten helfen, Automobile mit Hybridantrieb um einen weiteren Schritt effizienter und umweltverträglicher zu gestalten.

Meinen besonderen Dank möchte ich dem Leiter des Lehrstuhls, Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr.-Ing. h. c. Dierk Schröder aussprechen, der die Anregung zu dieser Arbeit gegeben hat und der die Voraussetzungen für eine Forschungsarbeit auf interdisziplinärem und sehr anspruchsvollem Gebiet geschaffen hat. Die Arbeitsbedingungen waren hervorragend und ermöglichten einen sehr fruchtbaren Austausch mit Lehrstühlen anderer Fachbereiche. Besonders schätzte ich dabei die Möglichkeit, mir das Fachwissen weiterer Gebiete der Ingenieurwissenschaften erschließen zu können. In diesem Zusammenhang geht mein Dank auch an Herrn Prof. Dr. rer. nat. Oskar von Stryk, der mit der Bereitstellung seines Optimierungsprogrammes "DIRCOL" einen wichtigen Beitrag zur Realisierung unseres Projektes geliefert hat. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dietrich Naunin möchte ich für die Übernahme des Koreferates und für das entgegengebrachte Interesse an dieser Arbeit danken. In gleicher Weise gebührt mein Dank Herrn Prof. Dr.-Ing. Ulrich Wagner für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Die Arbeit am Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme und im SFB war durch eine sehr gute Atmosphäre und ein sehr fruchtbares Umfeld geprägt. An dieser Stelle möchte ich allen meinen Kollegen für die gute und teilweise sehr freundschaftlich geprägte Zusammenarbeit danken, insbesondere Herrn Dipl.-Ing. Claus Müller, der meine Arbeit bei der Implementierung am Universalprüfstand des Autarken Hybrid ganz wesentlich unterstützte. Der gegenseitige Austausch und die häufige, offene Diskussion über verschiedene Aspekte der Antriebstechnik stellen sicherlich eine dauerhafte Bereicherung dar. Abschließend möchte ich meinen Eltern danken, die mein Studium gefördert und vor allem finanziert haben, und damit den Grundstein zu dieser Arbeit gelegt haben.

Germering, im Mai 2003

A. Kleimaier

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit zur optimalen Betriebsführung von Hybridfahrzeugen umfaßt die Entwicklung neuer Methoden zur optimalen Steuerung von Hybridantrieben und die Erstellung entsprechender Modelle für den Antriebsstrang und das Emissionsverhalten. Die Methoden wurden am Beispiel des Autarken Hybrid der TUM umgesetzt, für den die erzielbaren Verbrauchs- und Emissionswerte sowie Fragestellungen zur optimalen Auslegung untersucht wurden.

Der erste Schritt dieser Arbeit bestand in der Weiterentwicklung des offline einsetzbaren dynamischen Optimierungsverfahrens. Mit einer angepaßten Problemformulierung und der Vorgabe von Anfangswerten wurde es möglich, die optimale Steuertrajektorie für einen gegebenen Fahrzyklus zu berechnen. Dabei konnte der minimale Verbrauch bei ausgeglichener Ladezustandsbilanz bestimmt werden. Im zweiten Arbeitsschritt wurde ein Verfahren zur Onlineoptimierung entwickelt. Es kann für die Realtime-Steuerung des Autarken Hybrid in den Fahrzeugregler implementiert werden und stellt eine Alternative zu den bisher verwendeten Betriebsstrategien dar. Die Onlineoptimierung basiert auf einer Gütefunktion, welche von der Minimierung der Antriebstrangverlustleistung ausgeht, die um den Energieaustausch mit der Traktionsbatterie korrigiert wird. Die Problematik von Lastpunktanhebung und Speicherverlusten kann damit hinreichend genau abgebildet werden. Im dritten Schritt wurde das Emissionsverhalten des Verbrennungsmotors betrachtet. Wie bei den Optimierungsrechnungen wurde sowohl der im Fahrzeug verbaute TD als auch ein moderner TDI betrachtet. Für den TD waren Prüfstandsmessungen möglich, für den TDI wurde ein Simulationsmodell erstellt. Dabei handelt es sich um ein Mittelwertmodell mit der Nachbildung der Wärmeübergänge im Motor und in der Abgasanlage sowie der Modellierung des Turboladers und der AGR. Für die Berechnung des Umsatzverhaltens im Oxidationskatalysator wurde ein Reaktionskinetikmodell angesetzt.

Für den Autarken Hybrid wurden unterschiedliche Motorvarianten sowie die optimale Auslegung der E-Maschine untersucht. Das erzielbare Einsparpotential beträgt für beide Motorvarianten etwa 15 % im NEFZ, wobei im reinen Stadtverkehr bis zu 30 % erreicht werden können. Die optimalen Leistungsgrenzen der E-Maschine liegen zwischen 12 und 16 kW. Eine kleinere Nennleistung (z.B. 8 kW) mit entsprechender Überlastfähigkeit ist möglich. Die Emissionswerte liegen im Hybridbetrieb günstiger, mit Ausnahme der NO_x -Produktion des TDI, die stark erhöht ist und die eine Nachbehandlung erfordert. Das Wärmespeicherverhalten der Katalysatoren reicht aus, um bei Taktbetrieb ein Auskühlen der Abgasanlage zu verhindern.

Abstract

The title of this thesis is “the optimum operation of hybrid vehicles“. The objective was the development of new methods for the optimal control of hybrid drives and the modelling of the driveline including the combustion engine’s emission behaviour. The methods were used to analyze and to optimize the TUM’s Autark Hybrid Vehicle. The optimum values of fuel consumption and the resulting exhaust emissions were determined as well as the optimum rating of components.

In a first step, the research about the so called “offline optimization method“ was continued to obtain fundamental results by simulation. This method uses optimal control theory to calculate the hybrid powertrain’s control trajectory for a given driving cycle. The objective was the minimum possible fuel consumption, with the boundary condition of an equalized state of charge of the traction battery over the driving cycle. In a second step, a new optimization method for the realtime control of hybrid vehicles was developed, which can be implemented into the vehicle’s controller system. This “online optimization“ bases on the minimization of the powertrain’s power losses in each discretized point of time. The balance of power losses is modified by the internal power of the traction battery to solve the problem of the torque split between combustion engine and electric motor correctly. Besides fuel consumption, the emission behaviour as the second important aspect has to be considered. The objective was a direct comparison between the engine operation at a conventional passenger car and the optimized engine operation in the hybrid vehicle. The TD engine, which is actually implemented in the Autark Hybrid’s driveline, could be investigated by measurement at the teststand. In addition, the emission behaviour of a modern TDI engine was studied by simulation. Therefore, the modelling of the combustion engine’s thermal behaviour was necessary as well as the development of a model for the heat transfer and the reaction kinetics in the catalyts.

If the Autark Hybrid Vehicle is compared to a conventional car with the same combustion engine, the fuel saving potential in the NEDC would reach a level of 15 % for both the TD and the TDI. In the ECE-Citycycle part of the NEDC, up to 30 % are possible. The optimum rating of the electric drive needs an upper power limit of 12 to 16 kW. If overload operation is possible, the rated power can be set to a smaller value, e.g. an 8 kW-engine can be used. The emission values of CO and HC are significantly reduced at the Hybrid, and the temperature level in the catalyts reaches normal values. The NO_X -production of the TDI engine may be a problem, because it increases significantly at hybrid operation and needs an aftertreatment by an additional SCR-catalyst.

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	1
1.1	Der Autarke Hybrid der TU München	2
1.2	Weitere Hybridkonzepte	4
1.2.1	Parallelhybrid	4
1.2.2	Serienhybrid	7
1.2.3	Leistungsverzweigter Hybrid	7
1.3	Zur grundsätzlichen Problematik des Hybridbetriebs	9
1.4	Zur Rekuperation von Bremsenergie	10
2	Offlineoptimierung	15
2.1	Das dynamische Optimierungsverfahren	16
2.1.1	Allgemeine Problemformulierung	17
2.1.2	Das Optimierungsprogramm DIRCOL	20
2.1.3	Problemformulierung für den Autarken Hybrid	26
2.1.4	Die Wirkungsgradkennfelder der Problemformulierung	31
2.2	Eine Betriebsstrategie für die Anfangswertberechnung	35
2.3	Durchführung der Optimierungsrechnungen	40
2.3.1	Lokales oder globales Optimum: Das “Flache Minimum“	43
2.3.2	Optimierung von Designparametern	46
3	Onlineoptimierung	49
3.1	Rahmenbedingungen	49
3.2	Ansatz für die Onlinegütefunktion	52
3.2.1	Untersuchung der Gütefunktion	57
3.2.2	Minimierung der Gütefunktion	62
3.3	Simulationsmodell für die Onlineoptimierung	62
3.4	Test des Verfahrens in der Simulation	65
3.4.1	Einfluß der Gütefunktion-Parametrierung	68

3.4.2	Einfluß der Nebenverbraucherleistung	72
3.5	Test des Verfahrens am Prüfstand	73
4	Betriebsführung und Auslegung	79
4.1	Randbedingungen für die Untersuchungen	79
4.2	Untersuchung der optimalen Betriebsführung	81
4.3	Untersuchung der optimalen Auslegung	91
4.4	Validierung der Onlineoptimierung am Prüfstand	96
4.5	Zyklusverbräuche für unterschiedliche Fahrprofile	104
5	Abgasmodellierung	107
5.1	Einführung	107
5.2	Der Wärmeübergang in Abgasrohren	114
5.2.1	Einwandrohrmodell	114
5.2.2	Zweiwandrohrmodell	123
5.3	Mittelwertmodell für einen TDI-Motor	128
5.3.1	Ansauglufttrakt mit AGR	129
5.3.2	Abgastrakt mit ATL	134
5.3.3	Methoden für den Modellabgleich und Simulationstest	140
5.4	Modellierung des Betriebsverhaltens von Abgasanlagen	145
5.4.1	Wärmeübergang im Katalysator	146
5.4.2	Reaktionskinetikmodell für einen 3-Wege-Katalysator	149
5.4.3	Umparametrierung für einen Oxidationskatalysator	165
5.4.4	Umsatzkurvenmodell für einen SCR-Katalysator	166
6	Emissionsverhalten	169
6.1	Ergebnisse für den TDI-Motor	169
6.1.1	Analyse der Emissionswerte	169
6.1.2	Analyse der Zeitverläufe	173
6.1.3	Analyse der NO _x -Rohemissionen	176
6.2	Ergebnisse für den TD-Motor	177
6.2.1	Prüfstandsaufbauten zur Vermessung	177
6.2.2	Analyse der Ergebnisse	178

6.2.3	Abgaswerte im realisierten Zustand	181
7	Zusammenfassung und Ausblick	183
7.1	Inhalt und Ergebnisse	183
7.2	Ausblick	187
Symbolverzeichnis		189
Bilderverzeichnis		193
Tabellenverzeichnis		197
Literaturverzeichnis		199

1 Einführung

Hybridfahrzeuge werden hauptsächlich mit der Motivation gebaut, gegenüber konventionellen Kraftfahrzeugen eine Verbesserung in den Punkten Verbrauch, Emissionen oder auch Komfort erzielen zu können. Vor allem die Realisierung eines geringeren Energieverbrauches steht häufig im Vordergrund, und das erzielbare Einsparpotential dient als Maß für die Bewertung des Hybridkonzeptes. Ein hybrider Antriebsstrang besitzt im Vergleich zu einem konventionellen Kfz einen oder mehrere zusätzliche Freiheitsgrade. Um die angeführten Ziele erreichen zu können, ist die Nutzung dieser Freiheitsgrade in Form einer optimalen Betriebsführung erforderlich. Daher ist der Entwurf von Regelstrategien bzw. Optimierungsverfahren ein ganz zentraler Punkt bei der Verwirklichung eines Hybridkonzeptes. Dies ist auch das Hauptanliegen der vorliegenden Arbeit. Grundlage für die Untersuchung einer optimalen Betriebsführung sind entsprechende Simulationsmodelle für den Hybridantriebsstrang und den Verbrennungsmotor, die daher einen weiteren Schwerpunkt darstellen.

In der Arbeit wurden zum einen Methoden entwickelt: das Optimierungsverfahren für die Offlineuntersuchung, die Onlineoptimierung sowie die Modellierung des Emissionsverhaltens von Dieselmotoren, die nur mit sehr großen Aufwand möglich war. Zum anderen wurden Ergebnisse für den Autarken Hybrid berechnet und Aussagen über die optimale Betriebsführung, die Einsparpotentiale, die Antriebsstrangauslegung und das Emissionsverhalten im Hybridbetrieb getroffen. Nach einer Einführung werden zunächst in den Kapiteln 2, 3 und 5 die Methoden behandelt, die prinzipiell auch auf andere Hybridvarianten anwendbar sind. In den Kapiteln 4 und 6 werden dann die Ergebnisse für den Autarken Hybrid dargestellt und analysiert, die durch Simulation und durch Messung an den Prüfständen des SFB 365 ermittelt wurden.

Als Hauptziel für die Entwicklung von Hybridfahrzeugen wurde die Verringerung von Verbrauch und Emissionen angesprochen. Motivation hierfür können sowohl wirtschaftliche Faktoren (ein etwaiger Anstieg der Kraftstoffpreise) als auch gesetzgeberische Anstöße (noch weiter verschärfte Abgasrichtlinien) sein. Hybridkonzepte sind jedoch wegen der höheren Komplexität mit einem erheblichen Aufwand an

Mehrkosten verbunden. Ebenso muß die Zuverlässigkeit im realen Betrieb gegeben sein, was vor allem bei der Haltbarkeit der Traktionsbatterie immer noch problematisch sein kann. Die Automobilindustrie in Deutschland ging bisher den einfacheren Weg und hat versucht, die angesprochenen Ziele zunächst durch die Verbesserung der konventionellen Technik zu erreichen. Beim Dieselmotor war dies die Einführung des TDI, beim Ottomotor ist dies die Direkteinspritzung bzw. der variable Ventiltrieb. Damit ließen bzw. lassen sich beachtliche Verbrauchseinsparungen von bis zu 20 % erzielen. Allerdings wird ein Teil dieser Einsparungen wieder durch zusätzlichen Komfort wie z.B. die Klimaanlage oder die Steigerung der Sportlichkeit kompensiert. Auch die Emissionswerte konnten durch verschiedene Maßnahmen drastisch gesenkt werden.

Ist jedoch in Zukunft die Umsetzung weiterer Verbesserungspotentiale erforderlich, können Hybridfahrzeuge einen bedeutenden Betrag leisten. Möglicherweise ist dann auch ein Teil der erforderlichen Hardware schon serienmäßig vorhanden: Werden aufgrund des gestiegenen elektrischen Energieverbrauches im Kfz leistungsfähigere Bordnetzsysteme und elektrische Maschinen eingesetzt (z.B. Startergeneratoren), so ist der Schritt zur Realisierung eines einfachen Parallelhybrids erheblich kleiner. Verbrauchseinsparungen von bis zu 30 % im Stadtverkehr wären bereits mit dem Autarken Hybrid realisierbar.

1.1 Der Autarke Hybrid der TU München

An der TU München wurde im Rahmen des von der DFG finanzierten Sonderforschungsbereiches SFB 365 ein Hybridfahrzeug mit der Bezeichnung "Autarker Hybrid" entwickelt. Die Struktur des Antriebstranges ist in Bild 1.1 dargestellt. Es handelt sich um einen Parallelhybrid mit einem 55 kW-Turbodieselmotor (TD) und einer relativ klein dimensionierten E-Maschine von 8 kW Nennleistung. Als Getriebe dient ein sogenanntes i^2 -CVT. Dieses kontinuierlich verstellbare Getriebe (Continuously Variable Transmission) besteht aus einer Kettenwandlereinheit, deren Stellbereich durch Umschalten doppelt genutzt werden kann: Soll z.B. der gesamte Übersetzungsbereich von $i=32,5$ (Anfahrübersetzung) nach $i= 1,45$ (Overdrive) durchfahren werden, erreicht der Keilscheibensatz bei der sog. Synchronpunktübersetzung von $i=6,84$ den unteren Anschlag. Durch einen internen Umschaltvorgang kann die Antriebsseite der Wandlereinheit mit der Abtriebsseite vertauscht werden: die Scheibensatz ist nun am oberen Anschlag und die Übersetzung kann weiter ins kleine verstellt werden. Dadurch erreicht man einen extrem großen Stellbereich. Zur Speicherung elektrischer Energie dient eine NiMH-Traktionsbatterie mit einer Kapazität von 52 Ah bei einer Nennspannung von 120 V. Die hohe Kapazität war ursprünglich für reinen Elektrobetrieb im Stadtverkehr ausgelegt und wird im Hybridbetrieb nicht voll genutzt. Die Plattform für den Autarken Hybrid ist ein Opel

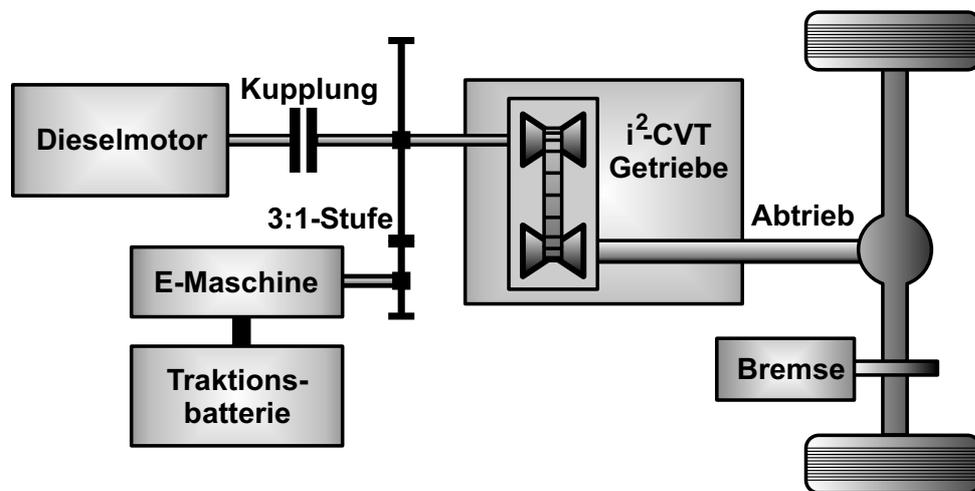


Bild 1.1: Antriebsstrangstruktur des Autarken Hybrid

Astra Caravan, der mit dem neuen Antriebsstrang ausgestattet wurde. Als Referenzfahrzeug für einen direkten Vergleich von Verbrauch und Emissionen dient das ursprüngliche Fahrzeug, das vor dem Umbau mit verschiedenen Fahrsituationen und -zyklen vermessen wurde.

Die Zielsetzung des SFB-Projekts bestand einerseits in der Realisierung des Fahrzeugs und verschiedener Prüfstände für den Antriebsstrang, andererseits in der Entwicklung neuer Komponenten und Methoden. Dazu arbeiteten mehrere Lehrstühle des Maschinenbaus und der Elektrotechnik zusammen. Für den Maschinenbau stand vor allem das i^2 -CVT-Getriebe mit seiner hohen Komplexität im Vordergrund. Für die Elektrotechnik war neben dem Bau der elektrischen Komponenten die Entwicklung und der Einsatz neuer Methoden für die Regelung und Optimierung des Fahrzeugs von Bedeutung. Die grundsätzliche Strategie für den Hybridbetrieb ist mit den Pfeilen in Abbildung 1.2 graphisch angedeutet. Es sind die Kennfelder der wichtigsten Komponenten eingezeichnet: der spezifische Kraftstoffverbrauch des TD und der Wirkungsgrad der E-Maschine, jeweils in Abhängigkeit von Moment und Drehzahl an der Getriebeantriebsseite. Die schnelldrehende E-Maschine ist hier über die 3:1 Stufe auf die CVT-Eingangswelle umgerechnet. Der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes hängt im wesentlichen vom übertragenen Moment und von der Übersetzung ab. Auf das hier dargestellte Kennfeld wird im Kapitel 2 bei der Modellbildung für die Offlineoptimierung noch näher eingegangen. Beim Anfahren und bei sehr kleinen Geschwindigkeiten kann der Autarke Hybrid rein elektrisch gefahren werden, bei mittleren Fahrleistungen im Hybridbetrieb und bei hohen Geschwindigkeiten rein verbrennungsmotorisch. Im Hybridbetrieb, wenn beide Momentenquellen im Eingriff sind, wird das Getriebe dazu benutzt, die Motordrehzahl möglichst konstant auf niedrigem Niveau zu halten.

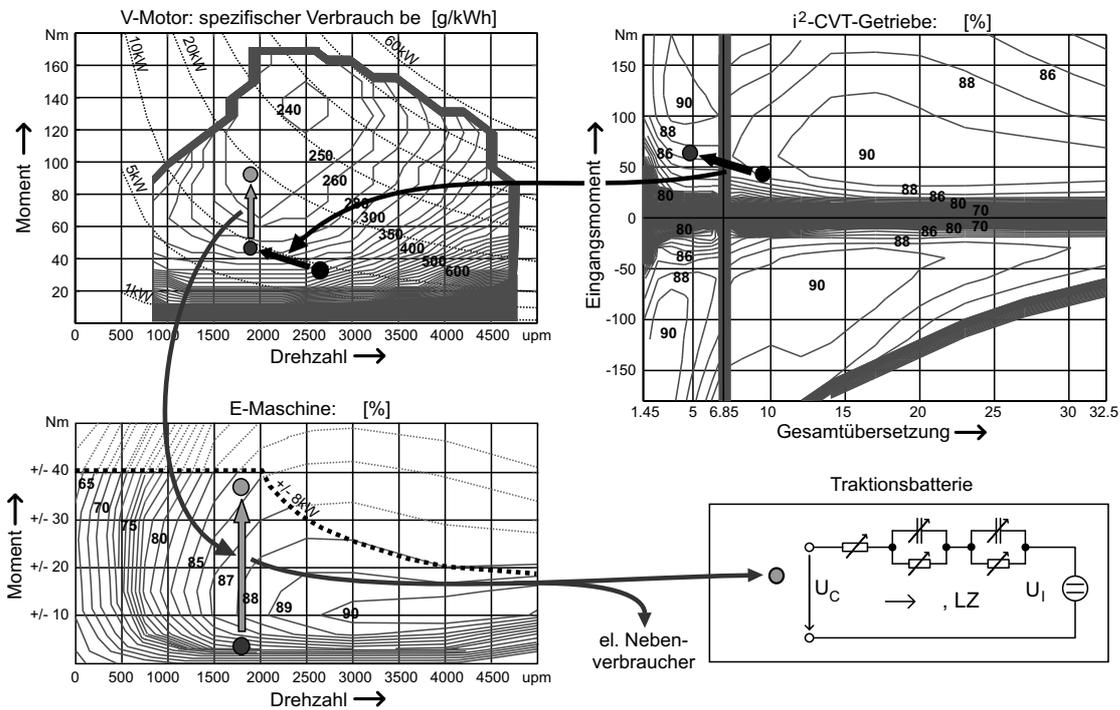


Bild 1.2: Prinzip der Lastpunktanhebung beim Autarken Hybrid

Geht man davon aus, daß sich in einem herkömmlichen Fahrzeug mit Handschaltgetriebe z. B. ein Betriebspunkt im typischen Teillastbetrieb mit mittlerer Drehzahl ergeben würde, erreicht man durch das CVT eine Absenkung des spezifischen Verbrauches durch Verschiebung des Betriebspunktes längs der Leistungshyperbel, siehe schwarze Pfeile in Bild 1.2. Durch elektrische Lastpunktanhebung kann das Moment des Verbrennungsmotors weiter angehoben werden, um einen Betriebspunkt im Bereich günstigen spezifischen Verbrauchs zu erhalten. Die E-Maschine arbeitet in diesem Fall im Generatorbetrieb und ihr Moment ist negativ. Die gewonnene elektrische Energie kann in der Traktionsbatterie zwischengespeichert werden und steht für Betriebsperioden mit rein elektrischem Antrieb zur Verfügung. Ein Teil der elektrischen Energie wird zur Speisung der Nebenverbraucher und der Hydraulikpumpe des CVT benötigt.

1.2 Weitere Hybridkonzepte

1.2.1 Parallelhybrid

Bei den Parallelhybriden gibt es erhebliche Abweichungen bei der Auslegung und der Konzeptstrategie. Anfang der 90er Jahre gab es Konzepte mit einem im Vergleich zum Autarken Hybrid groß dimensionierten E-Antrieb, um in Stadtbereichen

elektrisch und emissionsfrei fahren zu können, z.B. den Audio duo mit einem serienmäßigen 85 kW-TDI und einer 21 kW-Synchronmaschine. Nachteilig waren hier neben dem hohen zusätzlichen Gewicht und der starken Beanspruchung der Traktionsbatterie auch die Energieverbrauchswerte, die wegen der anfallenden elektrischen Speicherverluste ungünstig ausfielen. Je nach Konzept war daher ein Laden der Traktionsbatterie am Netz vorgesehen. Derzeit werden parallele Hybride mit großem E-Antrieb vor allem für Fahrzeuge der gehobenen Klasse und für Geländewagen auf dem amerikanischen Markt entwickelt. Beim Chrysler Citadel treibt beispielsweise ein konventioneller 190 kW Ottomotor über ein Automatikgetriebe die Hinterachse an, während 2 zusätzliche elektrische Antriebe mit zusammen 50 kW auf die Vorderräder wirken. Bei den hohen absoluten Verbrauchswerten der in den USA traditionell mit immensem Hubraum versehenen Motoren lassen sich hier große Einsparpotentiale erschließen.

Die teilweise schon auf dem Markt befindlichen Konzepte mit Parallelantrieb von japanischen Herstellern verwenden mittlere bis kleine E-Maschinen. Als Beispiel seien hier der "Insight" und der "Civic" von Honda angeführt: Bei dem "Integrated Motor Assist"-System ist ein Ottomotor gezielt für den Hybridbetrieb entwickelt worden und mit etwa 60 kW eher klein dimensioniert ("downsizing"). Mit einer permanenterregten Synchronmaschine von 10 kW steht eine zusätzliche Momentenreserve zur Verfügung, mit der beim Beschleunigen geboostet werden kann ("Power Assist"). Bei Konstantfahrt im unteren Geschwindigkeitsbereich und beim regenerativen Bremsen wird die Batterie durch elektrische Lastpunktanhebung geladen.

In Deutschland wird gegenwärtig auch der Einsatz von Kurbelwellenstartergeneratoren (KSG) diskutiert. Mit Nennleistungen zwischen 2 und etwa 6 kW und vergleichsweise geringem Aufwand läßt sich ein sogenannter "Minihybrid" realisieren. Allerdings ist die Betriebsführung eingeschränkt, weil der KSG mit dem Verbrennungsmotor meist fest gekoppelt ist: elektrisches Rangieren ist wegen der Schleppverluste des (ungefeuert mitdrehenden) V-Motors nicht sinnvoll, und die Rekupe-ration von Bremsenergie ist nur beschränkt möglich. Das Schleppmoment eines Ottomotors mittleren Hubraums (2,0l) liegt bei einer Drehzahl von 2000 U/min in der Größenordnung von 30 Nm, abhängig von der Motortemperatur. Bei Dieselmotoren ist das Schleppmoment höher und kann bei 2000 U/min mehr als 50 Nm betragen [30]. Als Beispiel sei hier das Konzept des "Mild Hybrid" von Siemens VDO angeführt. Der Antriebsstrang besteht aus einem Verbrennungsmotor mit KSG, einer Trockenkupplung und einem automatisierten Handschaltgetriebe. Der Mehraufwand an Hardware gegenüber einem konventionellen System besteht im KSG mit Umrichter, einer leistungsfähigeren Batterie und dem Aktuator für das Schaltgetriebe und ist erheblich geringer als bei einem "vollwertigen" Hybrid wie dem Toyota Prius oder dem Honda Insight. Der Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme war an der Entwicklung der Betriebsstrategie für dieses Fahrzeug beteiligt [28]. Das Einsparpotential gegenüber einem konventionellen Vergleichsfahrzeug wird

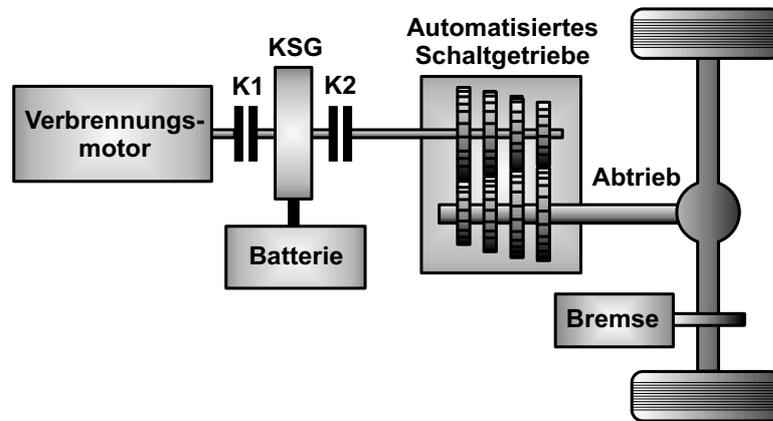


Bild 1.3: Topologie eines Minihybrid mit 2 Kupplungen

im wesentlichen durch drei Vorteile dieser Konfiguration erzielt: Durch eine Schaltstrategie für das automatisierte Schaltgetriebe kann die Motordrehzahl sehr niedrig gehalten werden. Eine ausreichende Momentenreserve ist mit dem zusätzlichen Moment des KSG (“Power assist“ oder “Boosten“) im unteren Drehzahlbereich immer gegeben. Durch ein elektrisches Bremsmoment, das im Schubbetrieb zusätzlich zum Schleppmoment des V-Motors eingepreßt wird, kann zusätzliche Bremsenergie gewonnen werden. Der dritte Punkt sind die schnellen Anlaßvorgänge des V-Motors, die durch das KSG möglich sind. Damit kann eine Start-Stop-Funktion realisiert werden, welche die üblichen Leerlaufphasen im Stillstand oder im Segelbetrieb verhindert. Der Leerlaufverbrauch eines Ottomotors liegt in der Größenordnung von immerhin 1 l/h. Die elektrische Lastpunktanhebung ist weniger von Bedeutung und wird hauptsächlich zur Versorgung der Nebenverbraucher bzw. zum Ladezustandsausgleich der Batterie verwendet.

Wie in Abbildung 1.3 dargestellt, kann man diese Konfiguration um eine zusätzliche Kupplung zwischen Verbrennungsmotor und KSG erweitern. Dann wäre zusätzlich elektrisches Fahren bzw. Rangieren (kein Rückwärtsgang mehr erforderlich) und vor allem eine bessere Rekuperation der Bremsenergie möglich. Diese stellt auch beim Autarken Hybrid das wichtigste Einsparpotential dar. Die Rekuperation kann entweder über das Gaspedal gesteuert werden, indem das Schleppverhalten des V-Motors elektrisch nachgebildet wird, oder über ein Brake-by-Wire-System, bei dem das Bremsmoment optimal auf mechanische Bremse und KSG aufgeteilt wird. Soll der V-Motor erst während der Fahrt zugekuppelt werden, müßte der Anlassvorgang durch Schließen der motorseitigen Kupplung erfolgen, wobei der Motor auf die KSG-Drehzahl “hochgerissen“ wird. Abgesehen vom Verschleiß an der Kupplung und den Auswirkungen auf den Fahrkomfort wirkt sich diese Form von Schnellstart auf Verbrauch und Emissionen günstig aus. Gegenüber einem Fahrzeug mit CVT hat diese Anordnung allerdings prinzipiell das Problem der Zugkraftunterbrechung

beim Schalten, das den Fahrkomfort beeinträchtigen kann. Ein Beispiel für diese Topologie, allerdings mit deutlich größerer elektrischer Leistung, wäre der VW Golf Hybrid TDI mit 66 kW Verbrennungsmotor und 14 kW E-Maschine.

1.2.2 Serienhybrid

Bei einem Serienhybridfahrzeug wird die vom Verbrennungsmotor erzeugte Energie durch einen Generator vollständig in elektrische Energie umgewandelt. Eine weitere E-Maschine dient als Antrieb. In der Traktionsbatterie kann wie beim Parallelhybrid Energie zwischengespeichert werden. Damit ist der Verbrennungsmotor zum restlichen Antrieb nur noch elektrisch gekoppelt und kann entsprechend frei betrieben werden. Der Anlaßvorgang kann mit der großen E-Maschine sehr schnell erfolgen. Auch der Einsatz von Gasturbinen ist prinzipiell möglich. Beim Abtrieb können Schaltgetriebe und Kupplung entfallen, im Prinzip könnte sogar unter Wegfall von Differential und Achswelle ein elektrischer Einzelradantrieb realisiert werden. Elektrisches Bremsen ist mit der vollen Antriebsleistung möglich. Nachteilig bei diesem Konzept ist, daß beide E-Antriebe mit der vollen Leistung dimensioniert werden müssen und entsprechend schwer sind. Zudem fallen bei der 2-fachen Energiewandlung entsprechende Verluste an. Ein serieller, dieselektrischer Antrieb mit Ultracapspeicher zur Bremsenergieerückgewinnung wird derzeit bei MAN für einen Niederflurbus entwickelt und im Linienverkehr getestet [32]. Ein typisches Einsatzgebiet der seriellen Topologie sind die dieselektrischen Triebfahrzeuge im Schienenverkehr.

1.2.3 Leistungsverzweigter Hybrid

Beim leistungsverzweigten Hybrid dient ein Planetenradgetriebe zur Momentenwandlung. Die Struktur ist in Bild 1.4 dargestellt. Antriebseitig ist der Verbrennungsmotor mit dem Planetenträger verbunden. Eine erste E-Maschine ist mit dem Sonnenrad gekoppelt, eine zweite E-Maschine mit dem abtriebsseitigen Hohlrads des Getriebes. Die erste Maschine bremst das Sonnenrad und stellt damit das Drehzahlverhältnis zwischen An- und Abtrieb ein. Die Übersetzung ist auf diese Weise kontinuierlich bis ins Unendliche verstellbar, daher ist für den V-Motor keine Kupplung erforderlich. Die Maschine am Sonnenrad arbeitet im Generatorbetrieb und speist die Maschine am Abtrieb. Ein Teil der Antriebsenergie wird auf diese Weise elektrisch übertragen. Zusätzlich kann elektrische Energie in der Traktionsbatterie gespeichert werden, so daß Hybridbetrieb mit Lastpunktanhebung und Boosten sowie reiner Elektroantrieb und regeneratives Bremsen möglich sind. Zum Anlassen des V-Motors dient die Maschine am Sonnenrad. Die oben angeführte Problematik des Serienantriebes ist durch dieses "Hybridgetriebe" abgeschwächt, da nur noch ein Teil der Antriebsenergie elektrisch übertragen werden muß. Prominentestes Beispiel dieser Topologie ist der Toyota Prius [12]. Als Hauptantrieb wird ein 53 kW-

1.3 Zur grundsätzlichen Problematik des Hybridbetriebs

Wie anhand von Bild 1.2 beschrieben, kann der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors mit Hilfe der elektrischen Lastpunktanhebung verbessert werden. Im Beispiel wurde der spez. Verbrauch be immerhin von etwa 350 g/kWh auf 250 g/kWh abgesenkt. Eine Strategie für die Betriebsführung könnte nun im einfachsten Fall darin bestehen, den Lastpunkt möglichst weit anzuheben, im Extremfall bis zum Verbrauchsminimum von 240 g/kWh. Natürlich steigt dabei auch die Leistung des V-Motors, und die überschüssige Energie muß in der Traktionsbatterie gespeichert werden. Um ein Überladen bei hoher Anhebung zu verhindern, muß aber auch häufiger elektrisch gefahren werden. Das verhindert einerseits den V-Motorbetrieb im unteren Teillastbereich, führt aber andererseits zum Zwischenspeichern großer Mengen von elektrischer Energie und damit zu entsprechenden Verlusten. Auch für die Versorgung der Nebenverbraucher muß dann mehr Energie gespeichert werden. Auf der anderen Seite kann es daher günstiger sein, über längere Perioden hinweg mit geringerer Lastpunktanhebung zu fahren und einen schlechteren verbrennungsmotorischen Wirkungsgrad in Kauf zu nehmen, um die elektrischen Speicherverluste zu umgehen. In Bild 1.5 ist diese Problematik graphisch verdeutlicht. In Abhängigkeit von den Parametern des Antriebstranges kann sogar ein Trade-off zwischen den beiden Betriebsarten mit hohen und kurzen Taktblöcken des V-Motors sowie langen und flachen Blöcken auftreten, wie im Rahmen dieser Arbeit noch gezeigt werden wird. Neben diesem Trade-off existieren noch weitere, zeitabhängige Einflußgrößen wie Ladezustand, Nebenverbraucher und zusätzliche Vorgaben wie die Phlegmatisierung des V-Motors oder der Emissionsaspekt, welche sich ganz wesentlich auf die Betriebsführung auswirken können. Wenn beispielsweise die Nebenverbraucherleistung aus irgendeinem Grund um 1 kW ansteigt, muß die Betriebsführung drastisch geändert werden (1 kW \approx 1 l/100 km!), um den Energieverbrauch zu kompensieren und zu verhindern, daß der Ladezustand abdriftet.

Für die Steuerung und Regelung besteht die Aufgabe nun darin, eine Lösung für diese Problematik zu finden und somit die Umschaltunkte von Elektrobetrieb nach Hybridbetrieb, die Höhe der elektrischen Lastpunktanhebung und den Übergang zum überwiegend verbrennungsmotorischen Antrieb zu bestimmen. Beim Autarken Hybrid muß zusätzlich noch ein optimaler Wert für die Drehzahl gefunden werden, die über einen großen Bereich frei variierbar ist.

Bisher wurden zur Hybrid-Antriebstrangsteuerung sogenannte "Betriebsstrategien" eingesetzt. So wurde z. B. für den Autarken Hybrid eine Strategie gewählt, die versucht, den Verbrennungsmotor auf seiner be -optimalen Leistungskennlinie zu betreiben. Die Umschaltunkte zwischen den Betriebsarten wurden durch feste Leistungsgrenzen vorgegeben, die Höhe der Lastpunktanhebung durch eine Kennlinie. Zur Anpassung des Ladezustandes konnten die Parameter der Leistungsgrenzen geändert werden. Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden noch weitere Strategien un-

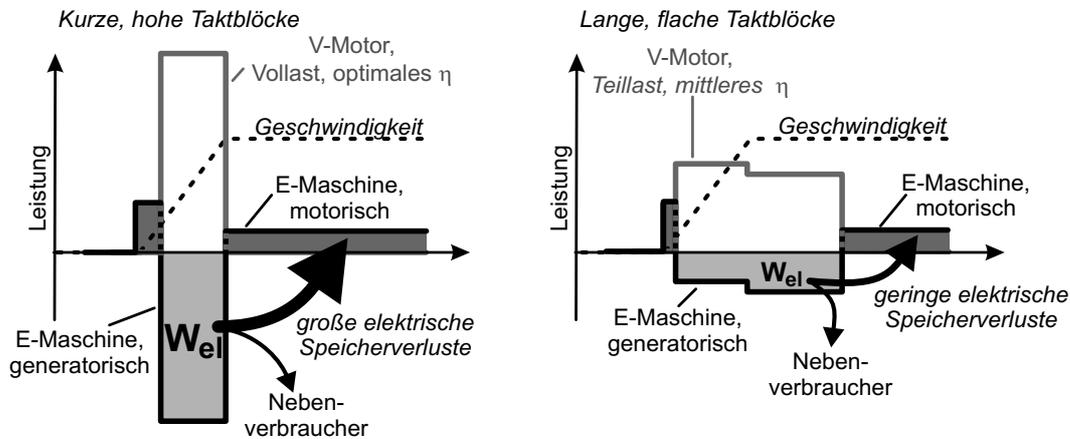


Bild 1.5: Tradeoff-Problem des Hybridbetriebs

tersucht, die auf die umrissene Problematik stärker eingehen: Die Umschaltunkte wurden in Abhängigkeit mehrerer Systemgrößen und des Ladezustandes bestimmt, und die Eingangsgrößen wurden mit speziellen Filtern geglättet, damit der Verbrennungsmotor nicht zu oft ein- und ausgeschaltet wird. Lastpunktanhebung und Drehzahl wurden durch leistungsabhängige Kennlinien vorgegeben, die ebenfalls durch den Ladezustand beeinflusst wurden, um ein Abdriften zu verhindern.

Die “Optimierung“ solcher Strategien besteht meist darin, in der Simulation einzelne Parameter durch Probieren so einzustellen, daß der Verbrauch möglichst gering wird. Meist ist dies aber nur für ein bestimmtes Fahrprofil hinreichend, und bei Vorgabe eines anderen Zyklus müssen die Werte wieder neu eingestellt werden. In der Simulation ergibt sich zusätzlich das Problem, daß der Ladezustand über den betrachteten Fahrzyklus möglichst ausgeglichen sein sollte, um den Verbrauch beurteilen zu können. Auch dies ist nur im Probiervorgang möglich. Letztlich ist die Aufgabenstellung zu komplex, um mit dieser empirischen Vorgehensweise eine “optimale“ Betriebsführung finden zu können. Dies war die Motivation, um mit dem Einsatz mathematischer Methoden und entsprechender Optimierungsverfahren eine hinreichende Lösung dieser Problematik zu untersuchen.

1.4 Zur Rekuperation von Bremsenergie

Die Rückgewinnung der Bremsenergie wurde als wichtiger Vorteil von Hybridantrieben genannt. Anhand der beiden gängigen Normfahrzyklen soll an dieser Stelle untersucht werden, in welchen Größenordnungen die rekuperierbaren Energiebeträge liegen. In der Europäischen Union wird der NEDC oder NEFZ (Neuer europäischer Fahrzyklus, auch als MVEG bezeichnet) für den Vergleich von Verbrauchs- und Emissionswerten herangezogen, siehe Abbildung 1.6. Dieser unterteilt sich in einen

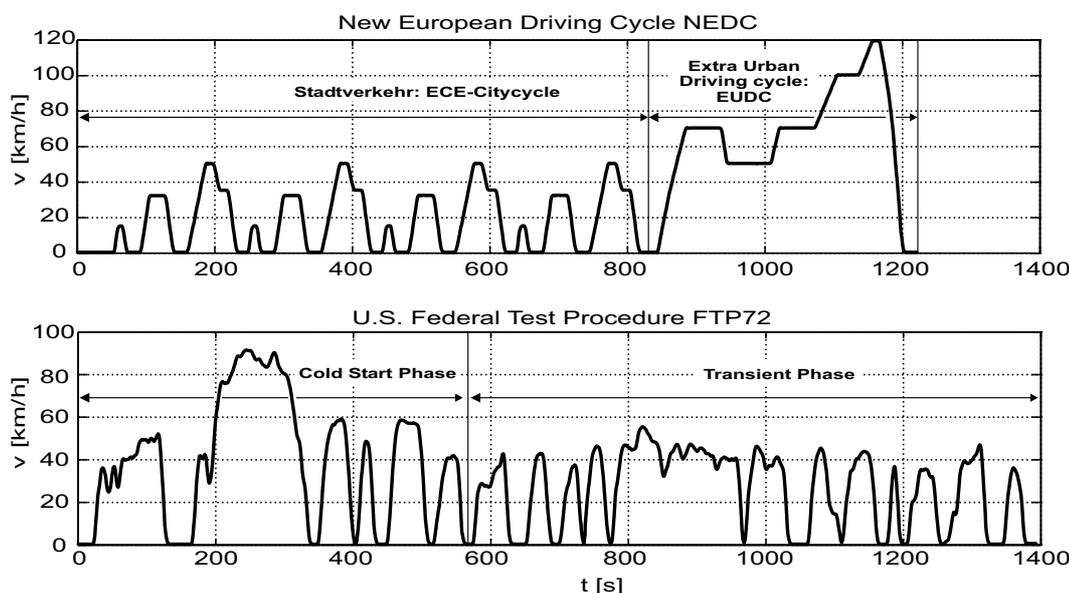


Bild 1.6: Die Normzyklen NEDC und FTP72

ersten Abschnitt mit einem typischen Stadtverkehrszyklus und in einen zweiten Abschnitt mit einem Zyklus für Überlandfahrt. Die etwa 40 sec dauernde Leerlaufphase am Beginn des Stadtzyklus entfällt in einer weiteren Version dieses Fahrprofils. Sie wirkt sich auf das Emissionsverhalten und auf den Leerlaufverbrauch aus. Ursprünglich enthält der NEFZ Schaltstufen für ein 4-Ganggetriebe. Zur Simulation bzw. zu Prüfstandtests mit einem CVT-Fahrzeug wurden diese Stufen, wie in Bild 1.6 ersichtlich, herausgenommen und die Kanten geglättet, um ein Überschwingen des Geschwindigkeitsreglers zu mindern.

In den USA ist der FTP-Zyklus (Federal Test Procedure) maßgeblich. Im Gegensatz zum künstlich erzeugten Europäischen Zyklus beruht der FTP-Zyklus auf Messungen und weist deutlich höhere Beschleunigungs- und Verzögerungswerte auf. In der als FTP72-Zyklus bezeichneten Version besteht er aus einer "Cold Start Phase" und einer "Transient Phase", was sich vor allem auf die Emissionsmessung bezieht. Hängt man an den Zyklus von Bild 1.6 noch eine zusätzliche "Cold Start Phase" an, die dann als "Hot Start Phase" zu bezeichnen wäre, erhält man den FTP75-Zyklus. Um Zyklen vergleichbarer Länge zu verwenden, wird in dieser Arbeit immer die Version des FTP72-Zyklus zugrunde gelegt. Beim regenerativen Bremsen ist vor allem die Auslegung der E-Maschine maßgeblich für den rekuperierbaren Energiebetrag. Für die nachfolgende Untersuchung wurde die Radleistung eines 1400 kg schweren Fahrzeugs herangezogen, deren Verlauf beim Durchfahren eines Zyklus über die Fahrwiderstände eines Längsdynamikmodells berechnet werden kann. Es wurden die Fahrzeugdaten eines Opel Astra Caravan verwendet, wie er als Plattform für den Autarken Hybrid diente. Die Verteilung der Radleistung läßt sich sehr

anschaulich mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion darstellen. Die numerische Berechnung der Dichtefunktion $f(x)$ kann am einfachsten aus der Ableitung der Verteilungsfunktion $F(x)$ erfolgen, wobei hier die Zufallsgröße x die Radleistung darstellt:

$$f(x) = \frac{dF(x)}{dx} \quad \text{und} \quad F(x) = \int_{-\infty}^x f(t) dt \quad (1.1)$$

Die Fläche unter der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion gibt die Wahrscheinlichkeit für die Radleistung in einem bestimmten Intervall an, wobei die Gesamtfläche auf eins normiert ist:

$$P(x_a \leq x < x_b) = \int_{x_a}^{x_b} f(x) dx \quad \text{wobei} \quad 1 = \int_{-\infty}^{\infty} f(x) dx \quad (1.2)$$

Diese Wahrscheinlichkeit entspricht dem Zeitanteil bezogen auf die Zykluslänge, in dem sich die Radleistung im gewählten Intervall befindet. In Bild 1.7 oben ist diese Kurve für den FTP72-Zyklus aufgetragen. Der Peak bei $P_{Rad} = 0$ wird durch die Stillstandszeiten verursacht. Da ein Teil der Antriebsenergie in Form von Rollreibung und Luftreibung verloren geht, ist die Kurve nicht symmetrisch zum Nullpunkt, sondern zu positiven Leistungen hin verschoben. Beim Bremsen, also bei negativen Radleistungen, fällt die Wahrscheinlichkeit zu betragsmäßig größeren Leistungen hin immer mehr ab bis zu einem Maximalwert von etwa 20 kW.

Wenn man anstelle der Wahrscheinlichkeitsdichte eine energiebezogene Dichte berechnet, erhält man eine Information über die Energiebeträge, die in einem bestimmten Leistungsintervall umgesetzt werden. Die entsprechende Kurve ist in Bild 1.7 unten abgebildet. Die Dichtefunktion wurde nicht mit der Zeit, sondern mit der Energie gewichtet, so daß die Fläche unter der Kurve einer Energie entspricht. Wie aus Bild 1.7 zu erkennen, können von der ursprünglich aufgewandten Antriebsenergie (1,43 kWh) immerhin etwa 36 % (0,52 kWh) wieder zurückgeholt werden, wenn der elektrische Antrieb entsprechend ausgelegt ist. Aufgrund der Energieumwandlungsverluste ist der nutzbare Betrag natürlich geringer. Setzt man eine Umwandlungskette mit energetisch gemittelten Wirkungsgraden an, so erhält man abgeschätzt beispielsweise:

$$\eta_{rek} = \eta_{Getriebe} \cdot \eta_{Generator} \cdot \eta_{Batterie,lade} = 0,95 \cdot 0,85 \cdot 0,90 = 72,7\% \quad (1.3)$$

Es könnten in diesem Fall also immerhin 0,38 kWh in eine Traktionsbatterie zurückgespeist werden. Damit könnte der Energiebedarf von Nebenverbrauchern gedeckt

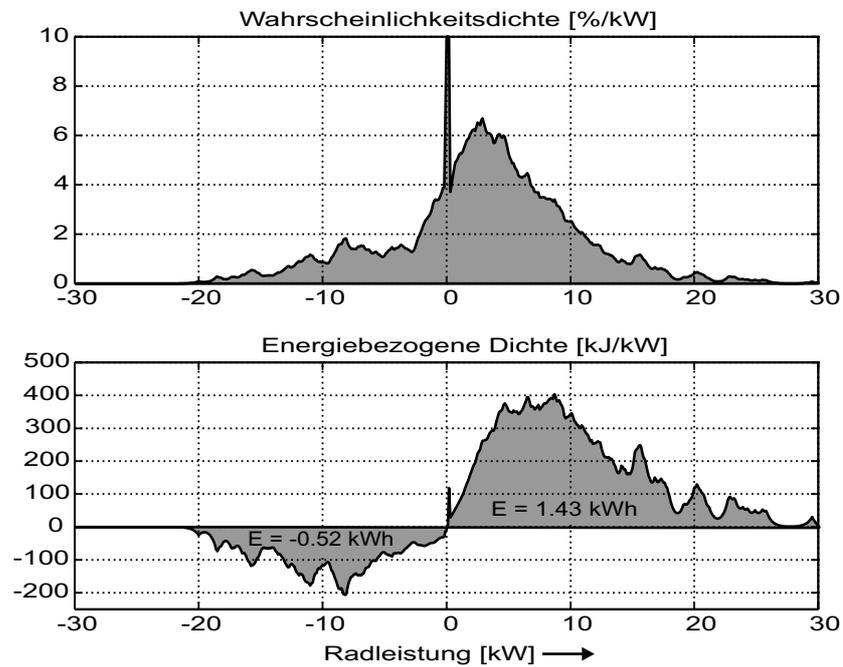


Bild 1.7: Verteilung der Radleistung im FTP-Zyklus

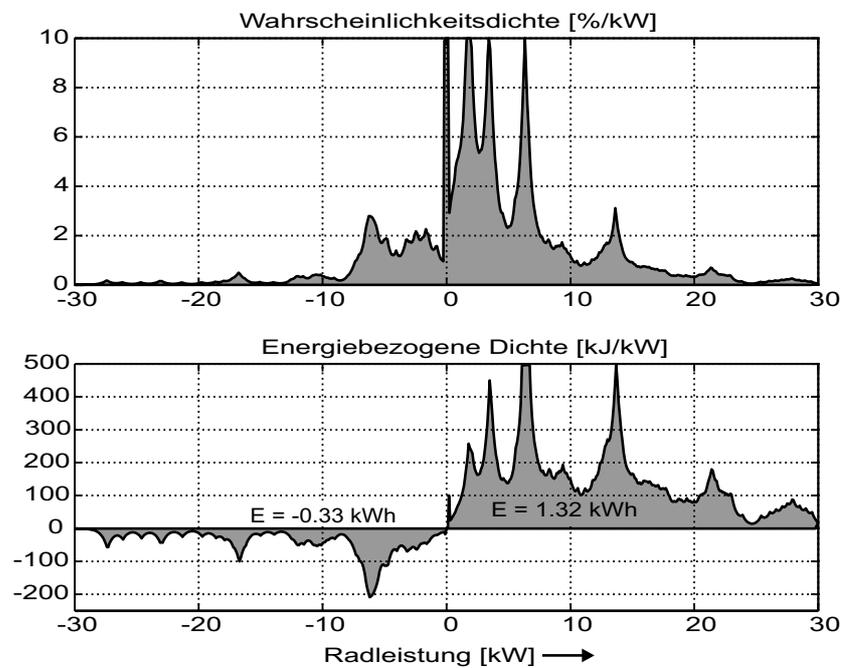


Bild 1.8: Verteilung der Radleistung im NEDC-Zyklus

werden, die im Mittel über den gesamten Zyklus hinweg etwa 980 W verbrauchen. Wie schon erwähnt entspricht der Energiebedarf von 1 kW an Nebenverbraucherleistung in etwa einem Mehrverbrauch von 1 l/100 km. Genaue Zahlen können natürlich nur mit der Simulation eines schon spezifizierten Hybridkonzeptes bestimmt werden, da es z.B. einen Unterschied darstellt, ob ein Teil der Energie erst zwischengespeichert werden muß oder ob er direkt genutzt werden kann. Stehen nur maximal 10 kW generatorisch am Rad zur Verfügung, kann ziemlich genau nur die Hälfte an Energie rekuperiert werden.

Im europäischen NEDC-Zyklus werden bestimmte Sequenzen des Fahrprofils wiederholt, weswegen die Lastkollektive immer an den gleichen Punkten auftreten. In Bild 1.8 macht sich das durch die Spitzen in den Dichtefunktionen bemerkbar. Im Gegensatz zum amerikanischen Zyklus stehen hier nur 25 % der Antriebsleistung am Rad zur Rekuperation zur Verfügung. Aufgrund des langen Abschnitts mit Überlandfahrt und hohen Geschwindigkeiten ist der Energieverbrauch durch Reibung größer, vor allem durch den höheren Luftwiderstand. Da der Zyklus jedoch kürzer ist, kann mit Hilfe der Rekuperation (Analog zur Rechnung für den FTP) eine durchschnittliche Nebenverbraucherleistung von etwa 970 W bereitgestellt werden. Die benötigte Bremsleistung im Stadtzyklus ist kleiner als 8 kW am Rad. Daher ist die anteilige Fläche unter der Wahrscheinlichkeitsdichte verhältnismäßig groß. Anhand der energiebezogenen Dichte ist jedoch zu erkennen, daß auch oberhalb dieser Grenze ein großer Teil an Rekuperationsenergie gewonnen werden kann. Dies rührt von der Bremsung am Ende des Überlandzyklus her, wo das Fahrzeug von 120 km/h in den Stillstand abgebremst wird. Dabei können immerhin 0,14 kWh am Rad zurückgewonnen werden.

2 Offlineoptimierung

Die Grundproblematik der Betriebsführung eines Hybridantriebsstranges ist im vorangegangenen Kapitel ausführlich diskutiert worden. Die Zielsetzung der Forschungsarbeit bestand daher darin, in einem ersten Schritt die optimale Betriebsführung für den Autarken Hybrid zu bestimmen. Damit sollten zum einen grundlegende Informationen über die Gestalt einer optimalen Steuerung und die theoretisch erzielbaren Verbrauchswerte gewonnen werden. Die Ergebnisse sollten als Referenz für online einsetzbare Steuerverfahren wie z. B. die bestehende Betriebsstrategie oder die im Laufe dieser Arbeit entwickelte Onlineoptimierung dienen. Zum anderen sollte die optimale Auslegung des Antriebstranges untersucht werden, vor allem die Größe der E-Maschine und die Art des Verbrennungsmotors.

Mit "Betriebsführung" wird in diesem Zusammenhang die Trajektorie der Steuergrößen und das daraus resultierende Verhalten des Antriebstranges bezeichnet. Diese Steuertrajektorie muß durch ein entsprechendes Steuerverfahren bestimmt werden. Bei Verwendung einer Betriebsstrategie als Steuerverfahren wird aufgrund empirischer Überlegungen ein Grundgerüst vordefiniert, innerhalb dessen nur noch einzelne Parameter optimiert werden können. Dadurch wird die Steuertrajektorie und die daraus resultierende Betriebsführung zwar indirekt beeinflußt und gegebenenfalls verbessert, selbst aber nicht direkt optimiert. Der Einsatz von Betriebsstrategien ist derzeit sowohl für die Simulationsrechnungen beim Entwurf von Hybridantrieben als auch für die Echtzeitsteuerung das gängige Verfahren. Wie schon im vorangegangenen Abschnitt beschrieben, ist neben der Verbrauchsminimierung auch die Einhaltung von Randwert- und Nebenbedingungen problematisch. Um die angeführten Einschränkungen zu vermeiden, sollte nun die Betriebsführung mit Hilfe regelungstechnischer bzw. mathematischer Methoden direkt berechnet werden. In der Vorgängerarbeit [46] wurde dazu erstmals ein sogenanntes *dynamisches* Optimierungsverfahren eingesetzt und dessen Anwendbarkeit auf diese Fragestellung bewiesen. Da dieses Verfahren die Vorgabe eines gegebenen Geschwindigkeitsprofils (Fahrzyklus) erfordert, ist es zunächst nur offline, d.h. für die Zyklussimulation einsetzbar. In der vorliegenden Arbeit wurde diese Methodik der Offlineoptimierung weiterentwickelt. Schwerpunkte bildeten die Problemformulierung und die Erweiterung des Fahrzeugmodells. Als neuer Aspekt kam die Berechnung von Anfangwerttrajektorien hinzu. Darüber hinaus sollten die gewonnenen Erfahrungen über die Betriebsführung und deren Optimierung als Grundlage zur Entwicklung der Onlineoptimierung dienen. Die Anwendung verschiedener Optimierungsverfahren für den Offline- und Onlineeinsatz wird nun auch in weiteren wissenschaftlichen Arbeiten diskutiert und erprobt [4], [44].

2.1 Das dynamische Optimierungsverfahren

Das Dynamische Optimierungsverfahren basiert auf der Anwendung von der Optimalsteuerungstheorie für die direkte Berechnung der Steuertrajektorien und der Antriebsstrangbetriebsführung. *Dynamische* Optimierung bedeutet hierbei, daß der *Zeitverlauf* für den Steuervektor des Antriebsstranges gefunden werden soll. Die Aufgabe der Lösung eines Optimalsteuerungsproblems ist in Abbildung 2.1 graphisch verdeutlicht. In diesem Beispiel würde es sich um einen 3-dimensionalen Steuervektor und um einen 4-dimensionalen Zustandsraum handeln. Es ist der Steuervektorzeitverlauf $\mathbf{u}(t)$ des Systems gesucht, der zunächst den Zustandsgleichungen und bestimmten Gleichungs- bzw. Ungleichungsnebenbedingungen genügen muß. Die Steuertrajektorie und die daraus resultierenden Zeitverläufe der Zustandsvariablen $\mathbf{x}(t)$ müssen wiederum bestimmte Randwert- und Grenzbedingungen erfüllen. Bei den Randwertbedingungen sind die Werte bestimmter Zustandsvariablen für den Beginn ($t = t_0$) und für das Ende ($t = t_f$) des betrachteten Zeitintervalls festgelegt.

Speziell für das System "Hybridfahrzeug" muß zunächst eine Fahraufgabe für das Hybridfahrzeug vordefiniert werden: der Geschwindigkeitsverlauf für das betrachtete Zeitintervall muß gegeben sein. Dafür können die gängigen Normfahrzyklen wie der ECE-Citycycle, der NEFZ oder der FTP72-Zyklus verwendet werden. Der Zyklus muß als ganzes gegeben sein, daher erfolgt die Optimierung "Offline". Auf den realen Fahrprozess, wo das Fahrprofil im voraus nicht bekannt ist, ist das Verfahren

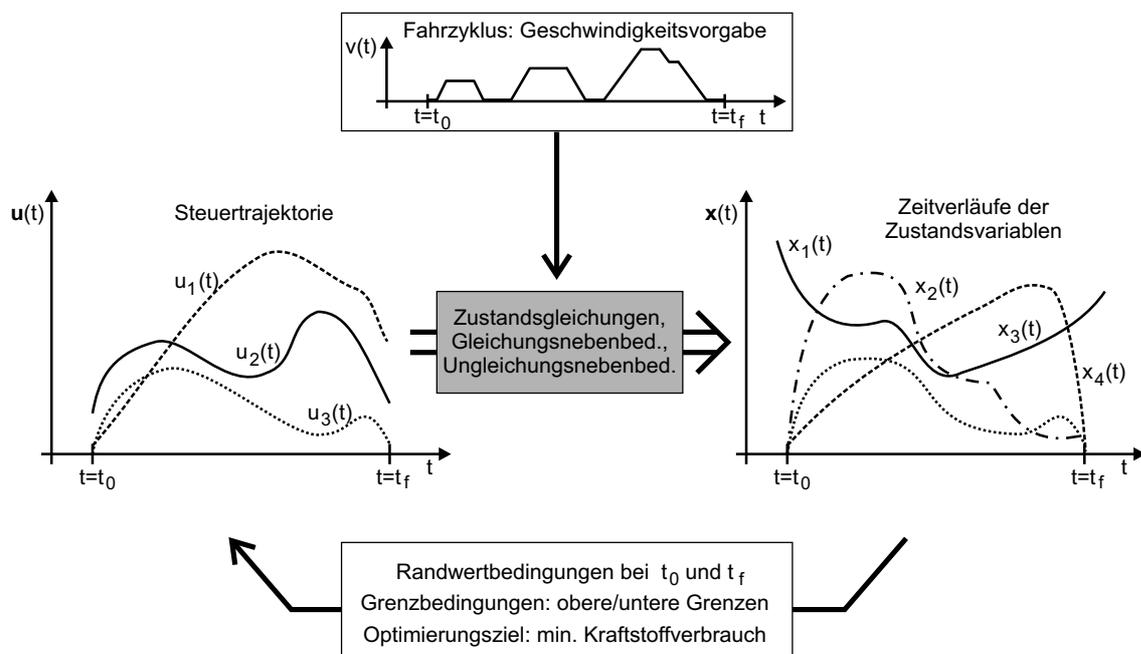


Bild 2.1: Optimierungsproblem der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen

damit nicht anwendbar. Es ergibt sich also in der Problemformulierung die zusätzliche, zeitabhängige Nebenbedingung, daß der Geschwindigkeitsverlauf des gegebenen Fahrprofils eingehalten werden muß. Als wichtigste Randwertbedingung muß über den Zyklus eine ausgeglichene Ladezustandsbilanz gefordert werden: der ursprüngliche Ladezustand am Beginn soll am Ende des Zyklus wieder erreicht werden. Anderenfalls ist der Verbrauch wegen der unausgeglichene elektrischen Energiebilanz nicht bewertbar bzw. man erhält als Trivillösung für minimalen Verbrauch einen rein elektrischen Fahrbetrieb. Bei den Grenzbedingungen sind die oberen und unteren Grenzen bestimmter Variablen fest vorgegeben, etwa durch die Betriebsbereichsgrenzen einer Antriebstrangkomponente. Existieren zeitabhängige Vorgaben für Systemgrenzen bzw. Randwerte, können sie als sogenannte Ungleichungsnebenbedingungen formuliert werden.

Als Optimierungsziel wird für das Hybridfahrzeug die Minimierung des Gesamtverbrauches am Ende des gegebenen Zyklus definiert. Der Wert der Zustandsvariablen, die den aufsummierten Kraftstoffverbrauch abbildet, muß somit für $t = t_f$ minimal werden. Um diese Fragestellung mit Hilfe der Optimalsteuerungstheorie lösen zu können, muß also eine *Problemformulierung im Zustandsraum* gefunden werden. Im nachfolgenden Abschnitt soll zunächst die allgemeine Formulierung eines Optimalsteuerungsproblems behandelt und daraufhin der gewählte Lösungsweg skizziert werden. Dabei werden Vektoren fett, skalare Größen kursiv dargestellt.

2.1.1 Allgemeine Problemformulierung

Das Zeit- und Übertragungsverhalten des betrachteten Systems wird durch den Vektor \mathbf{f} der Zustandsdifferentialgleichungen für ein gegebenes Zeitintervall $[t_0, t_f]$ beschrieben. Der zugehörige Eingangs- oder Steuervektor ist $\mathbf{u}(t)$, der resultierende Zustandsvektor ist $\mathbf{x}(t)$. Zusätzlich kann noch ein Parametervektor \mathbf{p} eingeführt werden, der zeitlich konstante Steuergrößen enthält, die beispielsweise die Dimensionierung von Systemkomponenten skalieren.

$$\dot{\mathbf{x}}(t) = \mathbf{f}(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t), \quad t \in [t_0, t_f] \quad (2.1)$$

Die Dimensionen der Vektoren sind:

$$\mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} u_1 \\ \vdots \\ u_n \end{pmatrix}, \quad \mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1 \\ \vdots \\ x_m \end{pmatrix}$$

Ergänzend können zur Systembeschreibung Gleichungsnebenbedingungen $h_1 \dots h_k$

bzw. Ungleichungsnebenbedingungen $g_1 \dots g_l$ erforderlich sein, also Ausdrücke, die sich nicht in Form einer Zustandsgleichung darstellen lassen. Das kann z.B. die Vorgabe einer zeit- oder zustandsabhängigen Grenze einer bestimmten Steuer- oder Zustandsvariablen sein:

$$0 = h_1(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \dots 0 = h_k(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \quad (2.2)$$

$$0 \leq g_1(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \dots 0 \leq g_l(\mathbf{x}(t), \mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t) \quad (2.3)$$

Für die Zustandsvariablen können Randwertbedingungen auftreten:

$$\mathbf{x}(t = t_0) = \mathbf{x}_0, \quad \mathbf{x}(t = t_f) = \mathbf{x}_f \quad (2.4)$$

Sowohl Steuer- als auch Zustandsvariablen können Grenzbedingungen unterliegen:

$$\mathbf{u}_{min} \leq \mathbf{u}(t) \leq \mathbf{u}_{max} \quad (2.5)$$

$$\mathbf{x}_{min} \leq \mathbf{x}(t) \leq \mathbf{x}_{max} \quad (2.6)$$

Sind diese Beschränkungen zeitabhängig, können sie in Form von Gl. (2.3) dargestellt werden. Eine Lösung des Optimalsteuerungsproblems muß den Zustandsdifferentialgleichungen in Gl. (2.1) genügen, die angeführten Neben- und Grenzbedingungen erfüllen und gleichzeitig das Minimum eines Gütefunktional darstellen. Das hier gewählte Gütefunktional J entspricht der Mayer'schen Form [40]:

$$J[\mathbf{u}(t), \mathbf{p}, t_f] = \Phi(\mathbf{x}(t_f), t_f) \quad (2.7)$$

Es hängt nur vom Endzustand des Systems bei $t = t_f$ ab. Bei Vorgabe eines Fahrzyklus liegt kein Problem der Zeitoptimalität vor und der theoretisch freie Endzeitpunkt t_f ist bereits festgelegt. Soll überdies von der zusätzlichen Optimierung von Parametern abgesehen werden, vereinfacht sich das Gütefunktional aus Gl. (2.7) zu

$$J[\mathbf{u}_{opt}(t)] = \Phi(\mathbf{x}(t_f)) \quad (2.8)$$

Es soll also der Zeitverlauf des Vektors \mathbf{u}_{opt} gefunden werden, welcher den Nebenbedingungen genügt und die Zielfunktion Φ minimiert, wobei Φ eine Funktion der Zustandsvariablenwerte am Endzeitpunkt t_f ist.

Für die Lösung des Problems wird im allgemeinen das Minimumprinzip von Pontryagin angewendet. Dazu müssen die erweiterte Hamiltonfunktion, die adjungierten Zustandsfunktionen und entsprechende Transversalitätsbedingungen definiert werden. Die notwendigen Bedingungen für den analytischen Lösungsweg (vgl.[40], [27]) seien im folgenden skizziert. Wie beim Gütefunktional wird hier zur Vereinfachung angenommen, daß keine explizite Abhängigkeit von der Zeit t besteht und daß kein Steuerparametervektor \mathbf{p} vorhanden ist. Dies wird z.B. bei der Problemformulierung für den Autarken Hybrid der Fall sein. Die Zeitabhängigkeit der Steuer- und Zustandsvariablen wird nicht mehr explizit angeschrieben, d.h. anstelle $u_i(t)$ und $x_j(t)$ wird vereinfachend u_i und x_j verwendet. Da das hier gewählte Gütefunktional der Mayer'schen Form entspricht und nur von den Zustandswerten am Endzeitpunkt abhängt, erscheint es nicht in der Hamiltonfunktion selbst, sondern nur in der Transversalitätsbedingung für $t = t_f$. Die erweiterte Hamiltonfunktion für die Zustandsgleichungen f_j , die Gleichungsnebenbedingungen h_i und Ungleichungsnebenbedingungen g_i hat dann folgende Gestalt:

$$H(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \lambda, \eta, \mu) = \sum_{j=1}^m \lambda_j(t) \cdot f_j(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \sum_{i=1}^k \eta_i(t) \cdot h_i(\mathbf{x}, \mathbf{u}) + \sum_{i=1}^l \mu_i(t) \cdot g_i(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.9)$$

Dabei sind die $\lambda_i(t)$ zeitabhängige, sogenannte "adjungierte Variablen" zu x_i , und die $\eta_i(t)$ bzw. $\mu_i(t)$ zeitabhängige sog. "Multiplikatorfunktionen". Die Grenzbedingungen der Steuer- und Zustandsvariablen können als zusätzliche Ungleichungsnebenbedingungen g_i formuliert werden. Die notwendige Optimalitätsbedingung zur globalen Lösung des Optimalsteuerungsproblems fordert die Minimierung der Hamiltonfunktion für jedes $t \in [t_0, t_f]$, wobei sich der optimale Steuervektor \mathbf{u}_{opt} ergeben muß:

$$H(\mathbf{x}, \mathbf{u}_{opt}, \lambda, \eta, \mu) = \min_{\mathbf{u} \in \mathbf{U}(\mathbf{x})} \{H(\mathbf{x}, \mathbf{u}, \lambda, \eta, \mu)\}, \quad t \in [t_0, t_f] \quad (2.10)$$

Dabei darf der zulässige Steuerraum $\mathbf{u} \in \mathbf{U}(\mathbf{x})$ nicht verlassen werden. Für die Zustandsvariablen muß dann gelten ($j=1..m$ für $x_1 .. x_m$):

$$\dot{x}_j(t) = \frac{\partial H}{\partial \lambda_j} = f_j(\mathbf{x}, \mathbf{u}) \quad (2.11)$$

Das entspricht den ursprünglichen Zustandsgleichungen gemäß Gl. (2.1). Ferner existieren sogenannte Kozustandsgleichungen für die adjungierten Variablen ($j=1..m$ für $\lambda_1 .. \lambda_m$):

$$\dot{\lambda}_j(t) = -\frac{\partial H}{\partial x_j} = -\sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{\partial f_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial x_j} - \sum_{i=1}^k \eta_i \cdot \frac{\partial h_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial x_j} - \sum_{i=1}^l \mu_i \cdot \frac{\partial g_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial x_j} \quad (2.12)$$

Aus der Minimierungsforderung Gl. (2.10) für die Hamiltonfunktion ergibt sich die Ableitung nach den Steuervariablen (deshalb hier $j=1..n$ für $u_1 .. u_n$):

$$\frac{\partial H}{\partial u_j} = \sum_{i=1}^m \lambda_i \cdot \frac{\partial f_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial u_j} + \sum_{i=1}^k \eta_i \cdot \frac{\partial h_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial u_j} + \sum_{i=1}^l \mu_i \cdot \frac{\partial g_i(\mathbf{x}, \mathbf{u})}{\partial u_j} = 0 \quad (2.13)$$

Wird bei der Suche nach dem Extremum die Ableitung der Hamiltonfunktion Null, muß überprüft werden, ob es sich um ein Minimum handelt:

$$\frac{\partial^2 H}{\partial u_j^2} \geq 0 \quad (2.14)$$

Zusätzlich müssen zum Zeitpunkt $t = t_f$ Transversalitätsbedingungen erfüllt sein. Hier erscheint das Kriterium für die eigentliche Optimierungsaufgabe, nämlich die Minimierung des aufintegrierten Kraftstoffverbrauches am Zyklusende. Dabei werden noch zusätzliche Bedingungen $e_1(x_f) .. e_p(x_f)$ am Endzeitpunkt berücksichtigt, die über Multiplikatorfunktionen ν_i eingebunden werden. Dies können z.B. auch die Randwertbedingungen von Gl. (2.4) sein.

$$\sum_{j=1}^m \left[\frac{\partial \Phi(\mathbf{x}(t_f))}{\partial x_j(t_f)} + \sum_{i=1}^p \nu_i \cdot \frac{\partial e_i(\mathbf{x}(t_f))}{\partial x_j(t_f)} - \lambda_j(t_f) \right] \cdot \delta x_j(t_f) = 0 \quad (2.15)$$

2.1.2 Das Optimierungsprogramm DIRCOL

Die prinzipielle Vorgehensweise zur Lösung von Optimalsteuerungsproblemen ist auch in der Arbeit [46] näher erläutert. Die analytische Lösung eines Optimalsteuerungsproblem ist meist jedoch nur in einfachen Fällen möglich. Daher werden in der Regel numerische Verfahren angewandt, die auf einer Überführung des kontinuierlichen (unendlich dimensional) Problems in ein endlich dimensionales Problem basieren. An der TU München war am Lehrstuhl für Höhere Mathematik und Numerische Mathematik ein solches Verfahren zur Lösung von Optimalsteuerungsproblemen entwickelt worden. Es handelt sich um das Programm "DIRCOL" [40]. Im Prinzip muß der Anwender lediglich eine Formulierung des Optimalsteuerungsproblems gemäß Gl. (2.1) bis Gl. (2.7) erstellen und implementieren, während die

eigentliche Optimierung und die Berechnung des Steuervektorzeitverlaufes von DIRCOL übernommen wird. Damit reduziert sich der Aufwand für den Anwender beträchtlich, weil die Anwendung der Optimalsteuerungstheorie automatisiert wird. Die Software wurde uns für die Untersuchung des Autarken Hybrid freundlicherweise zur Verfügung gestellt und in Zusammenarbeit beider Lehrstühle erstmalig auf ein solches Problem angewandt.

Bei DIRCOL handelt es sich um ein sogenanntes Direktes Collocationsverfahren. Das dynamische, unendlichdimensionale Problem der Berechnung eines Zeitverlaufes wird durch Diskretisierung an bestimmten Stützstellen in eine Abfolge (statischer) endlichdimensionaler, nichtlinearer Optimierungsprobleme (NLPs) überführt. Der in [41] eingeschlagene Weg soll im folgenden kurz skizziert werden. Für die Diskretisierung müssen die Zeitverläufe der Steuer- und Zustandsgrößen an den Gitterpunkten abgetastet werden. Die Gitterpunkte können äquidistant gewählt werden oder aber in ihrer Schrittweite an das Systemverhalten angepaßt werden, z.B. wenn sich Abschnitte mit starken Zustandsänderungen mit "ruhigen" Phasen abwechseln. Für die zu wählenden N Stützstellen gilt:

$$t_0 = t_1 < t_2 < \dots < t_i < t_{i+1} < \dots < t_{N-1} < t_N = t_f \quad (2.16)$$

Intern wird der betrachtete Zeitbereich $[t_0, t_f]$ skaliert und auf das Intervall $[0, 1]$ abgebildet. Im Prinzip können während des betrachteten Zeitintervalls Umschaltunkte auftreten, bei denen eine Strukturumschaltung des betrachteten Systems stattfindet. DIRCOL erlaubt die Darstellung solcher Strukturumschaltungen. Bei der Problemformulierung für das Hybridfahrzeug wurde von dieser Möglichkeit jedoch kein Gebrauch gemacht, daher wird dies in den folgenden Ausführungen auch nicht berücksichtigt.

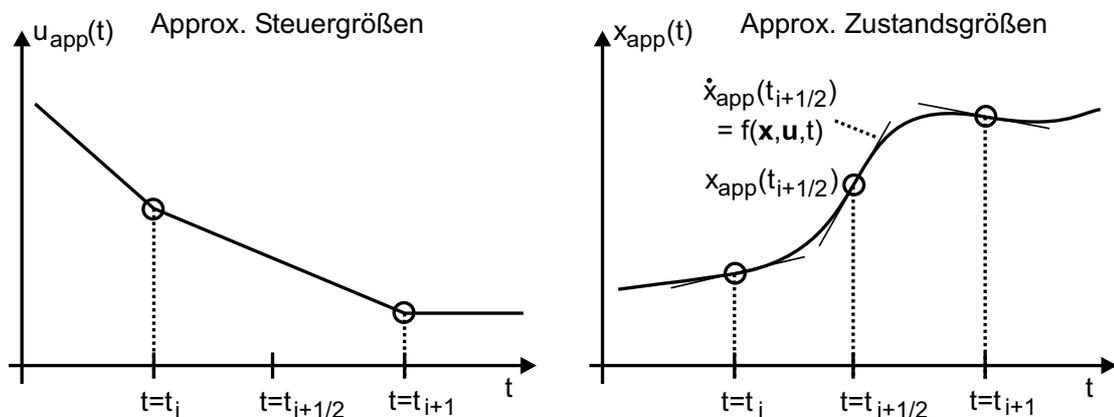


Bild 2.2: Diskretisierung und Approximation der Steuer- und Zustandsgrößen

Zur Lösung der Differentialgleichungen ist es erforderlich, die Steuer- und Zustandsgrößen zwischen den gewählten Stützstellen zu interpolieren und durch die stückweise definierten Funktionen $\mathbf{u}_{app}(t)$ und $\mathbf{x}_{app}(t)$ zu approximieren. Dabei werden die Steuergrößen linear, die Zustandsgrößen stückweise kubisch interpoliert, siehe Abbildung 2.2. Damit können die gewählten Interpolationsfunktionen auch zwischen den Stützstellen eine Lösung der Differentialgleichungen darstellen. Die Differentialgleichungen müssen jeweils bei t_i und $t_{i+1/2}$, die (Un-) Gleichungsnebenbedingungen bei t_i erfüllt werden. Der in [41] gewählte Ansatz für das Kollokationsverfahren zielt darauf ab, das resultierende Optimierungsproblem möglichst klein zu halten.

Für die lineare Interpolation der einzelnen Steuergrößen ergibt sich jeweils folgender Ausdruck [40], wobei das letzte Diskretisierungsintervall gesondert betrachtet werden muß:

$$u_{app}(t) = \begin{cases} u_{app}(t_i) + \frac{t-t_i}{t_{i+1}-t_i} \cdot (u_{app}(t_{i+1}) - u_{app}(t_i)) & : t_1 \leq t < t_{N-1} \\ u_{app}(t_{N-1}) + \frac{t-t_{N-1}}{t_N-t_{N-1}} \cdot (u_{app}(t_N) - u_{app}(t_{N-1})) & : t_{N-1} \leq t \leq t_N \end{cases} \quad (2.17)$$

Für die stetig differenzierbare Approximation der einzelnen Zustandsgrößen wurde jeweils ein Polynom 3. Ordnung angesetzt:

$$x_{app}(t) = \begin{cases} \sum_{k=0}^3 c_k^i \cdot \left(\frac{t-t_i}{t_{i+1}-t_i}\right)^k & : t_1 \leq t < t_{N-1} \\ \sum_{k=0}^3 c_k^{N-1} \cdot \left(\frac{t-t_{N-1}}{t_N-t_{N-1}}\right)^k & : t_{N-1} \leq t \leq t_N \end{cases} \quad (2.18)$$

Dabei ergeben sich für die einzelnen Zustandsgrößen folgende Koeffizienten:

$$\begin{aligned} c_0^i &= x_{app}(t_i) \\ c_1^i &= (t_{i+1} - t_i) \cdot \dot{x}_{app}(t_i) \\ c_3^i &= -3x_{app}(t_i) - 2(t_{i+1} - t_i) \cdot \dot{x}_{app}(t_i) + 3x_{app}(t_i + 1) - (t_{i+1} - t_i) \cdot \dot{x}_{app}(t_{i+1}) \\ c_4^i &= 2x_{app}(t_i) + (t_{i+1} - t_i) \cdot \dot{x}_{app}(t_i) - 2x_{app}(t_i + 1) + (t_{i+1} - t_i) \cdot \dot{x}_{app}(t_{i+1}) \end{aligned}$$

Das diskretisierte Problem besitzt damit folgenden Parametervektor, dessen Elemente zu bestimmen sind:

$$\mathbf{Y} = (\mathbf{x}_{app}(t_1), \mathbf{u}_{app}(t_1), \dots, \mathbf{x}_{app}(t_N), \mathbf{u}_{app}(t_N), t_N)^T \quad (2.19)$$

Er enthält die Elemente der Vektoren der Steuer- und Zustandsgrößen zu jedem Diskretisierungspunkt und, falls es sich um ein Problem der Zeitoptimalität handelt, die Endzeit $t_N = t_f$. Die Dimension von \mathbf{Y} ist gegeben durch die Anzahl N der Diskretisierungspunkte und durch die Dimensionen n und m der Steuer- und Zustandsvektoren. Die Optimierungsaufgabe lautet somit: Minimiere die Gütefunktion $\Phi(\mathbf{Y})$ unter Einhaltung der unteren und oberen Grenzen von \mathbf{Y} und unter den Restriktionen der Gleichungsnebenbedingungen $a(\mathbf{Y})$ bzw. der Ungleichungsnebenbedingungen $b(\mathbf{Y})$:

$$\Phi(\mathbf{Y}) = \Phi(\mathbf{x}_N, t_N) \quad (2.20)$$

$$\mathbf{Y}_{min} \leq \mathbf{Y} \leq \mathbf{Y}_{max}, \quad (2.21)$$

$$a(\mathbf{Y}) = 0, \quad (2.22)$$

$$b(\mathbf{Y}) \geq 0 \quad (2.23)$$

In den Zusatzbedingungen $a(\mathbf{Y})$ ist die Summe der Zustandsgleichungen f_i , der Gleichungsnebenbedingungen h_j und die Randwertbedingungen r_i enthalten:

$$f_i(\mathbf{x}_{app}(t), \mathbf{u}_{app}(t), \mathbf{p}, t) - \dot{x}_{i,app}(t) = 0, \quad i = 1..m \quad (2.24)$$

$$h_j(\mathbf{x}_{app}(t), \mathbf{u}_{app}(t), \mathbf{p}, t) = 0, \quad j = 1..k \quad (2.25)$$

$$r_i(x_{i,app}(t_1), x_{i,app}(t_N)) = 0, \quad i = 1..m \quad (2.26)$$

Die Zusatzbedingungen $b(\mathbf{Y})$ entsprechen den Ungleichungsnebenbedingungen g_j :

$$g_j(\mathbf{x}_{app}(t), \mathbf{u}_{app}(t), \mathbf{p}, t) \geq 0, \quad j = 1..l \quad (2.27)$$

Der Lösungsansatz für dieses nichtlineare Optimierungsproblem ist eine Lagrange-funktion, in der die Zusatzbedingungen mit den Langrangemultiplikatoren μ und σ enthalten sind:

$$L(\mathbf{Y}, \mu, \sigma) = \Phi(Y) - \sum_i^{n_a} \mu_i \cdot a_i(Y) - \sum_j^{n_b} \sigma_j \cdot b_j(Y) \quad (2.28)$$

Dabei ist $n_a = 2m + k$ die Anzahl sämtlicher Gleichungsnebenbedingungen und $n_b = l$ die Anzahl sämtlicher Ungleichungsnebenbedingungen.

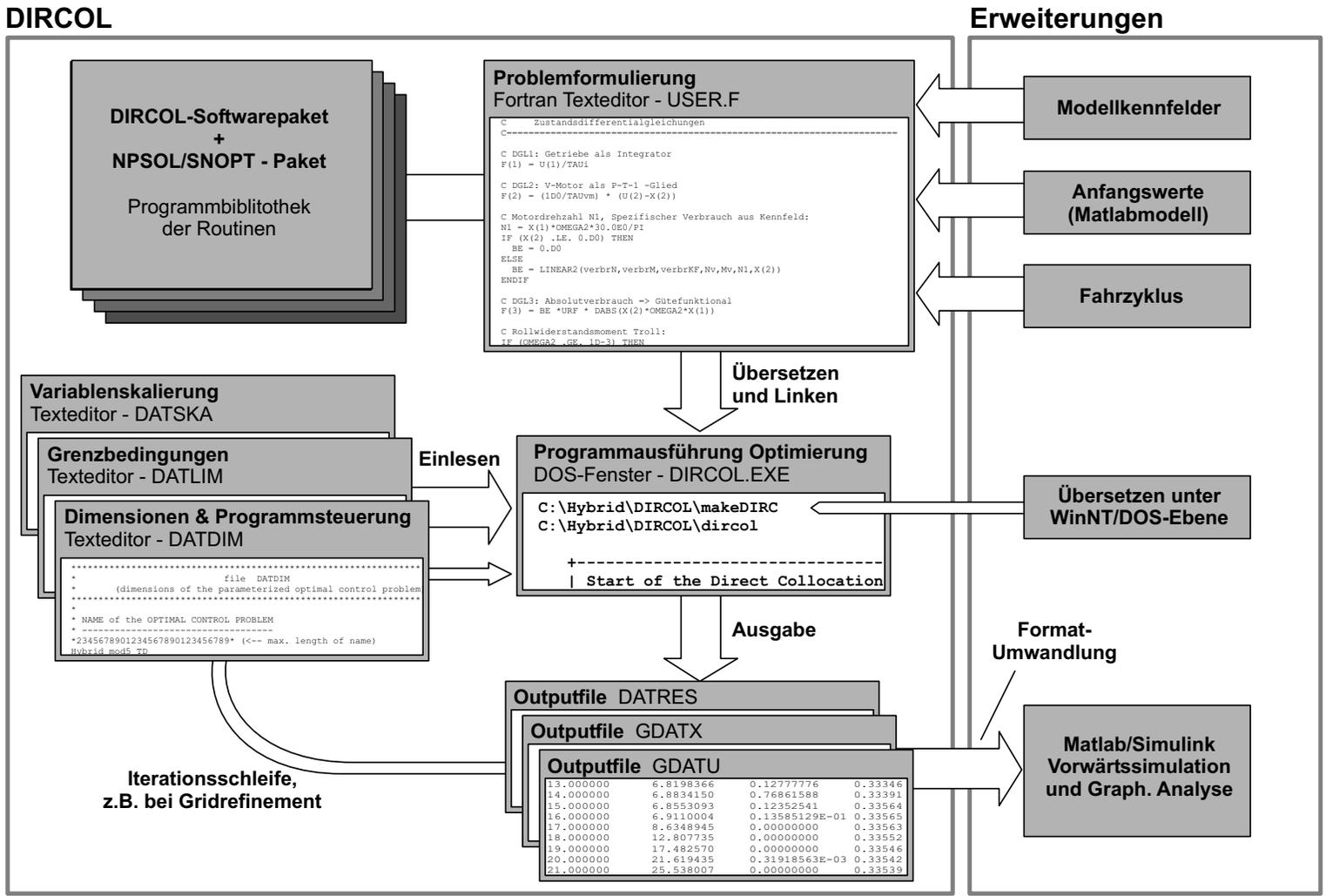
Zur Lösung des Problems werden Methoden der Sequentiellen Quadratischen Programmierung (SQP) angewandt. DIRCOL greift hierzu auf die Programme NPSOL [7] bzw. SNOPT [6] zurück. Diese Softwarepakete wurden uns von der University of California San Diego zu den Forschungsarbeiten freundlicherweise überlassen.

Zum Abschluß dieses Abschnittes soll dem Leser noch ein Überblick über die Handhabung von DIRCOL durch den Anwender vermittelt werden. Eine genaue Anleitung ist im “User’s Guide for DIRCOL“ [41] zu finden. Die Struktur der Anwenderschnittstellen ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Der Anwender schreibt die Gleichungen der Problemformulierung direkt in den Sourcecode einer vorbereiteten Fortran-Subroutine des Programmes DIRCOL. Da die Funktionswerte der Differentialgleichungen und Nebenbedingungsgleichungen nur an den Stützpunkten des Diskretisierungsgitters abgefragt werden, ist es prinzipiell unerheblich, ob die Funktionswerte durch eine analytische Gleichung dargestellt werden oder ob ein Teil des Systemverhaltens durch implementierte Kennfelder oder Kennlinien wiedergegeben wird. Genauso können Umschaltbedingungen durch IF-THEN-ELSE Anweisungen definiert werden. Allerdings kann dies während des Optimierungsvorganges bei der internen Interpolation und Differenzenbildung zu erheblichen Problemen führen. Eine “weiche“ Formulierung durch Einführen von Arcustangensfunktionen ist allerdings nur dann sinnvoll, wenn diese durch mehrere Diskretisierungspunkte hinreichend abgetastet werden. Durch den Spielraum bei der Programmierung ist es somit möglich, zusätzliche Kennfelder und Parameterumschaltpunkte eines Modells zu implementieren. Zusätzlich kann die ursprünglich vorgesehene interne Berechnung von Anfangswerten durch das Einlesen von Datensätzen mit Zeitverläufen der Steuer- und Zustandsvariablen, die zuvor unter Matlab/Simulink erstellt wurden, ersetzt werden. Das Problem der Anfangswerte wird in den folgenden Abschnitten noch ausführlich behandelt.

Wie in Abbildung 2.3 zu sehen, wurde die Software um diese Möglichkeiten erweitert. Speziell für das Problem der Hybridfahrzeugsteuerung ist zusätzlich das Einlesen des gewünschten Fahrzyklus als zeitabhängige Gleichungsnebenbedingung erforderlich. Nach dem Programmieren der Systemgleichungen kann die Anwenderroutine übersetzt und eingebunden werden. DIRCOL ist ursprünglich für Plattformen mit UNIX/Linux vorgesehen, ist aber auch unter Windows lauffähig. Dazu wurden im Rahmen dieser Arbeit entsprechende Batchfiles geschrieben, die das Übersetzen des Quellcodes und das Erzeugen eines lauffähigen “dircol.exe“ erlauben, das z.B. in einem DOS-Fenster aufgerufen werden kann. Als Fortran/C-Compiler wurde das EGCS-1.1.2-Paket verwendet, eine Windowsversion der GNU-Compiler.

Die Werte für die Variablenskalierung, die Variablen Grenzen und die Zustandsdimensionen sowie die Vorgaben für die Ausführung des Programmes werden innerhalb von vorbereiteten Textfiles eingegeben. Die Ausgabe der Optimierungsergebnisse erfolgt wiederum in speziellen ASCII-Dateien, die als Anfangswerte für einen er-

Bild 2.3: Anwenderschnittfläche des DIRCOL-Paketes und Ergänzungen



neuten Optimierungslauf, z.B. mit verfeinertem Diskretisierungsgitter, eingelesen werden können. Zur Analyse und zum Vergleich der Ergebnisse kann es erforderlich sein, eine Vorwärtssimulation des Systems mit den optimalen Steuertrajektorien durchzuführen. Dies kann z.B. unter Matlab/Simulink geschehen. Um ein Matlab-kompatibles Datenformat zu erhalten, muß allerdings eine entsprechende Umwandlungsroutine geschrieben werden.

2.1.3 Problemformulierung für den Autarken Hybrid

In der Arbeit [46] war das dynamische Verfahren erstmals angewendet worden. Hier standen die Anwendbarkeit und das Berechnen grundlegender Ergebnisse im Vordergrund. Als wichtigstes Kennfeld wurde daher nur der spezifische Verbrauch des Verbrennungsmotors eingebunden, während die Wirkungsgrade der anderen Komponenten als konstant angenommen wurden. Gegenüber dieser Arbeit wurde nun das Modell um die Kennfelder für E-Maschine, Getriebe und Hydraulikpumpe, ein Batterie- und Reifenmodell und um eine steuerbare mechanische Bremse erweitert und die Formulierung der Zyklusvorgabe geändert.

Die Struktur des erweiterten Antriebstrangmodells ist in Bild 2.4 dargestellt. Die Umsetzung dieses Modells in eine Problemformulierung im Zustandsraum soll im folgenden beschrieben werden. Da die Optimierungsrechnungen wegen der hohen Iterationszahl rechenzeitkritisch sind, muß das Modell so kompakt wie möglich formuliert werden. Um das Finden einer Lösung zu erleichtern, sollte die Dimension des Zustandsraumes möglichst gering sein. Sprungstellen und "harte" Zwangsbedingungen sollten vermieden werden.

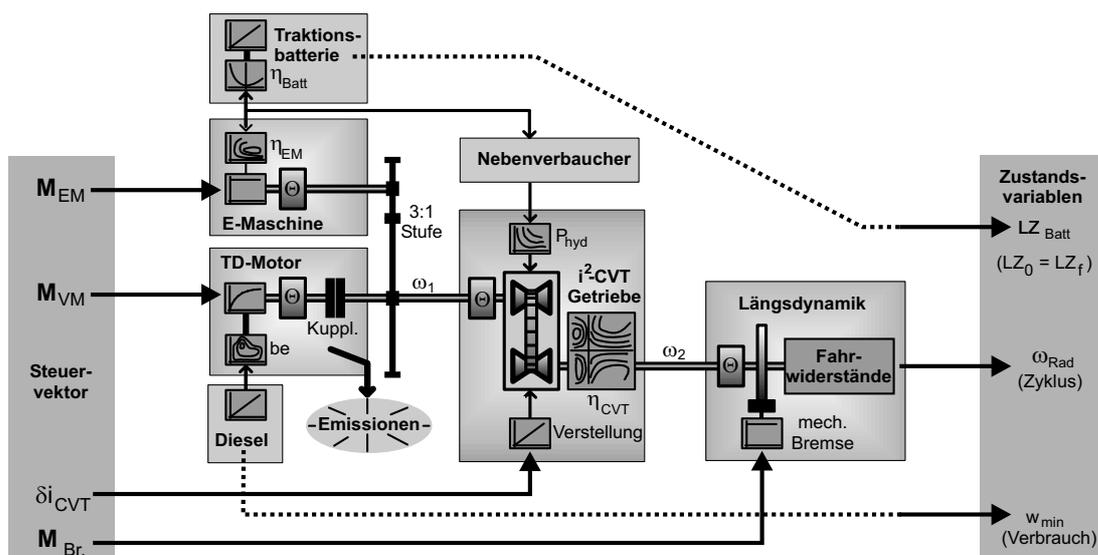


Bild 2.4: Struktur des erweiterten Antriebstrangmodells

Der Steuervektor des Systems enthält die Sollmomente für E-Maschine und V-Motor, die Getriebeverstellrate und das Sollmoment für die mechanische Bremse.

Das Zeitverhalten der Antriebsstrangkomponenten wurde durch Zustandsdifferentialgleichungen (ZDGL) dargestellt, siehe die regelungstechnischen Strukturbilder in Abbildung 2.4. Das ist zum einen das Verzögerungsverhalten der Motoren und der angenommenen steuerbaren mechanischen Bremse. Da die Zeitkonstanten von E-Maschine und Bremse klein gegenüber der des Verbrennungsmotors sind, wurde hier P-Verhalten angenommen und auf je eine zusätzliche Zustandsvariable verzichtet. Lediglich für den Verbrennungsmotor wurde wegen des langsameren Ansprechverhaltens eine ZDGL zur Beschreibung des PT_1 -Verhaltens aufgestellt. Zum anderen stellen die Energiespeicher von Traktionsbatterie und Kraftstofftank Glieder mit I-Verhalten dar und erfordern je eine ZDGL. Das Übertragungsverhalten des Getriebes kann ebenfalls durch einen Integrator beschrieben werden: bei Vorgabe einer Verstellrate $\delta i < 0$ wird die Übersetzung kontinuierlich mit der gewünschten Geschwindigkeit in Richtung kleine Übersetzung verstellt, bei $\delta i > 0$ in Richtung große Übersetzung.

Der Steuer- und Zustandsvektor sowie die ZDGL haben somit folgende Gestalt:

$$\mathbf{u}(t) = \begin{pmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \delta i_{CVT} \\ M_{VM} \\ M_{EM} \\ M_{Br} \end{pmatrix}, \quad \mathbf{x}(t) = \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} i_{CVT} \\ M_{VMist} \\ l_{z_{Batt}} \\ w_{Diesel} \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

$$f_1: \quad \dot{x}_1 = \dot{i}_{CVT} = \frac{\delta i_{CVT}}{\tau_{CVT}} \quad (2.30)$$

$$f_2: \quad \dot{x}_2 = \dot{M}_{VMist} = \frac{M_{VM} - M_{VMist}}{\tau_{VM}} \quad (2.31)$$

$$f_3: \quad \dot{x}_3 = \dot{l}_{z_{Batt}} = - \frac{M_{EM} \cdot i_{CVT} \cdot \omega_2 / \eta_{EM} + P_{NV} / \eta_{DCDC} + P_{hyd}}{\eta_{Batt} \cdot U_{Batt, Kl} \cdot C_{Batt}} \quad (2.32)$$

$$f_4: \quad \dot{x}_4 = \dot{w}_{Diesel} = c_{URF} \cdot be_{VM} \cdot |M_{VM} \cdot i_{CVT} \cdot \omega_2| \quad (2.33)$$

Der spezifische Kraftstoffverbrauch be_{VM} , der Wirkungsgrad des elektrischen Antriebes η_{EM} und die Leistung P_{hyd} der elektrischen Hydraulikpumpe des CVT werden durch Kennfelder beschrieben. Wird das Moment bzw. die Leistung der E-Maschine negativ, muß mit dem reziproken Wirkungsgrad gerechnet werden. Im Motorbetrieb

bei positiver Leistung ist die elektrische Leistung größer als die Wellenleistung, im Generatorbetrieb ist sie betragsmäßig kleiner.

$$be_{VM} = \begin{cases} be_{VM}(M_{VM}, i_{CVT} \cdot \omega_2) & : M_{VM} > 0 \\ 0 & : M_{VM} = 0 \end{cases} \quad (2.34)$$

$$\eta_{EM} = \begin{cases} \eta_{EM}(M_{EM}, i_{CVT} \cdot \omega_2) & : M_{EM} \geq 0 \\ 1/\eta_{EM}(M_{EM}, i_{CVT} \cdot \omega_2) & : M_{EM} < 0 \end{cases} \quad (2.35)$$

$$P_{hyd} = P_{hyd}(M_{2CVT}, i_{CVT}) \quad (2.36)$$

Die Größen η_{Batt} und U_{Batt} werden durch ein Batteriemodell bestimmt, in welchem lediglich die Verlustleistung am Serienwiderstand (=“Innenwiderstand“) zu einer idealen Spannungsquelle betrachtet wird. Die innere Spannung und der Innenwiderstand werden durch ladezustandsabhängige Kennlinien beschrieben, wobei für den Innenwiderstand zwischen Lade- und Entladebetrieb unterschieden wird. Das Batteriemodell verwendet als Koppelgröße zum Antriebsstrangmodell die Klemmenleistung der Batterie. Diese entspricht dem Zählerausdruck der Zustandsgleichung f_3 . Über die Bestimmung des Batteriestromes und des Innenwiderstandes läßt sich die Verlustleistung $R_{iBatt} \cdot I_{Batt}^2$ und daraus der gesuchte Wirkungsgrad bestimmen. Mit dieser Betrachtungsweise erhält man ein relativ kompaktes Modell, das mit den folgenden Gleichungen in die Problemformulierung eingebunden werden kann:

$$P_{Batt,Kl} = M_{EM} \cdot i_{CVT} \cdot \omega_2 / \eta_{EM} + P_{NV} / \eta_{DCDC} + P_{hyd} \quad (2.37)$$

$$R_{iBatt} = \begin{cases} R_{Entlade}(lz) & : P_{Batt,Kl} \geq 0 \\ R_{Lade}(lz) & : P_{Batt,Kl} < 0 \end{cases} \quad (2.38)$$

$$I_{Batt} = \frac{\sqrt{U_{Batt,Kl}(lz) - (U_{Batt,Kl}^2(lz) - 4 R_{iBatt} \cdot P_{Batt,Kl})}}{2 R_{iBatt}} \quad (2.39)$$

$$\eta_{Batt} = \begin{cases} \frac{|P_{Batt,Kl}|}{|P_{Batt,Kl}| + R_{iBatt} \cdot I_{Batt}^2} & : P_{Batt,Kl} \geq 0 \\ \frac{|P_{Batt,Kl}| + R_{iBatt} \cdot I_{Batt}^2}{|P_{Batt,Kl}|} & : P_{Batt,Kl} < 0 \end{cases} \quad (2.40)$$

Bei der Formulierung in [46] ergab sich für die Radwinkelgeschwindigkeit ω_2 eine ZDGL, die das statische und dynamische Verhalten des Antriebsstranges inklusive der Schwungradeffekte des CVTs beschrieb. Da bei Vernachlässigung des Schlupfes die Radwinkelgeschwindigkeit durch den Fahrzyklus gegeben ist, wurde eine Ungleichungsnebenbedingung für ein Toleranzband um den gegebenen Zyklus formuliert, innerhalb dessen sich die Zustandsvariable ω_2 befinden mußte. Im Prinzip kann diese zusätzliche Zustandsvariable jedoch wegfallen, da bei einer festen Vorgabe des Zeitverlaufes $\omega_2(t)$ auch dessen Ableitung $\dot{\omega}_2(t)$ im voraus eindeutig bestimmt ist. Daher konnte die ursprüngliche ZDGL in eine Gleichungsnebenbedingung der Form von Gl. (2.2) umgeschrieben werden. Die Radwinkelgeschwindigkeit und deren Ableitung wurden für den betrachteten Fahrzyklus im voraus berechnet und deren Zeitverläufe nun als zeitabhängige Parameter ω_2 und $\dot{\omega}_2$ betrachtet. Es ergibt sich somit als Gleichungsnebenbedingung h_1 :

$$h_1 : \quad 0 = M_{VM} + M_{EM} - \frac{\delta i_{CVT}}{\tau_{CVT}} \cdot \Theta_1 \cdot \omega_2 - \frac{M_{2CVT}}{i_{CVT} \cdot \eta_{CVT}} - i_{CVT} \cdot \dot{\omega}_2 \cdot \Theta_1 \quad (2.41)$$

Diese Gleichung entspricht einer Momentenbilanz an der Getriebeeingangswelle, wobei der 3. Term den Schwungradeffekt bei Änderung der Übersetzung beschreibt. Erst durch diese Bedingung werden Zustandsgleichungen miteinander gekoppelt. Die Winkelgeschwindigkeit am Getriebeeingang ist auf die Radwinkelgeschwindigkeit am Getriebeausgang umgerechnet ($\omega_1 = i_{CVT} \cdot \omega_2$). Die Größe M_{2CVT} ist das Getriebeabtriebsmoment und wird durch das mechanische Bremsmoment sowie das Längsdynamikmoment des Fahrzeugs mit der rotatorischen Fahrzeugträgheit und den statischen Fahrwiderständen M_{Luft} und M_{Roll} bestimmt:

$$M_{2CVT} = M_{Br.mech} + \dot{\omega}_2 \cdot \left(\Theta_2 + M_{Fzg} \cdot R_{Rad}^2 \right) + M_{Luft} + M_{Roll} \quad (2.42)$$

$$M_{Luft} = \frac{1}{2} \cdot R_{Rad}^3 \cdot c_w \cdot A_{qs} \cdot \rho_{Luft} \cdot \omega_2^2 \quad (2.43)$$

$$M_{Roll} = R_{Rad} \cdot M_{Fzg} \cdot \left(f_{r0} + f_{r1} \cdot \omega_2 + f_{r4} \cdot \omega_2^4 \right) \quad (2.44)$$

Dabei sind A_{qs} die Querspanntfläche des Fahrzeuges und $f_{r0}..f_{r4}$ die Koeffizienten des Reifenmodells. Der Getriebewirkungsgrad wird durch ein Kennfeld in Abhängigkeit von Übersetzung und Abtriebsmoment bestimmt. Auch hier muß wieder das Vorzeichen des übertragenen Momentes berücksichtigt werden:

$$\eta_{CVT} = \begin{cases} \eta_{CVT}(M_{2CVT}, i_{CVT}) & : M_{2CVT} \geq 0 \\ 1/\eta_{CVT}(M_{2CVT}, i_{CVT}) & : M_{2CVT} < 0 \end{cases} \quad (2.45)$$

Mit Θ_1 ist in Gl. (2.41) das resultierende Trägheitsmoment an der Getriebeeingangsseite gegeben, für das eine Umschaltbedingung wegen der Zu- und Abkuppelbarkeit des V-Motors gilt:

$$\Theta_1 = \begin{cases} \Theta_{EM} + \Theta_{1CVT} & : M_{VM} = 0 \\ \Theta_{VM} + \Theta_{EM} + \Theta_{1CVT} & : M_{VM} \neq 0 \end{cases} \quad (2.46)$$

In der Momentenbilanz stellt die Gleichungsnebenbedingung Gl. (2.41) in Form von $0 = h_1(M_{VM}, M_{EM}, M_{2CVT})$ eine ‐harte‐ Formulierung dar. Für die Optimierung mit DIRCOL hat es sich als günstiger erwiesen, diese Bedingung ‐weich‐ zu formulieren, d.h. sie mit einer geringfügigen abtriebsseitigen Momententoleranz M_{Tol} von etwa 2 Nm zu versehen. Dabei wird die ursprüngliche Gleichungsnebenbedingung h_1 in eine Ungleichungsnebenbedingung g_1 überführt.

$$g_1 : 0 \leq M_{Tol} - |h_1(M_{VM}, M_{EM}, M_{2CVT}) - M_{Tol}| \quad (2.47)$$

$$g_2 : 0 \leq i_{CVT} - i_{CVT,max} + a \cdot \omega_2^2 \quad (2.48)$$

$$g_3 : 0 \leq \omega_{1,max} - \omega_2 \cdot i_{CVT} \quad (2.49)$$

$$g_4 : 0 \leq \begin{cases} M_{EM,max} - |M_{EM}| & : \omega_2 \cdot i_{CVT} \leq \omega_{EM,nenn} \\ \frac{P_{EM,max}}{\omega_2 \cdot i_{CVT}} - |M_{EM}| & : \omega_2 \cdot i_{CVT} > \omega_{EM,nenn} \end{cases} \quad (2.50)$$

Zur vollständigen Problembeschreibung sind noch weitere Ungleichungsnebenbedingungen erforderlich. Mit Gl. (2.48) wird dafür gesorgt, daß bei kleinen Drehzahlen die Übersetzung in Richtung Anfahrübersetzung verstellt wird, die das Getriebe im Stillstand erreichen muß. Die antriebsseitige Drehzahlbegrenzung wird mit Gl. (2.49) gegeben. Da die Radwinkelgeschwindigkeit vorgegeben und i_{CVT} eine Zustandsvariable ist, muß die getriebeeingangsseitige Drehzahl jeweils durch $\omega_2 \cdot i_{CVT}$ ausgedrückt werden. Die Momentenbegrenzung der E-Maschine im Grunddrehzahl- und Feldschwächbereich wird durch Gl. (2.50) vorgegeben. Beim V-Motor ist eine Beschränkung durch eine Vollastkennlinie nicht erforderlich, da der Verbrauch außerhalb des Betriebsbereiches auf einen hohen Defaultwert gesetzt ist, so daß hier automatisch keine Betriebspunkte angefahren werden.

Letztlich müssen noch das Gütefunktional sowie die Randwertbedingung für den Ladezustand definiert werden. Weitere Vorgaben wären noch die festen oberen und unteren Grenzen der Steuer- und Zustandsvariablen sowie die Start- und Endzeit des Fahrzyklus. Damit ist die Problemformulierung vollständig:

$$J[\mathbf{u}(t)] = \Phi(\mathbf{x}(t_f)) = w_{Diesel}(t_f) \quad (2.51)$$

$$lz_{Batt}(t = t_0) = lz_{Batt}(t = t_f) = lz_{soll} \quad (2.52)$$

Anmerkung: Bei der Berechnung des Steuervektors wird hier von einem linearen Übertragungsverhalten der Komponenten ausgegangen, das durch Zustandsgleichungen dargestellt werden kann. Im realen System ist dieses Verhalten jedoch sehr viel komplexer, teilweise hochgradig nichtlinear und analytisch nicht darstellbar. Zur tatsächlichen "Umsetzung" der Vorgaben des Steuervektors ist in der Arbeit [26] der Gesamtfahrzeugregler entwickelt worden, der dieses Verhalten linearisiert. So stellt z.B. beim CVT-Getriebe die Annahme einer linearen Beziehung zwischen dem Sollwert für die Verstellrate und der tatsächlichen Änderung der Übersetzung über der Zeit eine sehr starke Vereinfachung dar: Aktuator für die Getriebeverstellung ist im realen System der hydraulische Vierkantensteuerschieber, wobei sich hier für die Linearisierung ein Problem mit vierdimensionalem Eingangsraum ergibt, das nur mit hohem Aufwand und unter Einsatz neuronaler Netze gelöst werden kann [26]. Beim Verbrennungsmotor ist letztlich die Eingriffsgröße für die Momentenbildung die Stellung des Verstellhebels an der Einspritzpumpe, so daß neben dem Betriebsverhalten des Turbodiesels auch das Verhalten der Einspritzpumpe kompensiert werden muß.

Eine Nachbildung des Systemverhaltens inklusive des Regelsystems wäre viel zu komplex, um damit eine Optimierung durchführen zu können. Daher wurde für die Untersuchung der optimalen Antriebstrangsteuerung das Verhalten des Gesamtfahrzeugreglers als ideal angenommen und somit auch ein linearisiertes Übertragungsverhalten der Komponenten angesetzt.

2.1.4 Die Wirkungsgradkennfelder der Problemformulierung

Das Wirkungsgradverhalten der Antriebstrangkomponenten wurde durch statische Kennfelder modelliert, die in Abbildung 2.4 angedeutet sind. Die wichtigste Wirkungsgradinformation ist das Kennfeld für den spezifischen Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors. Das Kennfeld für den TD des Autarken Hybrid (Turbodiesel mit Wirbelkammerverfahren), welches auch den Untersuchungen in [46] zugrundegelegt worden war, zeigt ein Verbrauchsminimum von 240 g/kWh bei mittlerer Drehzahl (2500 U/min) nahe der Vollastlinie. Das Kennfeld ist in Bild 1.2 abgebildet. Allerdings ist der Bereich günstigen Verbrauches bei etwa 250 g/kWh sehr ausgedehnt und reicht bis in den Bereich von 50 % Last herunter. Im Teillastbereich steigt der Verbrauch typischerweise stark an, ebenso bei hoher Drehzahl und Leistung.

Da mit der Entwicklung des TDI mit Direkteinspritzung und AGR seit Beginn der 90er Jahre Dieselmotoren mit deutlich besserem Verbrauch zur Verfügung standen, wurde die Optimierung zusätzlich auch für einen TDI gleicher Leistung durchgeführt,

dessen Kennfeld Abbildung 2.5 dargestellt ist. Im Vergleich zum TD ist der Betriebsbereich zu höheren Momenten und niedrigeren Drehzahlen hin verschoben, das Verbrauchsminimum liegt hier zwischen 1500 und 2000 Umdrehungen und erreicht 200 g/kWh, wobei der Bereich günstigen Verbrauches dafür weniger ausgedehnt ist als beim TD. Bei anderen TDI-Motoren sind die Linien gleichen spezifischen Verbrauches im Kennfeld flacher, d.h. sie steigen mit zunehmender Drehzahl nicht so stark an wie in diesem Beispiel, so daß sich der Bereich optimalen Verbrauches über einen größeren Drehzahlbereich erstreckt.

Im elektrischen Teil des Antriebstranges wurde nun der Wirkungsgrad der E-Maschine (vgl. Bild 1.2) und der Verbrauch der elektrischen CVT-Hydraulikpumpe durch je ein Kennfeld berücksichtigt. Für die Traktionsbatterie wurde ein Modell erstellt, welches die Verlustleistung in Abhängigkeit von Klemmenleistung, innerer Spannung und Innenwiderstand berechnet. Für Innenwiderstand und Spannung wurden ladezustandsabhängige Kennlinien verwendet, jeweils getrennt ein Satz für Lade- und Entladevorgang.

Für die Bestimmung des mechanischen Wirkungsgrades des i^2 -CVT-Getriebes waren ursprünglich nur Kennfelder aus der Vermessung des Kettenwandlers verfügbar [31]. Der Wirkungsgrad hängt vom Eingangsmoment und von der Übersetzung des Wandlers ab. Zusätzlich besteht eine Abhängigkeit von der Eingangswellendrehzahl, so daß mehrere Kennfelder mit der Drehzahl als Parameter aufgenommen wurden. Ist nur das Abtriebsmoment bekannt, muß mit Hilfe eines Rekursionsverfahrens das Eingangsmoment bestimmt werden. Eine Wirkungsgradberechnung mit diesen

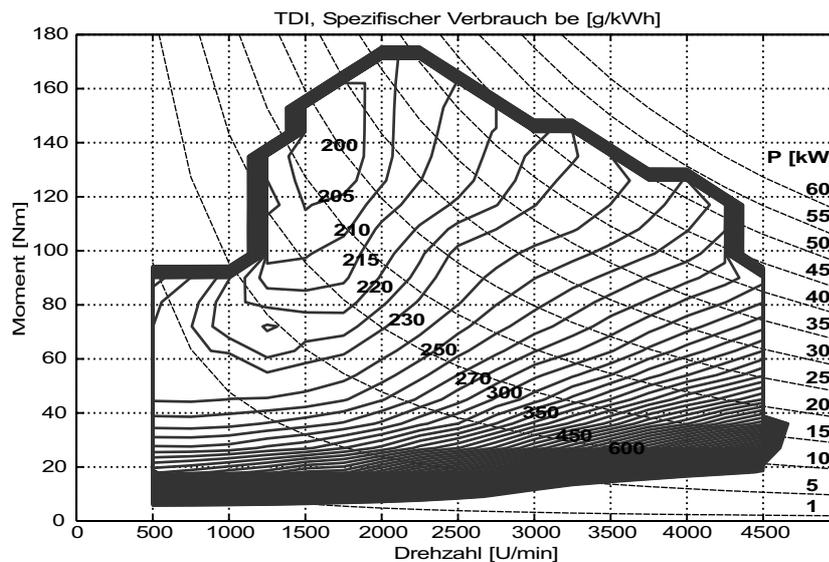


Bild 2.5: Verbrauchskennfeld TDI

Daten ist sehr aufwändig, weil η_{CVT} in Gl. (2.41) in Abhängigkeit des Getriebeausgangsmomentes gegeben sein muß. Darüber hinaus muß die Anzahl der Zahnradstufen bestimmt werden, die im Eingriff sind. In Bild 2.6 sind die beiden Betriebszustände des Getriebes dargestellt. Beim Anfahren wird eine große Übersetzung benötigt ($i_{CVT,max} = 32,5$) und das CVT befindet sich im V1-Bereich. Die Lamellenkupplung L1 und die Klauenkupplung K1 sind geschlossen, und das Moment wird im Wandler von Welle W2 nach W1 übertragen. Bei einer Gesamtübersetzung von $i_{CVT} = 6,84$ ist der Wandler an der oberen Stellbereichsgrenze angekommen. Im sogenannten "Umschaltvorgang" wird nun die Übertragungsrichtung im Wandler umgekehrt und in den V2-Bereich geschaltet: L1 und K1 werden geöffnet, L2 und K2 geschlossen, so daß der Wandler das Moment nun von W1 nach W2 überträgt und sich wieder an der unteren Stellbereichsgrenze befindet. Durch Zurückverstellen des Wandlers kann die Übersetzung im V2-Bereich in Richtung Overdrive gefahren werden und einen minimalen Wert von $i_{CVT,min} = 1,45$ erreichen. Im sogenannten Synchronpunkt bei $i_{CVT} = 6,84$ kann das Moment auch durch Schließen von K1 und K2 (L1 und L2 offen) direkt über eine Zahnradstufe übertragen werden, während der Wandler ohne Moment mitläuft. Damit kann ein höherer Gesamtwirkungsgrad erzielt werden.

Für die Optimierung wurde die Modellierung des Getriebeverhaltens im voraus durchgeführt und ein Wirkungsgradkennfeld für den gesamten Betriebs- und Stellbereich berechnet. Wie in Abbildung 2.7 ersichtlich, hängt dieses Kennfeld vom Abtriebsmoment M_{2CVT} und von der Gesamtübersetzung i_{CVT} ab. Damit kann η_{CVT} in Gl. (2.41) ohne zusätzlichen Rechenaufwand bestimmt werden. Ausgehend von den Wandlerkennfeldern wurden alle Betriebszustände berücksichtigt. Dabei wurde zwischen positivem und negativem Moment unterschieden, weil sich bei Momentenumkehr am CVT auch Eingangswelle und Abtriebswelle des Wandlers vertauschen und sich somit eine anderer Betriebspunkt im Wandlerkennfeld ergibt. Bei positivem CVT-Moment (Energie fließt von der CVT-Eingangswelle zur Ausgangswelle) muß

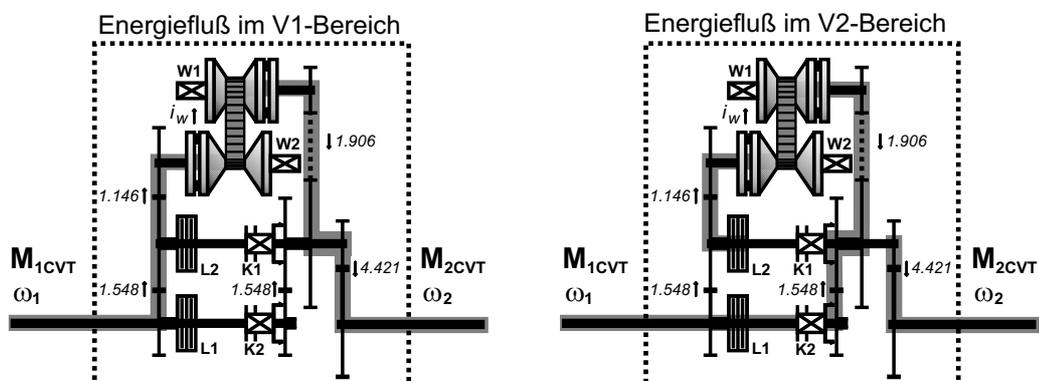


Bild 2.6: Stellbereiche und Aufbau des CVT

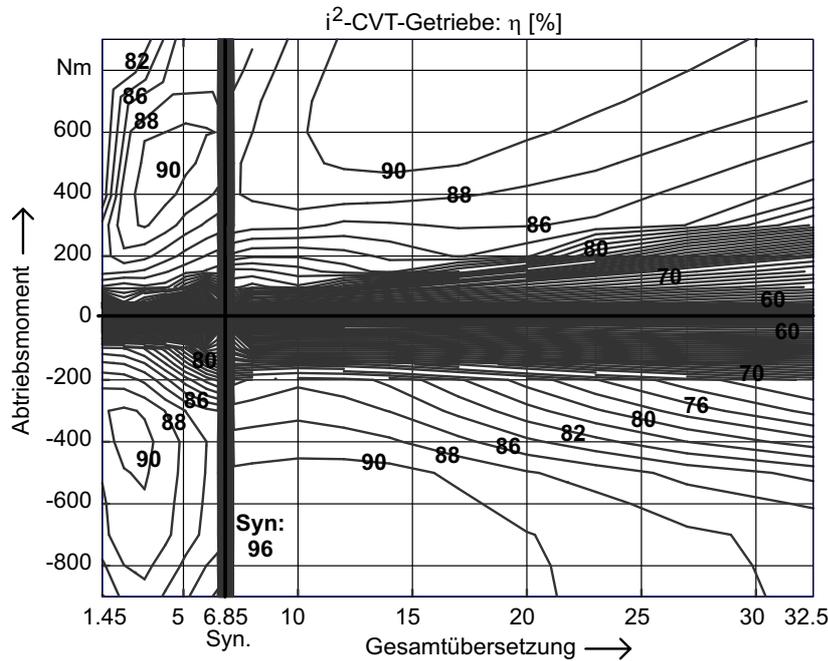


Bild 2.7: Wirkungswirkungskennfeld des CVT für die Optimierung

te mit einem Rekursionsverfahren vom Abtriebsmoment auf das Eingangsmoment des Wandlers rückgerechnet werden. Die eher geringfügige Drehzahlabhängigkeit des Wirkungsgrades wurde durch Verwendung unterschiedlicher Messungen für die Bereiche V1 (Kennfeld für 1000 U/min) und V2 (Kennfeld für 2000 U/min) überschlagsmäßig berücksichtigt. Im resultierenden Gesamtkennfeld in Bild 2.7 ist zu erkennen, daß der mechanische Wirkungsgrad zu kleinen Momenten hin stark einbricht, während bei größerem Abtriebsmoment ein Niveau von 80-90 % erreicht wird. Beim Autarken Hybrid würde dieses Niveau bei den Beschleunigungs- und Verzögerungsvorgängen und bei Fahrgeschwindigkeiten oberhalb von etwa 40 km/h erreicht. Die Synchronpunktlinie mit einem Wirkungsgrad von etwa 96 % ist die Trennlinie der beiden Betriebsbereiche. Damit das Optimierungsverfahren diesen schmalen Bereich besser finden kann, wurde die Synchronpunktlinie verbreitert und mit einem abgeflachten Anstieg, einer "Böschung" versehen. Das CVT-Wirkungsgradkennfeld wurde auch in Abhängigkeit des Eingangsmomentes M_{1CVT} bestimmt und ist in dieser Form in Bild 1.2 dargestellt. Eine Validierung des Gesamtwirkungsgrades war erst gegen Ende des Projektes möglich. Qualitativ ergibt sich eine gute Übereinstimmung beim Vergleich von gemessenen und simulierten Wirkungsgradverläufen, allerdings ist der tatsächliche Wirkungsgrad bei kleinem Moment günstiger als im Kennfeld angenommen. Andererseits steigt der Wirkungsgrad auch mit der Öltemperatur im CVT. Der energetisch gemittelte Gesamtwirkungsgrad bei einem Zyklusversuch kann bei warmem Prüfstand um 1 bis 2 Prozentpunkte höher liegen.

2.2 Eine Betriebsstrategie für die Anfangswertberechnung

Prinzipiell ist zur Durchführung einer Optimierungsrechnung die Vorgabe von Anfangswerten erforderlich. Bei einem dynamischen Problem bedeutet das, daß die Anfangswerttrajektorien für die Steuer- und Zustandsvariablen gefunden werden müssen. Im Idealfall würde eine "gute" Anfangswert-Steuertrajektorie schon eine abgeschätzte Lösung des Optimalsteuerungsproblems darstellen: Die resultierenden Zustandswerte müßten eine Lösung der Zustandsdifferentialgleichungen darstellen, Randwert- und Nebenbedingungen müßten annähernd eingehalten werden und der Wert des Gütefunktionalis läge tendenziell in der Nähe des Minimums. Häufig ist die Gestalt der Lösung bei einem Optimalsteuerungsproblem aber vollkommen unbekannt oder man will durch die Optimierung zunächst überhaupt eine Information darüber bekommen, wie die Rand- und Nebenbedingungen eingehalten werden können. So ist beim Problem des Autarken Hybrid der Einsatz eines dynamischen Optimierungsverfahrens die einzige Möglichkeit, die Ladezustandsbedingung exakt einzuhalten. Wenn zu wenig Information über die Problemlösung vorhanden ist und die Anfangswerte unter Umständen nicht einmal den Zustandsgleichungen bzw. Randbedingungen genügen, hängt es von der Robustheit des Verfahrens ab, ob eine Lösung gefunden werden kann. In diesem Fall ist es hilfreich, das Problem zunächst stark zu vereinfachen. Dies kann zum einen durch Vereinfachen der Zustandsgleichungen und Weglassen von Nebenbedingungen geschehen, zum anderen durch Aufteilen des geforderten Zeitbereichs in kleinere Zeitintervalle, die dann im ersten Schritt getrennt untersucht werden. Bei einem Verfahren wie DIRCOL mit Zeitdiskretisierung kann zunächst auch die Intervallschrittweite vergrößert werden.

Diese Vorgehensweise war bei den ersten Optimierungsrechnungen für den Autarken Hybrid [46] gewählt worden: es wurde keine Anfangswerttrajektorie vorgegeben und die drei Hügel des ECE-Citycycle wurden zunächst getrennt untersucht. Allerdings war diese Methode sehr aufwändig und nur auf Basis eines stark vereinfachten Fahrzeugmodells möglich. Nachdem nun aus der Arbeit [46] grundlegende Informationen über die Gestalt einer optimalen Betriebsführung zur Verfügung standen und mit einem stark verfeinerten Fahrzeugmodell gearbeitet werden sollte, wurde für die weiteren Optimierungsrechnungen die Verwendung von Anfangswerttrajektorien untersucht.

Das konventionelle Steuerverfahren für einen Hybridantriebstrang ist die sogenannte "Betriebsstrategie", auf die bereits in Kapitel 1.3 eingegangen worden war. Dieses bietet sich auch für die Berechnung von Anfangswerttrajektorien an. Für die Bestimmung des Steuervektors gemäß Gl. (2.29) wurde daher eine solche Betriebsstrategie entwickelt, mit der die bekannten Optimierungsergebnisse so gut wie möglich nachgebildet werden konnten und die auf das erweiterte Fahrzeugmodell anwendbar war. Mit den im Laufe der Optimierungsrechnungen gewonnenen Erfahrungen wurde diese Strategie schrittweise weiterentwickelt und verfeinert. Neben der Be-

rechnung möglichst guter Anfangswerttrajektorien wurde sie für die Untersuchung benutzt, in wie weit die Optimierungsergebnisse mit einem konventionellen Verfahren nachgebildet werden können. Wie die im nächsten Hauptabschnitt beschriebene Onlineoptimierung stellt diese Strategie ein Verfahren zur Realtime-Regelung dar, das prinzipiell in den Gesamtfahrzeugregler implementierbar ist. Im folgenden soll auf die Struktur und auf die Erfahrungen, die mit diesem Steuerverfahren gemacht wurden, näher eingegangen werden. Mit diesem Beispiel soll auch die Problematik des Einsatzes von Betriebsstrategien in der Fahrzeugsimulation verdeutlicht werden.

Die Anfangswerttrajektorienberechnung wurde als Matlab-Skript realisiert. Das Programm enthält exakt das gleiche Fahrzeugmodell wie die Optimierung (vgl. Abbildung 2.4), welches in Rückrechnung vom gegebenen Fahrzyklus die erforderlichen Systemgrößen bestimmt und mit der Strategie gekoppelt ist. Diese basiert auf zwei Kennlinien für Drehzahl und Moment, siehe Bild 2.8. Die getriebeeingangsseitige Soll-drehzahl N_{VM} für den V-Motor ist in Abhängigkeit von der geforderten Motor-solleistung P_{1Soll} definiert. Im reinen E-Betrieb und beim Bremsen wird anstelle dieser Kennlinie die Nenndrehzahl der E-Maschine vorgegeben. Der Drehzahlsollwert wird einem Drehzahlregler übergeben, der die erforderliche Getriebeverstellrate

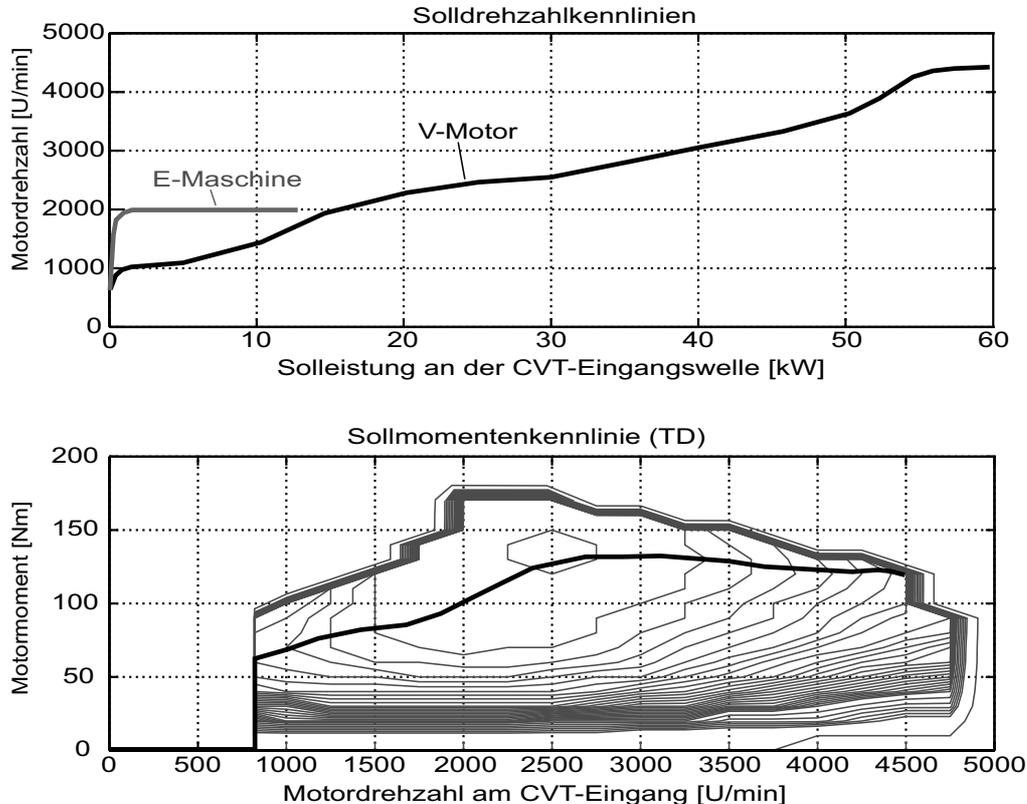


Bild 2.8: Kennlinien der Strategie

einstellt. Eine wichtige Nebenbedingung des Autarken Hybrid ist, daß das Getriebe im Stillstand die maximale Übersetzung erreicht. Dies kann dadurch bewirkt werden, daß dem Regler eine Soll Drehzahl größer Null vorgegeben wird, wenn die geforderte Motorleistung gegen Null geht: Wird das Fahrzeug bis zum Stillstand abgebremst, versucht der Drehzahlregler, die Übersetzung ins Unendliche zu verstellen und die CVT-Übersetzung gerät in den oberen Anschlag. Mit der zweiten Kennlinie ist das Sollmoment M_{VM} des Verbrennungsmotors in Abhängigkeit von der eingestellten Motordrehzahl definiert. Diese Kennlinie liegt etwas unterhalb der verbrauchsoptimalen Linie im Kennfeld.

Eine Reihe von Umschaltbedingungen in Abhängigkeit von der Radwinkelgeschwindigkeit ω_2 , der Radleistung P_{2soll} , dem Radmoment M_{2soll} und dem Batterieladezustand LZ bestimmt die Ein- und Ausschaltzeitpunkte des Verbrennungsmotors. Dabei gibt die Variable VM_{ein} den gewünschten Betriebszustand des Verbrennungsmotors und somit die Strategie für die Bestimmung des Sollmomentes M_{VM} an:

$VM_{ein} = 0$: *Elektrobetrieb, $M_{VM}=0$*

$VM_{ein} = 1$: *Taktbetrieb bei Beschleunigungsvorgängen, M_{VM} aus Kennlinie*

$VM_{ein} = 2$: *Taktbetrieb bei konstanter Geschwindigkeit, M_{VM} aus Kennlinie*

$VM_{ein} = 3$: *V-Motorbetrieb bei höheren Geschw., M_{VM} aus P_{2soll} und ΔLZ
 wobei $\Delta LZ = (LZ - LZ_{soll}) =$ Abweichung zum Solladezustand*

$$P_{Hyst} = \begin{cases} VM_{ein} \neq 1 & : P_{Hyst,oben} + a \cdot \Delta LZ \\ VM_{ein} = 1 & : P_{Hyst,unten} + a \cdot \Delta LZ \end{cases}$$

$$LZ_{Hyst} = \begin{cases} VM_{ein} \neq 2 & : LZ_{Hyst,unten} \\ VM_{ein} = 2 & : LZ_{Hyst,oben} \end{cases}$$

$$VM_{ein} = \begin{cases} (\dot{\omega}_2 \geq \dot{\omega}_{Takt}) \ \& \ ((P_{2soll} \geq P_{Hyst}) \ | \ (M_{2soll} \geq M_{Emax})) & : 1 \\ (|\dot{\omega}_2| < \dot{\omega}_{Takt}) \ \& \ (\omega_2 > \omega_{Takt}) \ \& \ (LZ \leq LZ_{Hyst}) & : 2 \\ (\omega_2 \geq \omega_{VBetr}) \ \& \ (M_{2soll} \geq M_{Max}) & : 3 \\ sonst & : 0 \end{cases}$$

Die leistungsabhängige Einschaltsschwelle für den V-Motor bei Beschleunigungsvorgängen besitzt eine Hysterese: Solange der Betriebszustand $VM_{ein} \neq 1$ ist, liegt die Schwelle auf ihrem oberen Wert $P_{Hyst,oben}$. Sobald diese Schwelle überschritten wird und die Strategie sich im Zustand $VM_{ein} = 1$ befindet, wird der untere Schwellenwert $P_{Hyst,unten}$ gesetzt. Zusätzlich hängt die Einschaltsschwelle noch vom Ladezustand ab. Im Taktbetrieb bei konstanter Geschwindigkeit mit dem Betriebszustand $VM_{ein} = 2$ wurde ein direkter Hystereseregler für den Ladezustand programmiert: Ist z.B. bei Elektrobetrieb der Ladezustand auf den Wert von $LZ_{Hyst,unten}$ abgesunken, wird der Zustand $VM_{ein} = 2$ aktiv und somit der Verbrennungsmotor eingeschaltet. Nun wird die Schwelle auf $LZ_{Hyst,oben}$ gesetzt und die Batterie durch elektrische Lastpunktanhebung solange geladen, bis dieser Wert überschritten wird.

In diesen beiden Betriebsarten wird das Sollmoment M_{VM} für den V-Motor über die Kennlinie in Abbildung 2.8 bestimmt, was im unteren Lastbereich zu einer elektrischen Lastpunktanhebung führt. Bei höheren Geschwindigkeiten wird der Zustand $VM_{ein} = 3$ erreicht und der Verbrennungsmotor ist dauerhaft im Eingriff. Hier wird M_{VM} hauptsächlich über die Leistungsbilanz an der CVT-Eingangswelle bestimmt und die Lastpunktanhebung durch die E-Maschine dient nur zum Ausgleich der Ladezustandsdifferenz.

Bei der Momentenaufteilung zwischen den beiden Motoren wird das Prinzip genutzt, daß zuerst das Sollmoment des V-Motors bestimmt wird und dann aus dessen Istmoment und der Momentenbilanz am Getriebeeingang das "verbleibende" Moment für die E-Maschine. Soll der V-Motor ausgeschaltet sein, wird dessen Istmoment zu Null, woraus sich automatisch reiner Elektrobetrieb ergibt. Problematisch ist die exakte Einhaltung der Betriebsbereichsgrenzen der E-Maschine, was u.U. eine Nachkorrektur des V-Motormomentes erforderlich macht. Die einzelnen Programmschritte für einen Zeit-Diskretisierungspunkt bei der Simulation eines Fahrzyklus gliedern sich nun wie folgt:

1. Bestimmung der Solldrehzahl N_{1soll} aus der vordefinierten Drehzahlkennlinie in Abhängigkeit der CVT-eingangsseitigen Solleistung, die rekursiv vom letzten Diskretisierungspunkt übernommen wird.
2. Ermittlung von CVT-Verstellrate und resultierender Übersetzung mit einem PI-Regler für die Drehzahl N_{1ist} .
3. Rückrechnung von Zyklus und Fahrwiderständen auf das Getriebeausgangsmoment. Bei Bremsvorgängen wird das Moment der E-Maschine abgeschätzt, um bei Überschreiten von deren Betriebsbereichsgrenzen das Sollmoment für die mechanische Bremse bestimmen zu können.
4. Rückrechnung über den Getriebewirkungsgrad und die Getriebedynamik auf das Getriebeeingangsmoment.

5. Bestimmung der Motorsolleistung. Diese wird mit einer betriebspunktabhängigen Zeitkonstante geglättet, um ein zu häufiges Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors zu vermeiden.
6. Strategie für den V-Motor. Die Ermittlung der Ein- und Ausschaltzeitpunkte erfolgt durch die Strategielogik, die Lastpunktanhebung hängt von der Betriebsart ab.
7. Phlegmatisierung des Sollmomentes für den V-Motor.
8. Bestimmung des Istmomentes des V-Motors aus dessen Zustandsgleichung, Berechnung des Momentes für die E-Maschine aus der Momentenbilanz am Getriebeeingang.
9. Nachkorrektur des V-Motormomentes, falls z.B. durch eine zu hohe Lastpunktanhebung die Betriebsgrenzen der E-Maschine überschritten werden.
10. Bestimmung der restlichen Zustandsvariablen für Verbrauch und Ladezustand mit den Kennfeldern für den Verbrennungsmotor, die E-Maschine, die Hydraulikpumpe und dem Batteriemodell.
11. Nächster Zeit-Diskretisierungspunkt.

Neben den beiden Kennlinien besitzt diese Strategie 11 variierbare Parameter. Wenn man Kennlinien und Parameter durch Variieren für einen bestimmten Fahrzyklus "optimal" einstellt, kann man mit dieser Strategie recht gute Ergebnisse erzielen. Allerdings ist dieses Probiervorgehen sehr zeitaufwändig, vor allem, wenn versucht werden soll, die Ladezustandsbedingung wenigstens näherungsweise zu erfüllen. Nimmt man die Ergebnisse als Anfangswerte für die Optimierung, ergibt sich im berechneten Optimum noch eine teils deutliche Verbesserung im Verbrauch.

Wie das Beispiel zeigt, wird der erforderliche Aufwand schnell recht groß, wenn man mit einer Betriebsstrategie die grundlegenden Aspekte der Hybridantriebssteuerung berücksichtigen will. Die Vorgehensweise ist letztlich rein empirisch: es wird ein Grundgerüst gewählt, innerhalb dessen dann die vorgegebenen Parameter angepaßt werden können. Neben der Anpassung der Strategieparameter sind es vor allem die Umschaltbedingungen für den Taktbetrieb des Verbrennungsmotors, die schnell in unüberschaubare Logikausdrücke für die Berücksichtigung dieser und jener Größe ausufern können. Neben der Einhaltung der verschiedenen Randwert- und Grenzbedingungen ist zudem die Kontrolle des Batterieladezustandes und die dazu erforderliche Anpassung der Betriebsführung problematisch. Ein weiteres Problem: Es müssen die Strategieparameter bei Vorgabe eines anderen Fahrprofils jeweils neu eingestellt werden. Soll die Auslegung einer Komponente untersucht oder z.B. ein anderer Verbrennungsmotor vorgegeben werden, muß neben den Parametern u.U. auch die Strategie selbst neu angepaßt werden. Für die Berechnung

von Anfangswerttrajektorien wurde dieser Aufwand eingeschränkt und die Strategie nur grob abgestimmt. Die ‘‘Hauptarbeit‘‘ wurde dem Optimierungsverfahren überlassen, welches bei der Betriebsführung dann auch völlig neue Aspekte zu Tage förderte.

2.3 Durchführung der Optimierungsrechnungen

Dieser Abschnitt soll sich mit den praktischen Aspekten des dynamischen Optimierungsverfahrens befassen. Die grundlegende Vorarbeit für die Optimierung ist in den vorangegangenen Abschnitten vorgestellt worden: das Erstellen der Problemformulierung und die Strategie zur Berechnung von Anfangswerten. Die Durchführung einer Optimierungsrechnung gliedert sich in 4 Schritte:

- Aufbereitung des Fahrzyklus
- Berechnen einer Anfangswerttrajektorie
- Optimierung mit DIRCOL
- Vorwärtssimulation und Analyse

Für den Fahrzyklus muß vor der Optimierung die Radwinkelgeschwindigkeit $\omega_2(t)$ und deren Ableitung $\dot{\omega}_2(t)$ berechnet werden. Bei künstlichen Zyklen wie dem europäischen NEFZ (Neuer Europäischer Fahrzyklus, engl. NEDC; auch als MVEG bezeichnet) hat sich eine Glättung der Kanten als hilfreich erwiesen. Dabei wurde der Zyklus mit einem PT1-Glied einmal vorwärts und rückwärts durchlaufen, so daß sich keine Zeitverschiebung zum Original ergibt. Zusätzlich wurden beim europäischen NEFZ die Schaltstufen herausgenommen. Die maximal mögliche Anzahl von Diskretisierungspunkten lag bei der verwendeten Version von DIRCOL bei etwa 250, wobei sich eine Schrittlänge von 2 Sekunden als ausreichend erwiesen hat. Damit konnten Zyklen mit einer Länge von maximal 500sec untersucht werden, wobei sich die Optimierung mit zunehmender Länge als immer problematischer erwies. Andererseits konnte bei kleineren Zykluslängen die Schrittweite verfeinert und auf 1sec herabgesetzt werden. Somit war es erforderlich, die gängigen Normfahrzyklen NEFZ und FTP72 (U.S. Federal Test Procedure) in einzelne Abschnitte zu unterteilen und diese getrennt zu untersuchen. Da sich der NEFZ aus 4x ECE-Citycycle und 1x EUDC (Extra Urban Driving Cycle) zusammen setzt, wurde die Optimierung jeweils für den ECE-Citycycle und den EUDC durchgeführt und die Ergebnisse für die Betrachtung des NEFZ zusammengesetzt. Beim FTP72 wurde ähnlich verfahren. Dabei ist allerdings die Optimalität der Betriebsführung für die zusammengesetzten Gesamtzyklen unter der Einschränkung zu betrachten, daß die

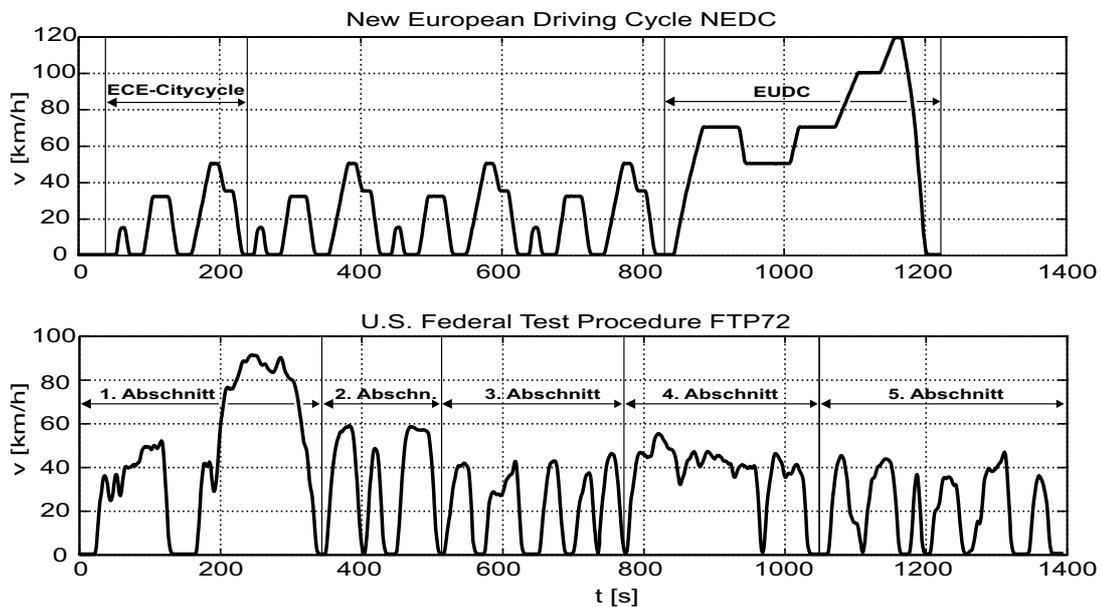


Bild 2.9: Unterteilung der Normfahrzyklen

Bedingung eines ausgeglichenen Ladezustandes jeweils für die Einzelzyklen vorgegeben wurde. Prinzipiell müßte diese Bedingung jedoch nur für den Gesamtzyklus gelten.

Die Berechnung der Anfangswerttrajektorie erfolgte mit der im vorangegangenen Abschnitt beschriebenen Betriebsstrategie. Die Zeitverläufe der Steuer- und Zustandsvariablen wurden beim ersten Optimierungslauf von DIRCOL eingelesen.

Für den Einsatz von DIRCOL muß die formelmäßig beschriebene Problemformulierung in die vorgesehenen User-Subroutinen von DIRCOL implementiert werden. Ursprünglich war vorgesehen, daß der Anwender die entsprechenden Gleichungen der Zustandsraumdarstellung in den Fortran-Code schreibt, wobei eine zusätzliche Subroutine als Spielraum für anwenderspezifischen Code vorgesehen war. Im Falle des Autarken Hybrid wurde nun ein gesamtes Fahrzeugmodell in DIRCOL "eingebaut", inklusive zusätzlicher Subroutinen für die Kennfeldinterpolation sowie für das Einlesen von Anfangswerten, dem Fahrzyklus und den Kennfeldern. Ein großer Teil des statischen Übertragungsverhaltens wird also nicht durch Zustandsgleichungen, sondern durch Kennfelder wiedergegeben. Dies ist möglich, da bei einem numerischen Verfahren nur zeitdiskrete Funktionswerte der Zustandsdifferentialgleichungen verarbeitet werden, und es somit unerheblich ist, wie diese Werte zustande kommen. Eine weitere Besonderheit sind Umschaltbedingungen der Form IF-THEN-ELSE für bestimmte Systemparameter. Durch den Spielraum beim Programmieren hat sich die auf den ersten Blick als sehr umständlich erscheinende Anwenderschnittstelle von DIRCOL als äußerst vorteilhaft erwiesen.

Allerdings waren mit dieser Art der Formulierung auch gravierende Probleme verbunden. Durch verschiedene Sprungstellen in den Kennfeldern und durch die Umschaltbedingungen von Modellparametern entstehen Unstetigkeiten in den Zustandsgleichungen. Ein weiteres Problem ist die relativ grobe Zeitauflösung. Der Versuch, diverse Unstetigkeiten durch Einführung von Arcustangensfunktionen zu glätten, ist nur dann effektiv, wenn diese im Bereich des Umschaltpunktes mit mehreren Diskretisierungspunkten abgetastet werden können. Bei einer realisierbaren Auflösung von 1 oder 2 sec ist das Raster aber viel zu grob. Dies führte dazu, daß das Optimierungsverfahren häufig hängen blieb oder sich "verlief", d.h. daß der Steuervektor keine Lösung der Zustandsgleichungen und der Nebenbedingungen mehr darstellte. Die Optimierung brach mehrfach ab und mußte neu gestartet werden, wobei die Werte vom letzten Lauf als Anfangswerte verwendet wurden.

Ein sehr wichtiger Punkt ist in diesem Zusammenhang die Skalierung der Steuer- und Zustandsvariablen. Bei DIRCOL werden die Variablen durch eine lineare Transformation auf einen Wertebereich abgebildet, der eine günstige Besetzung der Matrizen erlaubt und der bei der Differenzenbildung eine möglichst hohe Genauigkeit gewährleistet [41]. Durch manuelle Vorgabe der Skalierung kann bei DIRCOL der Optimierungsprozess beeinflußt werden, wobei als Anhaltspunkt das Intervall $[-1,+1]$ für die Steuer- und Zustandsvariablen vorgeschlagen wird [41]. Auch das Gütefunktional und die Nebenbedingungen sind skalierbar. Durch Ausprobieren einer neuen Skalierung war es nun möglich, den Optimierungsprozess bei einem Abbruch auf eine neue Bahn zu lenken. Letztlich waren für die Untersuchung eines Fahrzyklus sehr viele Optimierungsläufe unter Anpassung der Skalierung erforderlich, bis das Optimum gefunden wurde. Zusätzlich konnten in den letzten Schritten die Zeitauflösung und die Optimalitätstoleranzen verfeinert werden.

Nach der Optimierung ist eine Analyse der optimalen Steuertrajektorien und des Systemverhaltens erforderlich. Wie in [46] vorgeschlagen, wurde dazu ein Simulinkmodell in Vorwärtsrechnung verwendet, welches exakt dem Zustandsmodell des Autarken Hybrid für die DIRCOL-Optimierung entspricht. Die mit DIRCOL berechneten Steuervektorzeitverläufe werden als Eingangsgrößen für die Simulation gegeben. Aus der Vorwärtssimulation ergibt sich wiederum der ursprünglich vorgegebene Fahrzyklus. Unter Matlab/Simulink können die Systemgrößen dann analysiert und das Systemverhalten dokumentiert werden. Gleichzeitig kann auf diese Weise geprüft werden, ob die Problemformulierung korrekt ist und ob die Optimierung fehlerfrei gelaufen ist. Zur Analyse wurden die Zeitverläufe der Steuer- und Zustandsvariablen sowie weiterer Systemgrößen herangezogen. Sehr anschaulich ist auch die Darstellung der Betriebstrajektorien von einzelnen Komponenten in den Wirkungsgradkennfeldern. Eine weitere Möglichkeit ist die Darstellung der Wahrscheinlichkeitsdichte für die Leistung bzw. das Moment von E-Maschine und Verbrennungsmotor, womit die Auswirkung von unterschiedlichen Vorgaben für die Systemgrenzen auf die Betriebsführung sehr gut analysiert werden kann.

2.3.1 Lokales oder globales Optimum: Das “Flache Minimum“

Bei einer Optimierung besteht prinzipiell das Problem, daß neben dem gesuchten globalen Optimum auch lokale Optima existieren können. So besteht beispielsweise bei einem Gradientenabstiegsverfahren die Gefahr, bei der Optimierung in einem lokalen Minimum “hängenzubleiben“ und somit nur eine suboptimale Lösung zu finden. Im Gegensatz zu einem einfachen Gradientensuchverfahren greift DIRCOL bei der Optimierung auf Methoden der sequentiellen quadratischen Programmierung (SQP) zurück, wobei die Suchrichtung der einzelnen Iterationsschritte wiederum durch Formulierung und Lösung eines quadratischen Teilproblems bestimmt wird [40]. Als Optimalitätskriterium müssen verschiedene Abbruchbedingungen erfüllt sein, um sicher zu stellen, daß das Globale Optimum gefunden wurde. Da sich jedoch die Optimierung im Falle der Steuerung des Autarken Hybrid als problematisch erwies, sollte dies überprüft werden.

Es wurde versucht, den Optimierungsprozess für ein und dieselbe Problemvorgabe auf verschiedene Pfade zu leiten. Dies kann z.B. durch Vorgabe unterschiedlicher Anfangswerttrajektorien erfolgen: es werden für einen bestimmten Fahrzyklus mehrere Optimierungsläufe mit unterschiedlichen Anfangswerten durchgeführt. Existiert ein eindeutiges globales Minimum und findet die Optimierung dieses, müßte sich ein und die selbe optimale Lösung ergeben. In der Tat war dies nicht (ganz) der Fall. Die Vorgabe unterschiedlicher Anfangswerte wirkte sich bei bestimmten Fahrzyklen auf das Optimierungsergebnis aus: die Gestalt der berechneten Steuertrajektorien wurde durch die Anfangswerte beeinflusst, während sich jedoch fast immer der gleiche minimale Wert des Gütefunktional (der Kraftstoffverbrauch) ergab. Dieser Effekt wurde als ein “Flaches Minimum“ des Gütefunktional interpretiert: Es gibt eine Anzahl unterschiedlicher optimaler Steuertrajektorien, mit welchen der minimale Wert des Gütefunktional erreicht werden kann.

Die physikalische Ursache dieses Effekts kann mit dem Trade-off-Problem des Hybridbetriebs erklärt werden, welches bereits in Kapitel 1.3 ausführlich diskutiert wurde: hohe und kurze Taktblöcke des Verbrennungsmotors mit geringem spezifischem Verbrauch, aber hohen elektrischen Energiespeicherverlusten versus langen und flachen Taktblöcken mit ungünstigerem spezifischem Verbrauch, aber reduzierten elektrischen Verlusten. Offenbar ergibt sich aus der Konfiguration und den Parametern des Autarken Hybrid, daß sich bei bestimmten Fahrprofilen (hauptsächlich Stadtverkehr) die beiden gegenläufigen Effekte weitgehend kompensieren, so daß beide Betriebsarten verwendet werden können, um einen minimalen Kraftstoffverbrauch zu erzielen.

Die Ergebnisse für den Autarken Hybrid werden gesondert in Kapitel 4 behandelt. An dieser Stelle soll das Verhalten des dynamischen Optimierungsverfahrens im Vordergrund stehen.

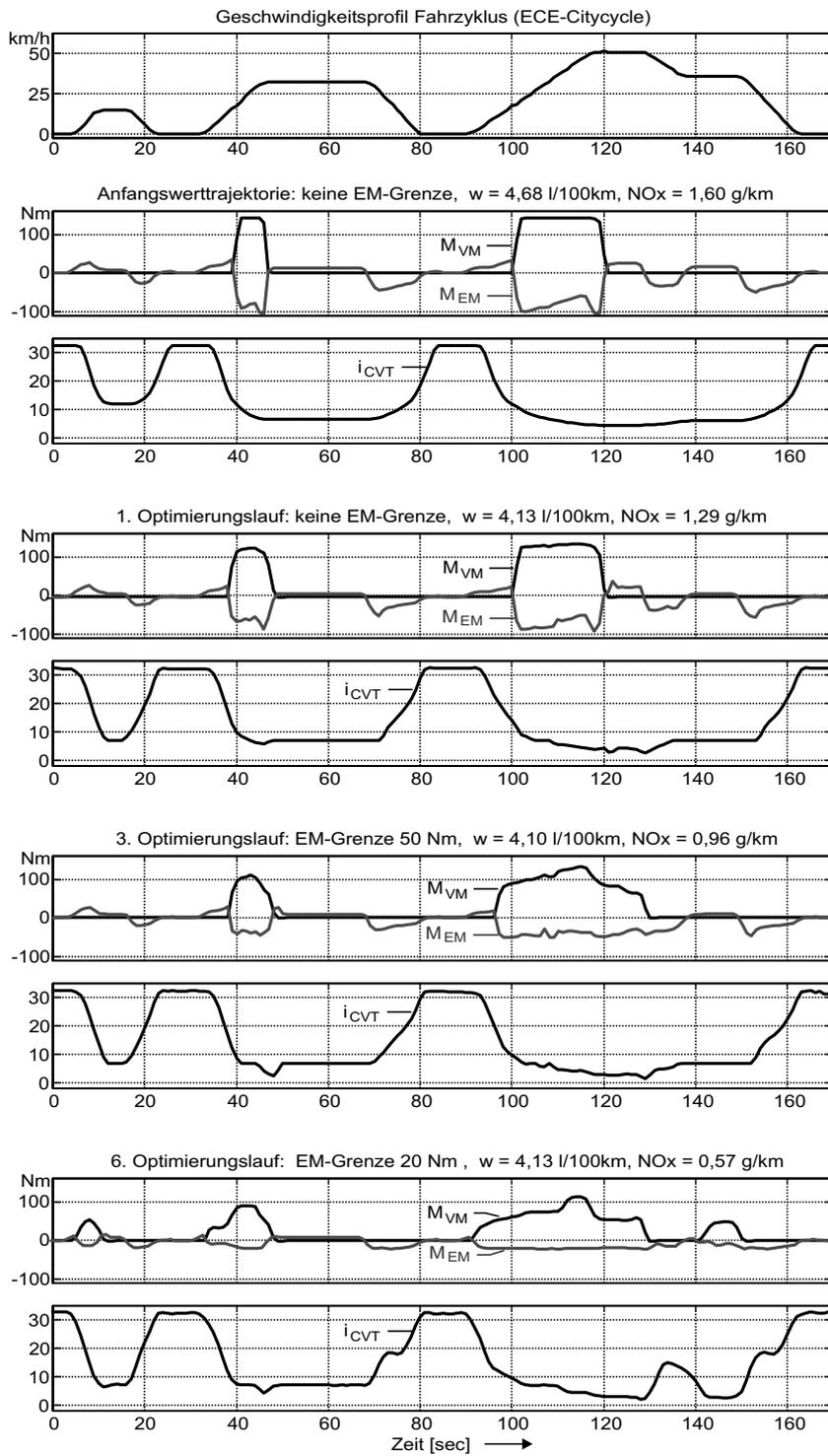


Bild 2.10: Flaches Minimum des Autarken Hybrid (TDI-Motor)

Eine andere Methode, das “Flache Minimum“ zu untersuchen, besteht in der Änderung der Grenzbedingungen für die E-Maschine. Die Ergebnisse sind in Bild 2.10 zu sehen. Der betrachtete Fahrzyklus war der ECE-Citycycle, bei dem das “Flache Minimum“ am stärksten ausgeprägt ist. In den Diagrammen unter dem Geschwindigkeitsprofil sind jeweils die Steuergrößen des Autarken Hybrid abgebildet. Anstelle der meist etwas unruhigen und daher schwer zu interpretierenden CVT-Verstellrate wurde ihr Integral, die CVT-Übersetzung, dargestellt. Die mechanische Bremse wurde in diesem Zyklus nicht gebraucht. Ausgehend von der Anfangswerttrajektorie wurden im ersten Optimierungslauf keine Grenzbedingungen für die E-Maschine vorgegeben. Dann wurde die Grenze für das Steuermoment in den nachfolgenden Optimierungsläufen schrittweise (60, 50, 40, 30, 20, 15 Nm) herabgesetzt, wobei etwaige Leistungsgrenzen im Feldschwäcbereich nicht gegeben wurden, um zusätzlich den erforderlichen Betriebsbereich untersuchen zu können. In Bild 2.10 sind die Ergebnisse für die Anfangswerte sowie für den 1., 3. und 6. Lauf dargestellt. Zur Vergleichbarkeit wurden die Verbrauchswerte für die Anfangswerttrajektorie und die DIRCOL-Steuertrajektorien mit dem Simulink-Vorwärtssimulationsmodell berechnet. Die 2. Nachkommastelle wird von den Toleranzen bei der Simulation beeinflusst und sollte nicht überbewertet werden.

Die Steuergrößenzeitverläufe der Anfangswerttrajektorie und des 1. Optimierungslaufes unterscheiden sich durch den etwas länger gewordenen 1. Taktblock des V-Motors und vor allem durch die Getriebeübersetzung. Obwohl diese Unterschiede nicht signifikant sind, fällt der erhebliche Verbrauchsvorteil von etwa 0,5l/100km nach der Optimierung auf. Durch die Vorgabe einer Momentengrenze werden die Taktblöcke der V-Motors länger und flacher. Bei den Bremsvorgängen wird die Übersetzung angehoben, um bei begrenztem Moment die erforderliche Leistung über eine höhere Drehzahl zu erreichen. Das Ergebnis der Optimierung ist in dieser Beziehung sehr gut nachvollziehbar. Interessant ist die Lösung für eine Grenze von nur 20Nm. Obwohl nur das Moment, nicht aber die Leistung der E-Maschine begrenzt wurde, sind zusätzliche Taktblöcke erforderlich. Offenbar kann bei den für V-Motorbetrieb erforderlichen Drehzahlen die elektrische Lastpunktanhebung in den ursprüngliche Taktperioden nicht mehr genug Energie bereitstellen, die für elektrisches Fahren erforderlich wäre.

Neben der nun viel stärkeren Anhebung von Übersetzung und Drehzahl während der Bremsvorgänge zum Erzielen der erforderlichen Leistung der E-Maschine tritt hier noch ein neuer Effekt auf: Durch die schnelle Getriebeverstellung werden die antriebsseitigen Schwungmassen beschleunigt. Durch diesen Schwungradeneffekt kann am Rad ein zusätzliches Bremsmoment erzeugt und Energie zwischengespeichert werden. Sinkt die Fahrgeschwindigkeit und damit auch die Bremsleistung, kann diese Energie dann von der E-Maschine zurückgewonnen werden. Im Bereich um 140 sek vor dem letzten Taktblock des Verbrennungsmotors wird das Fahrzeug sogar mit der

Energie der Schwungmassen angetrieben: die antriebsseitige (CVT-eingangsseitige) Drehzahl erreicht bei der vorangehenden Bremsung kurzfristig über 5000 U/min. Bei der anschließenden Konstantfahrt wird die CVT-Übersetzung heruntergefahren und die antriebsseitige Schwungmasse abgebremst, während das Moment der E-Maschine nahezu Null ist.

Der Effekt des Flachen Minimum macht sich hier besonders anschaulich bemerkbar: trotz signifikanter Unterschiede bei der Betriebsführung in den drei abgebildeten Lösungen wird nahezu der gleiche minimale Kraftstoffverbrauch erzielt. Bei einer Grenze kleiner 20 Nm würde der Bereich des Minimum verlassen werden und der Verbrauch stark ansteigen. Der Emissionsaspekt wurde bei diesen Rechnungen nicht berücksichtigt. Der zusätzlich angegebene Wert für die NO_X -Rohemissionen zeigt aber deutlich, welche Lösung zu bevorzugen wäre: gegenüber dem 1. Optimierungslauf könnten die Emissionswerte um mehr als die Hälfte reduziert werden, wenn mit langen und flachen Taktblöcken gefahren wird. Andererseits würden die zusätzlichen Anlassvorgänge den Komfort mindern und den Verschleiß erhöhen. Für die diskutierten Rechnungen wurde der TDI-Motor mit dem Kennfeld aus Abbildung 2.5 zugrunde gelegt. Für den TD würde sich trotz unterschiedlichen Kennfeldes ein ähnliches Ergebnis mit dem Effekt eines Flachen Minimum ergeben.

Neben der Untersuchung des Autarken Hybrid sollte anhand dieses Beispiels geprüft werden, ob die Problemformulierung die Energieproblematik des Hybridantriebsstranges qualitativ korrekt abbildet. Es konnte gezeigt werden, daß die Information über das physikalische Übertragungsverhalten des Antriebsstranges dazu ausreichend ist und daß das dynamische Optimierungsverfahren in der Lage ist, die Betriebsführung an unterschiedliche Grenzbedingungen selbsttätig anzupassen. Dabei treten auch völlig neue Aspekte auf wie die Nutzung von Schwungradeffekten oder das "Flache Minimum".

2.3.2 Optimierung von Designparametern

Die Untersuchung zur optimalen Auslegung des Antriebsstranges wurde auf die Weise durchgeführt, daß die Dimensionierung einzelner Komponenten parametrisiert wurde und unter Vorgabe unterschiedlicher Auslegungsvarianten verschiedene Optimierungsläufe durchgeführt und analysiert wurden. So wurde z.B. für die Auslegung der E-Maschine ein Parameter eingeführt und variiert. Ausgehend von der derzeit im Fahrzeug verbauten 8 kW-Maschine wurde die Nennleistung skaliert, wobei die Nenndrehzahl beibehalten wurde. Der Parameter skaliert die Betriebsbereichsgrenzen, d.h. im Grunddrehzahlbereich das Nennmoment und im Feldschwächbereich die Leistungshyperbel. Zusätzlich wird der Momentenvektor skaliert, der das Wirkungsgradkennfeld aufspannt. Eine überschlagsmäßige Funktion des Parameters berücksichtigt den Einfluß der Auslegung auf die Fahrzeugmasse. Anhand der Optimierungsergebnisse für die unterschiedlichen Auslegungsvarianten

kann der Einfluß auf Betriebsführung und Verbrauch analysiert werden. (Die in Bild 2.10 dargestellten Ergebnisse beziehen sich nicht auf die hier beschriebene Methodik. Es wurde dort nur das maximale Moment skaliert.)

Prinzipiell besteht unter DIRCOL die Möglichkeit, neben den Steuervektorzeitverläufen auch sogenannte Designparameter zu optimieren, d.h. zeitlich konstante Steuerparameter. Auf diese Weise wurde die Auslegung der E-Maschine in der Diplomarbeit [1] im FTP72-Zyklus direkt untersucht. Für die 5 Teilzyklen ergaben sich gut reproduzierbare optimale Werte im Bereich von 1,7 bis 2,0. Allerdings wurde der Optimierungsvorgang durch diesen zusätzlichen Freiheitsgrad deutlich erschwert.

Anmerkung: Ein Betrieb im Überlastbereich wurde in der hier beschriebenen Methodik nicht berücksichtigt, sondern "harte" Grenzen für Grunddrehzahl- und Feldschwächbereich vorgegeben. Prinzipiell müßte zur Berücksichtigung der Überlastfähigkeit ein thermisches Maschinenmodell hinzugefügt werden und eine Ungleichungsnebenbedingung formuliert werden, welche die Grenzen in Abhängigkeit der Maschinen- bzw. Wicklungstemperatur definiert. Aufgrund nicht verfügbarer Daten wurde diese Untersuchung in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

3 Onlineoptimierung

Bei der Offlineoptimierung genügte es, für das Gütefunktional den Kraftstoffverbrauch am Zyklusende vorzugeben und die Randwertbedingung zu definieren, daß der Ladezustand am Beginn und am Ende des betrachteten Zyklus ausgeglichen sein mußte. Die Frage der Energie-Zwischenspeicherung und die Ladezustandsproblematik wurde automatisch durch das Optimierungsverfahren gelöst.

Für eine Optimierung, die “online“ während des Fahrprozesses Sollwerte für den Hybridantriebsstrang bestimmen soll, ist der Geschwindigkeitsverlauf im voraus nicht bekannt und das Verfahren muß sich auf die Information beschränken, die während des aktuellen Zeitintervalls zur Verfügung steht. Da hier keine Randwertbedingungen gegeben werden können, muß für die Berücksichtigung des Ladezustandes ein neuer Ansatz gewählt werden. Darüber hinaus muß eine solche “Onlineoptimierung“ in die Reglerstruktur des Hybridfahrzeuges eingebunden werden können. Für die Lösung dieser Steuerungsproblematik mußte daher ein neuer Ansatz gefunden werden, welcher den Rahmenbedingungen des realen Betriebs genügt. Im Gegensatz zu einer konventionellen, empirisch vordefinierten Betriebsstrategie sollten die Sollwerte mit einem mathematischen Verfahren berechnet werden, welches soweit wie möglich *nur* durch die Information über das physikalische Verhalten des Antriebsstranges beeinflusst wurde. Gesucht war also ein Steuerverfahren, das die Sollwerte durch die Optimierung einer Gütefunktion bestimmt und welches über die vorgegebenen Schnittstellen mit dem Gesamtfahrzeugregler kommunizieren kann.

3.1 Rahmenbedingungen

Die wichtigste Rahmenbedingung für die Onlineoptimierung ist die Implementierbarkeit in das Fahrzeugregelsystem. Die Struktur des Gesamtfahrzeugreglers ist in Bild 3.1 dargestellt. Sie besteht im wesentlichen aus drei Blöcken: dem Radmomentenregler, der Strategie bzw. Onlineoptimierung und dem Regler für den Antriebsstrang. Der Gesamtfahrzeugregler wurde in der parallel durchgeführten Arbeit [26] realisiert. Der Regler für das Radmoment stellt den überlagerten Regelkreis dar, der den Fahrerwunsch abbilden soll. Am Antriebsstranggrüfstand (UPA) des Autarken Hybrid, wo mit einer zweiten Anfertigung des Hybridantriebes Zyklen nachgefahren werden können, würde sich anstelle des Reglers mit Fahrpedalinterpretation ein Geschwindigkeitsregler befinden. Im 2. Block der Struktur ist das Steuerverfahren für den Autarken Hybrid enthalten. In der ersten Phase des Projektes war hierfür eine Betriebsstrategie entwickelt worden [11]. Für weiterführende

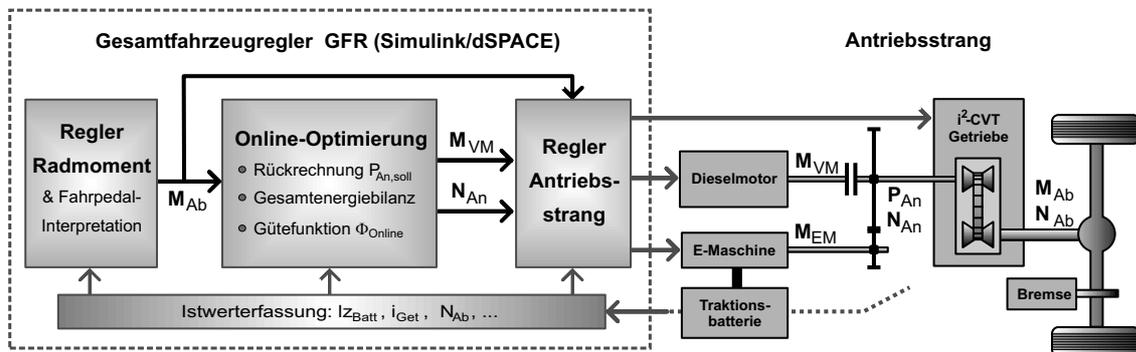


Bild 3.1: Gesamtfahrzeugregler und Onlineoptimierung

Versuche sollte ein Betrieb mit wahlweise Strategie oder Optimierung möglich sein. Daher wurde für die Optimierung vom Prinzip her die gleiche Schnittstellenkonzeption gewählt, sodaß beide Verfahren austauschbar sind. In Bild 3.1 ist anstelle der Strategie bereits die Onlineoptimierung eingezeichnet. Sie erhält als Eingangsgröße das gewünschte Radmoment sowie aus der Istwerterfassung die Größen für Ladezustand, CVT-Übersetzung und Abtriebsdrehzahl. Die Ausgangsgrößen der Optimierung sind die optimalen Werte für das Moment des V-Motors M_{VM} und die Motordrehzahl N_{An} am Getriebeeingang. Das Moment für die E-Maschine ist über die antriebsseitige Leistungsbilanz implizit gegeben. Der dritte Block enthält das Regelsystem für den Antriebsstrang mit den Reglern zur Linearisierung des Verhaltens der einzelnen Komponenten. Dieser Punkt wurde bereits in Kapitel 2.1.3 angesprochen.

Die Onlineoptimierung benötigt zum Erstellen der CVT-eingangsseitigen Momentenbilanz die gewünschte Solleistung der Motoren $P_{An,soll}$:

$$P_{An,soll} = P_{An,stat} + P_{An,dyn} = (M_{VM} + M_{EM}) \cdot N_{An} [Upm] \cdot \frac{2\pi}{60} \quad (3.1)$$

Da die Optimierung einerseits vom GFR bestimmte Ist- und Sollwerte als Eingangsgrößen erhält, andererseits aber wiederum Sollwerte für den Antriebsstrangregler ausgibt, besteht die Gefahr einer Rückkopplung, die sich im Extremfall in einem ständigen An–Aus des Verbrennungsmotors äußern kann. So wirkt sich die Vorgabe der Optimierung, daß der Verbrennungsmotor angelassen und zugekuppelt werden soll ($M_{VM} > 0$) auf das Übertragungsverhalten der gesamten Strecke aus. Auch die Vorgabe einer Änderung der Solldrehzahl N_{An} kann ein Verstellung des CVT-Getriebes erfordern, welche wiederum zu dynamischen Momenten führt. Beides beeinflusst den aktuellen Wert der Motorsolleistung $P_{An,soll}$: Da der Antriebsstrangregler die dynamischen Momente beim Zu- und Abkuppeln des V-Motors bzw. beim

Verstellen des CVTs zu kompensieren versucht, ergibt sich neben dem statischen Anteil $P_{An,stat}$ (der sich aus dem Momentenwunsch des Fahrers ergibt) noch ein dynamischer Anteil $P_{An,dyn}$. Um hier eine Entkopplung vorzunehmen, wurde das abtriebsseitige Moment M_{Ab} als Eingangsgröße für die Optimierung gewählt und über eine Rückrechnung mit Hilfe des CVT-Wirkungsgradkennfeldes nun die Motorsolleistung $P_{An,stat}$ bestimmt. Da hierbei der dynamische Momentenanteil zwecks Glättung und Entkopplung vernachlässigt wird und bei der Rückrechnung Abweichungen zum tatsächlichen CVT-Verhalten auftreten können, tritt in der von der Optimierung verwendeten Bilanz in Gl. (3.1) ein Leistungs- bzw. ein Momentenfehler auf. Bei Vorgabe des Sollmomentes M_{VM} wird der Antriebsstrangregler diesen Fehler dadurch korrigieren, daß er ein abweichendes Moment für die E-Maschine einstellt, d.h. die Optimierung wird mit einem fiktiven Moment M_{EM} rechnen. Im Betrieb ist zu überprüfen, daß diese Momentendifferenz nicht zu einer signifikanten Abweichung vom berechneten Optimum führt.

Die zweite wichtige Rahmenbedingung bezieht sich darauf, daß die Optimierung für jedes Samplezeitintervall des GFR aus den verfügbaren Eingangswerten die Sollwerte für den Antriebstrangregler berechnen muß. Das Verfahren muß dazu in Echtzeit einsetzbar, also "realtimefähig" sein. Soll die Optimierung sequentiell für jedes Sampleintervall erfolgen, muß anstelle des *Gütefunctionals* der Offlineoptimierung Gl. (2.51) nun eine *Gütefunktion* Φ_{Online} gefunden werden. Diese Funktion hängt von den beiden Sollwert-Variablen M_{VM} und N_{An} ab, deren optimale Werte durch Minimierung von Φ_{Online} bestimmt werden können. Da sich diese Gütefunktion dann nur auf den aktuellen Zeitabschnitt bezieht, wurde die Bezeichnung "Onlinegütefunktion" bzw. "Onlineoptimierung" gewählt.

Hinzu kommen weitere Bedingungen aus dem praktischen Aspekt des Hybridbetriebs. Diese müssen neben der Minimierung des Energieverbrauchs in der Onlinegütefunktion wiedergegeben werden. Da Beginn und Ende des Fahrprozesses in der Onlinebetrachtung nicht bekannt sind, wird aus der ursprünglichen Randwertbedingung für den Ladezustand Gl. (2.52) eine Nebenbedingung, etwa daß der Ladezustand dauerhaft nicht abdriften darf oder sich in einem vorgegebenen Fenster bewegen muß. Ein weiterer Punkt ist der Taktbetrieb des Verbrennungsmotors: die Anzahl der Anlassvorgänge sollte so gering wie möglich gehalten werden, um Verschleiß und Anlass-Energieverbrauch zu vermeiden. Zudem wirkt sich ein zu häufiges Anlassen negativ auf den Fahrkomfort aus. Und schließlich müssen die Betriebsbereichsgrenzen aller Antriebstrangkomponenten eingehalten werden. Als letzter Punkt wäre noch der Emissionsaspekt zu nennen, der optional mit in die Optimierung einbezogen werden sollte.

3.2 Ansatz für die Onlinegütefunktion

Um einen Ansatz für eine Onlinegütefunktion zu finden, erscheint es naheliegend, die Gesamtenergiebilanz des Antriebsstranges zu betrachten. Eine ausschließliche Betrachtung des aktuellen Kraftstoffverbrauches scheidet aus, weil hier die Problematik der Zwischenspeicherung elektrischer Energie nicht berücksichtigt wird. Eine Betrachtung der Wirkungsgradkette von Energiequelle zu Nutzenergie am Rad wie etwa beim Serienhybrid ist ebenfalls nicht brauchbar, weil sich der Energiefluß auf zwei parallel angeordnete Quellen aufteilt bzw. weil die Energie vom Verbrennungsmotor zur E-Maschine fließen kann. Ebenso kann die Problematik der Zwischenspeicherung von elektrischer Energie in der Traktionsbatterie (abwechselnd als Quelle und Senke zu betrachten) auf diese Weise nicht abgebildet werden.

In der Gesamtenergiebilanz teilt sich der Energieverbrauch des Antriebstranges auf in die Nutzenergie am Rad und die Verlustenergie des Systems. Da sich die Nutz- und Verlustenergien immer nur auf das betrachtete Online-Zeitintervall beziehen, ist es einfacher, mit den entsprechenden Leistungen zu arbeiten. Die Nutzleistung am Rad ist durch den Fahrerwunsch gegeben und daher als fest zu betrachten – so gesehen bleibt als Eingriffsmöglichkeit für eine Optimierung also nur die aktuelle Verlustleistung übrig. Daher wurde als Ansatz für die Onlinegütefunktion die (jeweils aktuelle) Verlustleistung des Antriebsstranges gewählt, die durch eine Optimierung zu minimieren ist. Die Verlustleistung ist die Summe der Verluste aller im Eingriff befindlichen Komponenten, also V-Motor, E-Maschine, Traktionsbatterie und CVT-Getriebe. Der Energieverbrauch der elektrischen Nebenaggregate wie Hydraulikpumpe, Steuergeräte etc. ist hier ebenfalls hinzuzurechnen.

Diese Bilanz enthält bis jetzt jedoch nur die Verluste der Traktionsbatterie, aber nicht die Energie, die mit dem Speicher selbst ausgetauscht wird. Was noch fehlt, ist eine Bewertung der “inneren Leistung“ der Traktionsbatterie, die dem Energiebetrag pro Zeiteinheit entspricht, der dem Speicher entnommen bzw. in ihn geladen wird. Dabei setzt sich die Klemmenleistung aus innerer Leistung und Verlustleistung zusammen.

Als Ansatz für eine Bewertung der inneren Leistung soll folgendes Gedankenexperiment dienen: angenommen, das Fahrzeug soll rein elektrisch angetrieben werden. Dann wird der Traktionsbatterie Energie entnommen, die zu einem früheren Zeitpunkt bereitgestellt werden mußte. Wieviel Ladeenergie E_{Lade} mußte für den entnommenen Betrag an innerer Energie E_{iBatt} ursprünglich aufgewendet werden? Die Traktionsbatterie wird teils durch rekuperatives Bremsen, teils durch elektrische Lastpunktanhebung geladen. Bei Lastpunktanhebung muß die Energie letztlich durch den Verbrennungsmotor erzeugt werden, wobei in der Kette V-Motor — E-Maschine — Traktionsbatterie zusätzliche Verluste anfallen. Über diese Wirkungsgradkette läßt sich prinzipiell bestimmen, wieviel Kraftstoff für das Laden der

Batterie verbraucht werden mußte, d.h. E_{Lade} ist äquivalent zur der Kraftstoffmenge, die zusätzlich zur Lastpunktanhebung eingespritzt werden mußte. Der Anteil an rekuperierter Energie wird in dieser Bilanz nicht betrachtet, weil er nicht direkt mit einem Energieverbrauch in Zusammenhang gebracht werden kann. Prinzipiell wird beim elektrischen Bremsen ein Teil der kinetischen Energie zurückgewonnen, die bei einem vorangegangenen Beschleunigungsvorgang als Nutzenergie "verbraucht" wurde. Wie oben angeführt, ist die Nutzenergie jedoch fest vorgegeben und darf daher nicht in die Verlustenergiebilanz aufgenommen werden.

Die ursprünglich aufgewendete Energie E_{Lade} wird somit als zusätzlich aufgewendeter Kraftstoffverbrauch einer früheren Periode interpretiert. Wieviel exakt nur für die Lastpunktanhebung eingespritzt wurde, ist bereits bei der Analyse einer Zyklus-simulation schwer zu bestimmen, da die Anhebung gleichzeitig zur Verbesserung des spezifischen Verbrauches und zur Ermöglichung des Elektrobetriebes dient. Über die energetisch gemittelten Wirkungsgrade der Wirkungskette kann hier eine Abschätzung vorgenommen werden. In Gl. (3.3) sei der Anteil der Lastpunktanhebung an der gesamten elektrischen Energiebereitstellung durch den Gewichtungsfaktor a_{LA} ausgedrückt:

$$a_{LA} = \frac{E_{Lastpunktanhebung}}{E_{Lastpunktanhebung} + E_{Rekuperation}} \quad (3.2)$$

$$E_{Lade} = \frac{a_{LA} \cdot E_{iBatt}}{\eta_{VM} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{Batt}} = \alpha \cdot E_{iBatt} \quad (3.3)$$

Analysiert man das Ergebnis der Offlineoptimierung für den NEDC-Zyklus mit Turbodiesel und einer 8 kW E-Maschine, so würde sich für a_{LA} und somit für den Faktor α folgender Zahlenwert ergeben:

$$\alpha = \frac{a_{LA}}{\eta_{VM} \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_{Batt}} = \frac{0,58}{0,33 \cdot 0,87 \cdot 0,92} = 2,20 \quad (3.4)$$

Soll aus der Traktionsbatterie die innere Energie E_{iBatt} entnommen werden, muß demnach zu einem früheren Zeitpunkt das 2,20-fache dieser Energie durch zusätzlichen Kraftstoffverbrauch aufgebracht worden sein. Dabei entspricht dem angegebenen energetisch gemittelten Verbrennungsmotorwirkungsgrad von 33 % ein spezifischer Verbrauch von etwa 250 g/kWh. Umgekehrt wäre Energie, die durch Lastpunktanhebung in die Batterie geschoben wird, ebenfalls mit dem Faktor α zu bewerten.

Ob die vorgestellte Betrachtungsweise wirklich in allen Punkten hinreichend ist, soll an dieser Stelle nicht weiter geprüft werden. Auf eine experimentielle Bestimmung

des Faktors wird in den folgenden Abschnitten eingegangen werden. Wichtig ist, daß letztlich die innere Energie bzw. die innere Leistung P_{iBatt} mit einem Faktor α gewichtet werden muß, um in der Energie- bzw. Leistungsbilanz berücksichtigt werden zu können. Im Ansatz für die Gütefunktion wird die skalierte innere Leistung der Traktionsbatterie als fiktive Verlustleistung interpretiert, die beim Entladen mit positivem und beim Laden mit negativem Vorzeichen in die Bilanz eingeht. Damit ist folgendes Zwischenergebnis festzuhalten:

$$\Phi_{Online} = f(M_{VM}, N_{An}) = P_{Vges} + \alpha \cdot P_{iBatt} \quad (3.5)$$

Wie schon erwähnt, ist Φ_{Online} eine Funktion der gesuchten Sollwerte für den Antriebsstrang M_{VM} und N_{An} . Im Falle des Elektrobetriebes, wenn Ladeenergie entnommen wird, wäre P_{iBatt} positiv und würde zur Verlustleistungsbilanz addiert. Bei Lastpunktanhebung, wenn Energie in die Batterie gespeichert wird, wäre P_{iBatt} negativ und würde von der Verlustleistung subtrahiert. Da hier der Verbrennungsmotor zusätzliche Energie aufwenden muß, steigt seine Verlustleistung und somit der Wert der Gütefunktion. Auf der anderen Seite wird das Gewinnen von Speicherenergie "belohnt", indem Φ_{Online} um $\alpha \cdot P_{iBatt}$ abgesenkt wird.

Mit dem Faktor α wird die elektrische Speicherenergie gewichtet. Ein Vergrößern von α würde bedeuten, daß die Energiebilanz dadurch stärker beeinflusst wird. Beim elektrischen Fahren würde der Wert von Φ_{Online} stärker angehoben, bei Lastpunktanhebung stärker abgesenkt. Mit anderen Worten: Entladen würde stärker bestraft, Aufladen stärker belohnt. Elektrische Energie würde "teurer". In der Betriebsführung müßte sich dies derart bemerkbar machen, daß das Fahrzeug weniger elektrisch angetrieben und Lastpunktanhebung bzw. Verbrennungsmotorbetrieb bevorzugt wird. Dadurch würde die Traktionsbatterie tendenziell mehr geladen als entladen. Auf der anderen Seite würde ein kleineres α genau das Gegenteil bewirken: die Energiebilanz würde durch P_{iBatt} weniger beeinflusst, d.h. elektrische Energie würde "billiger". In der Betriebsführung müßte sich das durch mehr Elektrobetrieb und weniger Lastpunktanhebung bemerkbar machen, was ein tendenzielles Entladen der Batterie zur Folge hätte. Damit eignet sich α hervorragend als Eingriffsgröße für die Nebenbedingung, daß der Ladezustand nicht abdriften soll: ist der Ladezustand zu groß, kann diesem Zustand durch Verkleinern des Faktors α entgegengewirkt werden und umgekehrt.

Es wurde ein Ansatz gewählt, bei dem der gemäß Gl. (3.4) zu bestimmende Grundfaktor nun als α_0 bezeichnet wird, und es wird ein zweiter Term eingeführt, der linear von der Ladezustandsdifferenz abhängt. Über den zusätzlichen Abgleichfaktor β kann nun eingestellt werden, wie sehr der Ladezustand um den gewünschten Sollwert schwanken darf. Im Prinzip handelt es sich hierbei um eine Art träge eingestellten Ladezustandsregler mit P-Verhalten. Der dritte Term in Gl. (3.6) dient zur

Kosmetik bei Zyklussimulationen. Bei höheren Geschwindigkeiten kann auf diese Weise der Ladezustand so abgesenkt werden, daß bei einer nachfolgenden rekuperativen Bremsung die Traktionsbatterie nicht zu sehr über den Sollladezustand hinaus geladen wird. Damit kann bei einer Zyklussimulation die Ladezustandsbedingung leichter abgeglichen werden.

$$\alpha = \alpha_0 + \beta \cdot \Delta lz + \gamma \cdot N_{Ab} \quad \text{mit } \Delta lz = lz_{Batt,soll} - lz_{Batt,ist} \quad (3.6)$$

Der Wert der Gütefunktion muß auch zur Einhaltung der restlichen Neben- und Grenzbedingungen beeinflußt werden. Dazu wurden zusätzliche Summanden K_X eingeführt.

Eine Hysterese für das Ein- und Ausschalten des Verbrennungsmotors kann dadurch erzielt werden, daß der Wert der Gütefunktion für Bereiche mit Verbrennungsmotorbetrieb angehoben wird, solange der V-Motor inaktiv ist. Dies würde den oberen Hysteresezweig darstellen. Dadurch wird der Sprung von E-Betrieb ($M_{VM} = 0$) nach V-Betrieb ($M_{VM} > 0$) erschwert. Sobald der V-Motor angekuppelt ist, wird diese Anhebung zurückgenommen. Die Gütefunktion in ihrer ursprünglichen Gestalt stellt dann den unteren Zweig der Hysterese dar. In Gl. (3.7) stellt M_{VMist} den tatsächlichen Wert des Motormomentes dar, während M_{VM} eine Variable ist, von der die Gütefunktion abhängt und die bei der Optimierung variiert wird.

$$K_{HysVM} = \begin{cases} K_{HysVM} & : (M_{VMist} = 0) \ \& \ (M_{VM} > 0) \\ 0 & : M_{VMist} > 0 \end{cases} \quad (3.7)$$

Das Verlassen der Betriebsbereichsgrenzen der Komponenten kann auf einfache Weise dadurch verhindert werden, daß die Gütefunktion bei Überschreiten des zulässigen Bereichs auf einen hohen Dummy-Wert gesetzt wird. Dies verhindert wirksam, daß sich dort ein Minimum und somit ein eventueller Soll-Betriebspunkt ergeben kann.

$$K_{Grenzen} = \begin{cases} K_{Grenzen} & : \text{Betriebsbereich unzulässig} \\ 0 & : \text{sonst} \end{cases} \quad (3.8)$$

Für die optionale Berücksichtigung des Emissionsaspektes soll ein weiteres Kennfeld in das Gütefunktional eingebunden werden können. Wie bei der Untersuchung der Emissionen gezeigt werden wird, müssen hier vor allem die Stickoxid-Rohemissionen berücksichtigt werden. In Gl. (3.9) wurde dazu der Abgasmassenstrom und sein Mittelwert verwendet. Der Skalierfaktor S_{Emiss} gibt an, wie stark die Emissionen

berücksichtigt werden sollen. Er kann durch Probieren ermittelt werden. Durch Nullsetzen kann die Zusatzbedingung deaktiviert werden.

$$K_{Emiss} = S_{Emiss} \cdot (\dot{M}_{NOx} - \overline{M}_{NOx}) \quad (3.9)$$

Als Endergebnis des Ansatzes für die Gütefunktion ist somit Gl. (3.10) festzuhalten. Sie sei als “verlustleistungsbilanzierende Onlinegütefunktion“ charakterisiert. Die Aufgabe der Optimierung wird nun darin bestehen, das globale Minimum dieser Funktion zu finden und daraus die gesuchten Sollwerte zu bestimmen.

$$\Phi_{Online} = P_{Vges} + \alpha \cdot P_{iBatt} + K_{HysVM} + K_{Grenzen} + K_{Emiss} \quad (3.10)$$

$$= f(P_{An,soll}, M_{VM}, N_{An}, lz_{Batt}, N_{ab}, M_{VMist})$$

$$\text{mit } P_{Vges} = P_{V,VM} + P_{V,EM} + P_{V,CVT} + P_{V,Batt} + P_{ENV}$$

$$\text{und } \alpha = \alpha_0 + \beta \cdot \Delta lz + \gamma \cdot N_{Ab} \quad (\Delta lz = lz_{Batt,soll} - lz_{Batt})$$

Zur Berechnung des Funktionswertes von Φ_{Online} benötigt man die geforderte Solleistung $P_{An,soll}$ sowie die zu untersuchenden Werte für Drehzahl und Moment des Verbrennungsmotors N_{An} und M_{VM} . “Zu untersuchenden Werte“ bedeutet, daß Φ_{Online} eine Funktion dieser Werte ist und daß diese für die Suche eines Minimums variiert werden müssen. Ferner sind die “Meßwerte“ des aktuellen Systemzustandes erforderlich: lz_{Batt} , N_{ab} und M_{VMist} . Die Berechnung der Zusatzbedingungen K_X wurde schon besprochen. Die Berechnung der Verlustleistungen gliedert sich in die nachfolgenden Schritte. Zunächst wird über die Momentenbilanz an der Antriebswelle das Moment der E-Maschine bestimmt:

$$M_{EM} = \frac{P_{An,soll}}{N_{An}[Upm] \cdot \frac{2\pi}{60}} - M_{VM} \quad (3.11)$$

Dann können die einzelnen Verlustleistungen der Antriebsstrangkomponenten berechnet werden. Die Kennfelder und die Modellierung entsprechen dem Antriebsstrangmodell, welches bei der Problemformulierung für die Offlineoptimierung vorgestellt wurde. Dabei ist $H_{Diesel} = 42,5 \text{ kJ/g}$ der spezifische Heizwert von Dieseldieselkraftstoff und be_{VM} der spezifische Verbrauch des Motors in g/kWh. Die Gleichungen für das Batteriemodell entsprechen Gl. (2.37) ff, wobei $P_{Batt,Kl}$ die Klemmenleistung und I_{Batt} den Batteriestrom darstellt. Eine Ausnahme ist das Getriebekennfeld, welches hier in Abhängigkeit des Eingangsmomentes gegeben sein muß, wobei $M_{An} = M_{VM} + M_{EM}$ und $i_{CVT} = N_{An}/N_{Ab}$. Es ergeben sich folgende Rechenschritte:

$$P_{V,VM} = M_{VM} \cdot N_{An} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \left(\frac{be_{VM}(N_{An}, M_{VM})}{3,6 \cdot 10^6} \cdot H_{Diesel} - 1 \right) \quad (3.12)$$

$$P_{V,EM} = M_{EM} \cdot N_{An} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \begin{cases} (1/\eta_{EM}(N_{An}, M_{EM}) - 1) & : M_{EM} \geq 0 \\ (\eta_{EM}(N_{An}, M_{EM}) - 1) & : M_{EM} < 0 \end{cases} \quad (3.13)$$

$$P_{V,CVT} = P_{An,soll} \cdot \begin{cases} (1 - \eta_{CVT}(M_{An}, i_{CVT})) & : P_{An,soll} \geq 0 \\ (1 - 1/\eta_{CVT}(M_{An}, i_{CVT})) & : P_{An,soll} < 0 \end{cases} \quad (3.14)$$

$$P_{V,Batt} = \begin{cases} R_{iBatt,Entlade} \cdot I_{Batt}^2 & : P_{Batt,Kl} \geq 0 \\ R_{iBatt,Lade} \cdot I_{Batt}^2 & : P_{Batt,Kl} < 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

$$P_{ENV} = P_{ENV,const} + P_{ENV,var} + P_{Hyd}(M_{An}, i_{CVT}) \quad (3.16)$$

3.2.1 Untersuchung der Gütefunktion

Um ein geeignetes Optimierungsverfahren auswählen zu können, soll in den folgenden Abschnitten die Gestalt dieser Gütefunktion untersucht werden. Neben den Optimierungsvariablen M_{VM} und N_{An} hängt die Gütefunktion also vom aktuellen Systemzustand ab, wobei die geforderte Solleistung $P_{An,soll}$ und die benötigten Istwerte $I_{z_{Batt}}$, N_{ab} und $M_{VM,ist}$ zunächst als vorgegebene Parameter betrachtet werden können. Für die folgende Untersuchung wurde die Geschwindigkeitsabhängigkeit durch Nullsetzen von γ deaktiviert und der Ladezustand wurde auf 60% gesetzt, was beim Autarken Hybrid dem angestrebten Sollwert entspricht. Somit ist $\alpha = \alpha_0$, wofür der in Gl. (3.4) bestimmte Wert von 2,2 eingesetzt wurde. Die Einschalthysterese wurde durch Nullsetzen von K_{HysVM} ebenfalls ausgeschaltet. Es wurde eine Abtriebsdrehzahl von 338 U/min vorgegeben, was einer Fahrgeschwindigkeit von 40 km/h entspricht.

Der wichtigste Punkt beim Hybridbetrieb ist die Momentenaufteilung. Wenn man den Systemzustand und zusätzlich eine antriebsseitige Drehzahl N_{An} vorgibt, hängt die Gütefunktion nur noch von M_{VM} ab. Für diesen Fall ist in Abbildung 3.2 der Verlauf der Gütefunktion Φ_{Online} und der Gesamtverlustleistung P_{Vges} dargestellt. Es wurde eine Solleistung von 3 kW vorgegeben und eine Antriebsdrehzahl

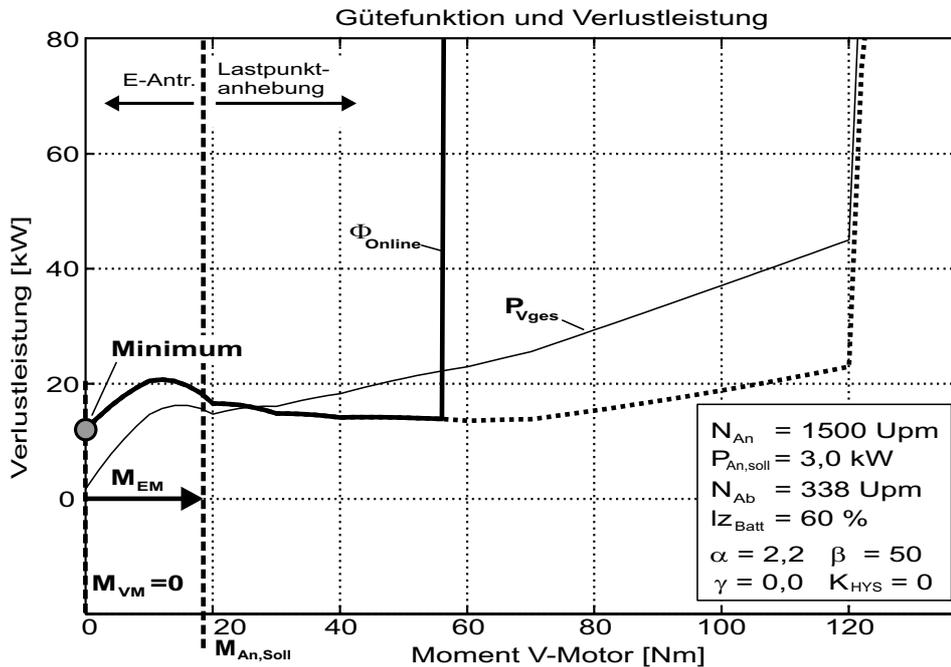


Bild 3.2: Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 3\text{ kW}$

von 1500 U/min gewählt. Daraus ergibt sich ein Sollmoment $M_{An,soll}$ von 19 Nm am CVT-Eingang, welches der Momentensumme beider Motoren entsprechen muß. Sie ist als vertikale gestrichelte Linie in Bild 3.2 eingezeichnet. Für Werte von M_{VM} unterhalb dieser Linie würde sich ein Hybridbetrieb mit elektrischer Unterstützung ergeben, für $M_{VM}=0$ reiner Elektrobetrieb. Läge M_{VM} oberhalb der Linie, bedeutet dies Hybridbetrieb mit Lastpunktanhebung: da M_{VM} größer als das Sollmoment ist, muß das Moment der E-Maschine negativ sein. Wie in Bild 3.2 zu erkennen, liegt das (globale) Minimum der Gütefunktion bei $M_{VM}=0$, woraus sich reiner Elektrobetrieb ergibt. Ein weiteres (lokales) Minimum liegt im Bereich der Lastpunktanhebung.

Anhand der beiden Kurven ist deutlich zu erkennen, wie die Gütefunktion bei Elektro-Antrieb gegenüber der Gesamtverlustleistung angehoben wird, weil der Batterie Energie entnommen wird. Umgekehrt wird sie bei Lastanhebung abgesenkt. Wegen der Energieumwandlungsverluste und dem Bedarf der Nebenverbraucher liegt der Schnittpunkt von Φ_{Online} und P_{Vges} etwas oberhalb der Sollmomentenlinie. Wie sehr die Gütefunktion angehoben bzw. abgesenkt wird, hängt letztlich auch von der Größe des Faktors α ab und bestimmt die relative Lage der beiden Minima zueinander. Das Moment der E-Maschine wurde auf den Nennwert von 38,2 Nm begrenzt. Daher knickt im Bereich der Lastpunktanhebung die Kurve der Gütefunktion nach oben ab, wenn der zulässige Betriebsbereich verlassen wird. Ohne diese Grenze würde sich der gepunktete Verlauf ergeben. Bei 120 Nm würde der Betriebsbereich des V-Motors verlassen werden. Da im Verbrauchskennfeld die un-

zulässigen Betriebsbereiche mit hohen Defaultwerten für den spezifischen Verbrauch aufgefüllt wurden, ergibt sich diese Grenze bereits aus dem sprunghaften Anstieg der Verlustleistung.

In Bild 3.3 ist unter sonst gleichen Randbedingungen der Verlauf der Gütefunktion bei einer Vorgabe von $P_{An,Soll} = 8 \text{ kW}$ eingezeichnet. Die daraus resultierende Linie von $M_{An,Soll}$ ist entsprechend nach oben verschoben, und jetzt liegt das globale Minimum im Bereich der Lastpunktanhebung (für die E-Maschine etwa 20 Nm generatorisch). Wegen der größeren Leistungsanforderung ist an den Randpunkten die Anhebung der Gütefunktion gegenüber der Verlustleistung größer. Das Minimum für E-Antrieb liegt deutlich höher und überdies außerhalb des zulässigen Betriebsbereiches. Dieser wird mit $\pm M_{Nenn}$ der E-Maschine um die Sollmomentenlinie begrenzt.

Das Ergebnis für $P_{An,Soll} = 16 \text{ kW}$ ist in Abbildung 3.4 zu sehen. Wegen der größeren Leistung wurde die Drehzahl N_{An} auf 2000 U/min angehoben. Das Minimum liegt wiederum bei Lastpunktanhebung. Wie zu erwarten, fällt diese bei höheren Fahrleistungen deutlich geringer aus. Da das Minimum fast mit dem Schnittpunkt zur Verlustleistungskurve zusammenfällt, bedeutet dies, dass die gewonnene elektrische Energie zur Speisung der Nebenverbraucher verwendet wird. Der Wert der Gesamtverlustleistung liegt hier bei 35,9 kW, wovon 32,7 kW auf den V-Motor und 1,9 kW auf das CVT entfallen. Die Nutzleistung am Rad beträgt also 14,1 kW. Damit ergibt sich für den Antriebstrang ein Wirkungsgrad von 28,7%.

Für eine Darstellung der Gütefunktion in Abhängigkeit *beider* Optimierungsvariablen M_{VM} und N_{An} eignet sich eine Kennfelddarstellung mit Höhenlinien, wie in Bild 3.5 und Bild 3.6 dargestellt. Die Leistungshyperbel gibt an, welches Moment der Verbrennungsmotor in Abhängigkeit der eingestellten Motordrehzahl aufbringen muß, wenn die E-Maschine nicht im Eingriff ist. Alle Punkte oberhalb dieser Kurve würden zu einem Betrieb mit elektrischer Lastpunktanhebung führen, Punkte unterhalb zu Boostbetrieb. Die Nulllinie entspricht rein elektrischem Antrieb. Für 8 kW würde sich für den V-Motor ein optimaler Betriebspunkt bei 1500 U/min und 70 Nm ergeben, wobei die E-Maschine mit etwa -20 Nm generatorisch läuft. Da die gefundene optimale Drehzahl der Vorgabe in Bild 3.3 entspricht, stellt dieses einen Schnitt durch die Gütefunktion bei 1500 U/min dar. Aufgrund der Nenndaten der E-Maschine — 8 kW bei 2000 U/min — ist oberhalb der Nenndrehzahl auch Elektrobetrieb möglich. Daher existiert dort ein zweites, lokales Minimum.

Bei einer Solleistung von 16 kW ist kein reiner E-Antrieb mehr möglich. Der Bereich zulässiger Betriebspunkte liegt in einen Schlauch der Höhe $\pm M_{E,nenn}$ um die Leistungshyperbel. Das Minimum liegt bei 83 Nm und 2300 U/min. Hier macht sich ein neuer Effekt bemerkbar: der CVT-Wirkungsgrad kann im Synchronpunkt stark angehoben werden. Die Synchronübersetzung würde bei einer Eingangsdrehzahl von

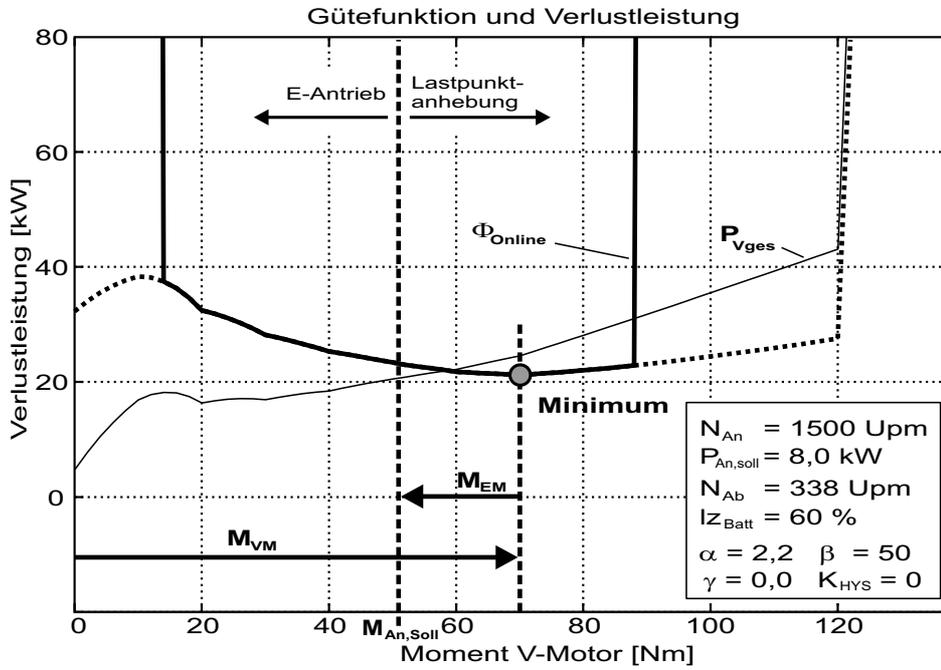


Bild 3.3: Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 8\text{ kW}$

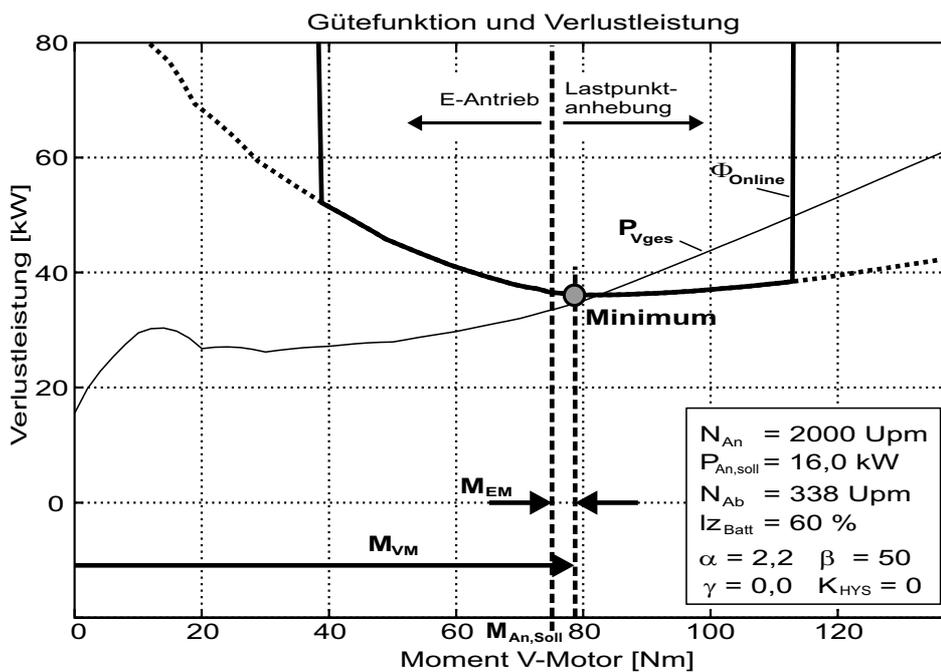


Bild 3.4: Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 16\text{ kW}$

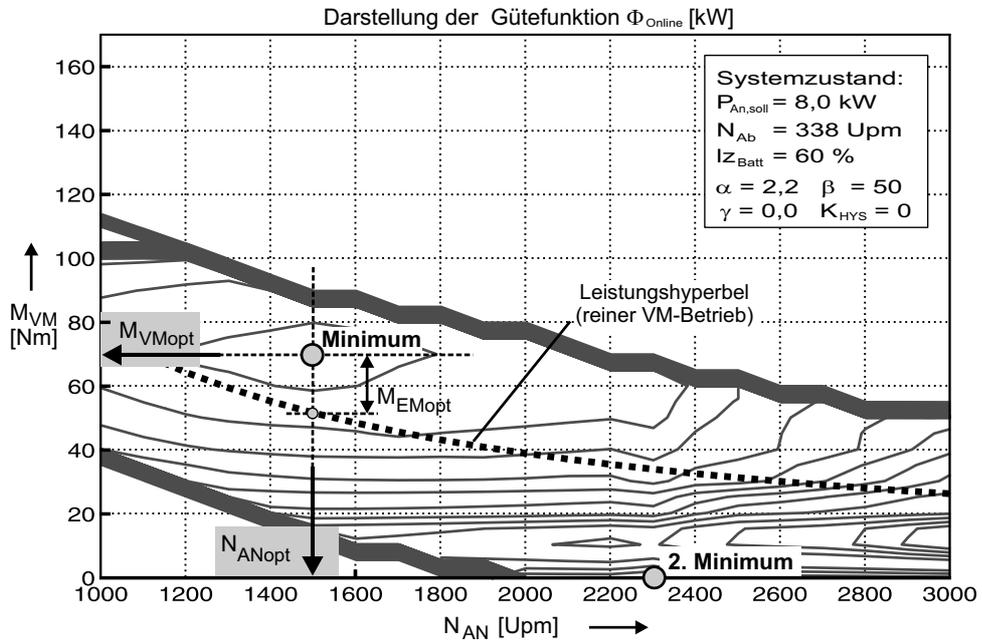


Bild 3.5: Gütefunktion 2-dimensional für $P_{\text{An,soll}} = 8 \text{ kW}$

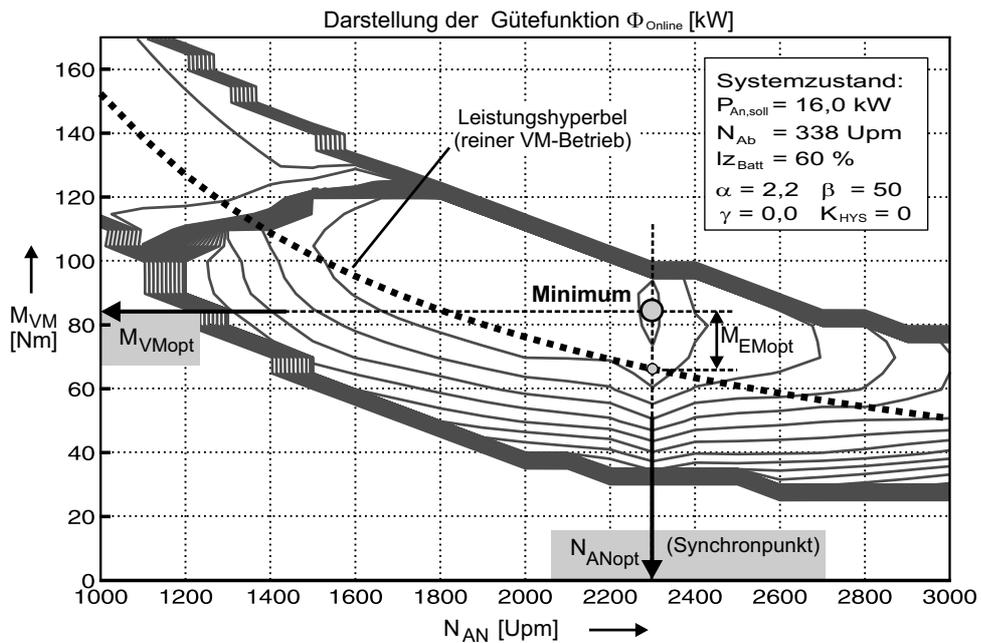


Bild 3.6: Gütefunktion 2-dimensional für $P_{\text{An,soll}} = 16 \text{ kW}$

etwa 2300 U/min erreicht, was eine “Furche“ in der Gütefunktion hinterläßt, in der hier das globale Minimum liegt. Anders als in Abbildung 3.4 ergibt sich dabei eine höhere Lastpunktanhebung.

Das Verhalten der Gütefunktion wurde auf diese Weise für verschiedene Leistungen und Abtriebsdrehzahlen getestet, wobei auch die hier deaktivierten Parameter untersucht wurden. Die Einschaltsschwelle für den Verbrennungsmotor liegt bei etwa 4kW. Oberhalb von etwa 20kW wird die Lastpunktanhebung immer kleiner, bei Leistungen oberhalb 50kW ergibt sich teilweise Boostbetrieb. Insgesamt waren diese ersten Testergebnisse gut nachvollziehbar und entsprachen in etwa den DIRCOL-Ergebnissen.

3.2.2 Minimierung der Gütefunktion

Für die Minimumsuche wurde ein Gradientenabstiegsverfahren verwendet, daß speziell an die gegebene Problemstellung angepaßt wurde. In der Gütefunktion existieren bis zu 4 lokale Minima: V-Motorbetrieb und Elektrobetrieb, jeweils außerhalb und im Synchronpunkt. Diese müssen getrennt bestimmt und untereinander verglichen werden, um das globale Minimum sicher zu detektieren. Im Synchronpunkt und bei Elektrobetrieb liegen Drehzahl bzw. Moment fest, sodaß sich nur ein ein-dimensionales Problem ergibt. Die Optimierungsläufe werden mit Anfangswerten gestartet, die so nahe wie möglich am zu erwartenden Punkt liegen, z.B. von der Leistungshyperbel aus. Bei Erreichen eines Minimums wird die Schrittweite stufenweise reduziert, um den Punkt mit hoher Genauigkeit zu detektieren.

3.3 Simulationsmodell für die Onlineoptimierung

Der nächste Schritt zum Test des neuen Optimierungsverfahrens bestand in der Implementierung in ein Simulationsmodell des Autarken Hybrid. Um eine direkte Vergleichbarkeit zu den DIRCOL-Ergebnissen gewährleisten zu können, wurde für den Antriebsstrang das bestehende Simulinkmodell der Offlineoptimierung verwendet.

In Abbildung 3.7 ist die Simulinkoberfläche der Gesamtmodells abgebildet. Im Gegensatz zum Offlineverfahren handelt es sich hierbei um eine Vorwärtssimulation. Der Autarke Hybrid wird durch den Block “Modell Antriebsstrang“ repräsentiert. Die Eingangsgrößen entsprechen dem Steuervektor der Offlineoptimierung. Zur Einbindung des Onlineverfahrens ist der Aufbau einer Reglerstruktur erforderlich. Es ergab sich ein Kaskadensystem, dessen überlagerter Regelkreis ein Geschwindigkeitsregler zur Nachbildung des Fahrers darstellt. Dieser PI-Regler ermittelt aus der abtriebsseitigen Soll- und Istdrehzahl das erforderliche CVT-Abtriebsmoment $M_{Ab,soll}$. In der 2. Hierarchieebene befinden sich die Onlineoptimierung und der Radmomen-

tenregler. Im Block “OnlineOPT“ befindet sich die Rückrechnung von $M_{Ab,soll}$ auf die antriebsseitige Solleistung und das eigentliche Optimierungsverfahren. Der Radmomentenregler mit PI-Verhalten bestimmt das CVT-Eingangsmoment $M_{An,soll}$. Weil sich das Übertragungsverhalten der Strecke mit der Übersetzung ändert, ist die Verstärkung von I_{Get} abhängig.

In der dritten Ebene stellt ein Drehzahlregler die von der Optimierung gewünschte antriebsseitige Solldrehzahl ein. Hier hat sich ein Regler mit P-Verhalten bewährt, wobei sich die Strecke, das CVT, wie ein Integrator verhält. Damit bei Fahrzeugstillstand die maximale Übersetzung erreicht wird, wird auch bei Erreichen von $N_{Ab,soll} = 0$ eine Solldrehzahl größer Null vorgegeben: Der Regler versucht, das Getriebe in Richtung unendlich zu verstellen und bleibt in der Begrenzung, die der Maximalübersetzung entspricht, hängen. Diese Methode hatte sich bereits bei der Strategie zur Anfangswertberechnung bewährt. Wegen des P-Verhaltens gibt es keine Probleme mit fortlaufenden Integratoren. Aufgrund der begrenzten Verstellrate δ_i des CVTs und des Reglerverhaltens kann es bei Anfahrvorgängen zu Drehzahlabweichungen kommen. Wie in Abbildung 3.5 zu sehen, wirkt sich eine Abweichung von etwa 100 U/min nicht signifikant auf den Wert der Gütefunktion aus, weil das Minimum in Richtung der Drehzahl eher flach ist. Bei höheren Leistungen, etwa wie in Abbildung 3.6, wo der Synchronpunkt angefahren werden soll, befindet sich das CVT meist schon im unteren Übersetzungsbereich, sodaß hier keine Schnellverstellung mehr erforderlich ist und die geforderte Drehzahl ohne größere Regeldifferenzen eingestellt werden kann.

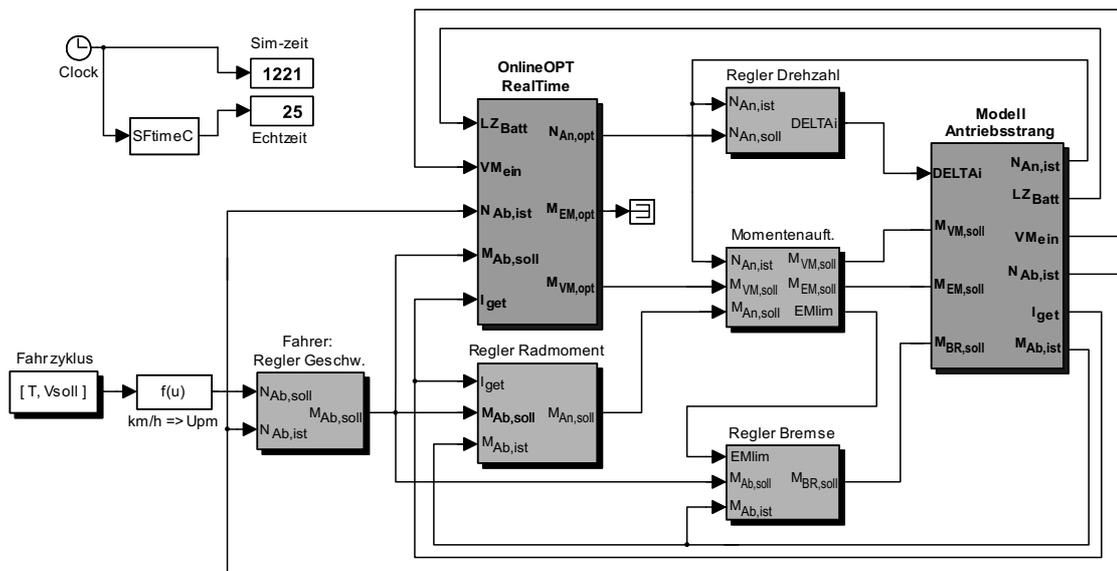


Bild 3.7: Simulinkmodell für die Simulation mit Onlineoptimierung

Der optimierte Sollwert für das V-Motormoment und das Moment $M_{An,soll}$ sind die Eingangsgrößen der Momentenaufteilung. Hier wird aus der Momentenbilanz das ‐verbleibende‐ Moment für die E-Maschine bestimmt. Dabei wird in einer Art Vorsteuerung das PT1-Verhalten des V-Motors berücksichtigt, um die Strecke für den Radmomentenregler besser zu linearisieren. In der Offlineoptimierung wurde eine 4. Steuergröße für das Sollmoment einer ansteuerbaren mechanischen Bremse verwendet, d.h. einer Bremse mit durch den Fahrzeugregler beeinflusbarem Stellaktuator. Zur Vergleichbarkeit (und optimalen Rekuperation) sollte dies hier nachgebildet werden. Die Onlineoptimierung ist im Bremsbetrieb inaktiv und gibt defaultmäßig $M_{VM,opt} = 0$ aus. Daher entspricht beim Bremsen das Sollmoment des antriebsseitigen Reglers $M_{An,soll}$ dem Sollmoment für die E-Maschine $M_{EM,soll}$. In der Momentenaufteilung wird das maximal zulässige Moment der E-Maschine im Grunddrehzahl- und Feldschwächbereich bestimmt (daher auch $N_{An,ist}$ als zusätzliche Eingangsgröße). Wird der zulässige Bereich überschritten und das Moment begrenzt, gerät der Radmomentenregler in den Anschlag, und der ‐Regler Bremse‐ wird aktiviert. Dieser regelt die bestehende Momentendifferenz am Abtrieb aus und bestimmt auf diese Weise den Sollwert $M_{BR,soll}$ für die mechanische Bremse.

Zur Entkopplung von Reglerverhalten und Onlineoptimierung reicht bei der Bestimmung von $P_{An,soll}$ die Maßnahme der Rückrechnung vom Radmoment $M_{Ab,soll}$ allein nicht aus. Diese verhindert zwar Rückkopplungseffekte mit den CVT-antriebsseitigen Reglern. Da aber der Geschwindigkeitsregler das Radmoment bestimmt, macht sich hier sein Regelverhalten bemerkbar, etwa durch Unter- oder Überschwinger von $M_{Ab,soll}$. Dies würde jedoch zusätzliche Ein- und Ausschaltvorgänge des Verbren-

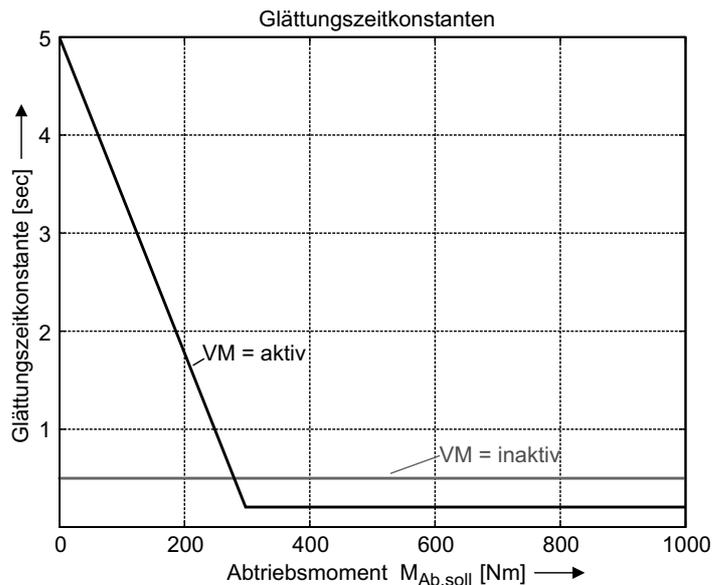


Bild 3.8: Glättungszeitkonstante für $P_{An,soll}$ im Fahrbetrieb

nungsmotors zur Folge haben, die soweit wie möglich vermieden werden sollen. Daher wurde eine zusätzliche PT1-Glättung für $P_{An,soll}$ eingeführt. Die Zeitkonstante hängt vom Betriebszustand ab. Bei E-Motorbetrieb wird ein konstanter Wert vorgegeben. Hier soll durch die Glättung verhindert werden, daß der Verbrennungsmotor schon bei kurzen Leistungsspitzen angelassen wird. Bei V-Motorbetrieb wird ein variabler Wert gemäß Abbildung 3.8 vorgegeben. Die starke Glättung bei kleinen Radmomenten soll verhindern, daß der Verbrennungsmotor schon bei kleinen Unterschwingern abgeschaltet wird. Bei solchen Glättungsverfahren muß prinzipiell darauf geachtet werden, daß die Optimalität nicht durch diese Veränderung der Sollwerte verfehlt wird. Daher ist die Glättungszeitkonstante bei höheren Momenten auch sehr klein gehalten. Die beschriebene Methode ist das Ergebnis einer langen Versuchsreihe mit unterschiedlichsten Strategien für die Sollwertaufbereitung. Sie hat sich sowohl in der Simulation als auch im Prüfstandsbetrieb gut bewährt.

Durch das Zusammenwirken von Onlineoptimierung und Reglersystem können auf diese Weise Steuertrajektorien für den Autarken Hybrid bestimmt werden. Im Unterschied zur Offlineoptimierung wird der gegebene Zyklus nur einmal durchlaufen und könnte dabei auch z.B. willkürlich von Hand vorgegeben werden.

3.4 Test des Verfahrens in der Simulation

Nachdem die Parameter des Reglersystems optimal eingestellt worden waren, lieferten erste Tests des Verfahrens in der Zyklussimulation bereits gut nachvollziehbare Ergebnisse in Bezug auf die Betriebsführung und Verbrauchswerte. Die Parameter der Gütefunktion wurden durch Probieren so eingestellt, daß die schon bekannten DIRCOL-Ergebnisse so gut wie möglich angenähert werden konnten. In Abbildung 3.9 sind für den Abschnitt des ECE-Citycycle die Ergebnisse der Offline- und der Onlineoptimierung gegenübergestellt.

An dieser Stelle sei noch einmal betont, daß sich hier im Unterschied zum Offlineverfahren ein Reglersystem im Eingriff befindet, um das Modell in Vorwärtssimulation betreiben zu können, und daß für den Onlinebetrieb zusätzliche Nebenbedingungen eingeführt werden mußten, um den praktischen Aspekten des Hybridbetriebs Rechnung zu tragen. Wie schon bei der Untersuchung der Gütefunktion wurden die Daten für den TD-Motor verwendet, der aktuell im Autarken Hybrid eingebaut ist.

Prinzipiell ergibt sich mit der Onlineoptimierung ein typischer Taktbetrieb für den Verbrennungsmotor, wie er von den DIRCOL-Ergebnissen her bekannt ist. Im ersten Hügel des Zyklus wird das Fahrzeug rein elektrisch angetrieben, und erst während des 2. Beschleunigungsvorganges wird der V-Motor zugekuppelt. Durch Lastpunktanhebung kann dessen Moment angehoben werden, wobei das Moment der E-Maschine negativ ist. Mit Ausnahme der Anlassvorgänge wird der V-Motor

bei beiden Verfahren konstant auf einem spezifischen Verbrauch von 250 g/kWh gehalten. Als erster Unterschied fällt jedoch auf, daß die Taktblöcke bei der Onlineoptimierung zeitlich verschoben sind. Bei DIRCOL ergaben sich für die Einschalt-schwellen zum V-Motorbetrieb Werte von 3,5 und 2,4 kW, beim Onlineverfahren 5,8 und 4,5 kW. Das wird zum einen durch die Glättung der Sollwerte verursacht, zum anderen durch die Hysterese zwischen E- und V-Motorbetrieb. Ohne die Zusatzbedingungen läge auch bei der Onlineoptimierung die Einschalt-schwelle zum V-Motorbetrieb etwas niedriger. Im Verlauf der Drehzahl des Onlineverfahrens zeigen sich bei den Anfahrvorgängen kurze Drehzahlüberhöhungen. Die CVT-Verstellrate

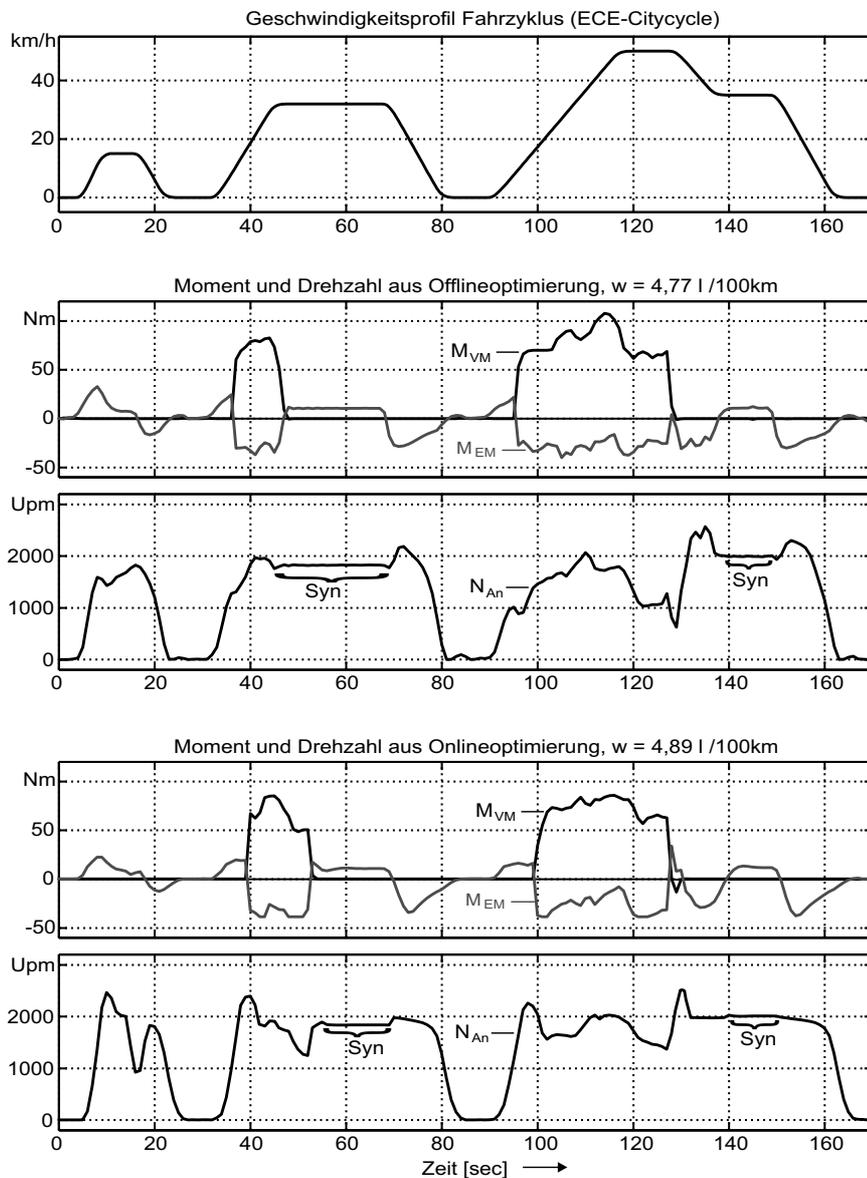


Bild 3.9: Vergleich Offline — Onlineoptimierung (TD-Motor)

Motoren Zyklus	TD 55 kW mit EM 8 kW			TDI 55 kW mit EM 8 kW		
	ECE-City	NEDC	FTP72	ECE-City	NEDC	FTP72
Strategie	5,12	5,49	5,66	4,27	4,73	4,83
Offlineopt.	4,77	5,09	—	4,10	4,44	4,36
Onlineopt.	4,89	5,19	5,33	4,10	4,42	4,60

Tabelle 3.1: Vergleich des Kraftstoffverbrauches (Angaben in l/100km)

gerät dabei an den Anschlag, so daß sich Abweichungen zum Sollwert ergeben. Das Offlineverfahren ist hier im Vorteil, weil es mit der Vorkenntnis über den Zyklusverlauf das CVT vorausschauend verstellen kann. Die Drehzahl im V-Motorbetrieb erreicht ein ähnliches Niveau. Bei beiden Verfahren wird über längere Zeitabschnitte hinweg der Synchronpunkt des Getriebes angefahren, um einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen.

Die erzielbaren Verbrauchswerte liegen trotz der Unterschiedlichkeit beider Verfahren relativ nahe beieinander: 4,77l bei DIRCOL und 4,89l/100km bei der Onlineoptimierung. Der Unterschied beträgt 2,5%. Das neue Verfahren wurde an weiteren Normfahrzyklen und mit unterschiedlichen Motorkennfeldern getestet. In Tabelle 3.1 sind die berechneten Verbrauchswerte gegenübergestellt. Der Unterschied zwischen NEDC und einem einzelnen ECE-Citycycle erklärt sich aus den längeren Stillstandsperioden und dem Überlandfahrtabschnitt des NEDC, wo sich für den Autarken Hybrid ein höherer Verbrauch als im Stadtverkehr ergibt. Beim TDI-Motor fällt im NEDC auf, daß das Ergebnis der Onlineoptimierung sogar geringfügig besser ausfällt. Möglicherweise ist das darauf zurückzuführen, daß es sich bei der Offlineoptimierung um eine zusammengesetzte Steuertrajektorie handelt, sodaß die Optimalität durch Vorgabe der Randwertbedingung für den Ladezustand der Einzelzyklen eingeschränkt ist. Andererseits ist das DIRCOL-Ergebnis im FTP-Zyklus wiederum etwas besser. Da dieser Zyklus deutlich stärkere Beschleunigungs- und Verzögerungswerte aufweist, könnte sich hier auch das Verhalten des Reglersystems der Onlineoptimierung bemerkbar machen. Wie schon erwähnt, ist das Offlineverfahren wegen der Vorkenntnis über den Zyklusverlauf im Vorteil.

Um einen Anhaltspunkt darüber zu erhalten, welche Verbrauchseinsparungen mit der Onlineoptimierung gegenüber einer konventionellen Betriebsstrategie realisierbar sind, wurde die in Kapitel 2.2 beschriebene Betriebsstrategie zur Anfangswertberechnung neu untersucht. Zur besseren Nachbildung der Optimierungsergebnisse konnte nun auch der Synchronpunkt des CVT im Elektrobetrieb gezielt angefahren werden. Mit einem systematischen Probiervorgehen wurden die Parameter so eingestellt, daß sich bei näherungsweise ausgeglichener Ladezustandsbilanz ein möglichst

geringer Kraftstoffverbrauch ergab. Dazu waren sehr viele Zyklusdurchläufe mit entsprechendem Zeitaufwand erforderlich. Wie in Tabelle 3.1 zu erkennen, können auch mit dieser Methode recht gute Werte erzielt werden. Betriebsstrategien reagieren jedoch im allgemeinen relativ empfindlich auf die Parametereinstellung. Als Beispiel soll die Anfangswerttrajektorie für den TDI im ECE-Citycycle dienen: bei den anfänglich eingestellten Parametern hatten sich noch 4,68l/100km ergeben, vgl. Bild 2.10. Erst mit der neuen Untersuchung konnten die 4,27l/100km von Tabelle 3.1 erzielt werden. Im realen Betrieb, wo eine Anpassung an einen Fahrzyklus nicht möglich ist, müßte daher mit ungünstigeren Verbrauchswerten zu rechnen sein. Auf den Parameterabgleich der Onlinegütefunktion wird im nachfolgenden Abschnitt näher eingegangen.

Beim derzeit eingesetzten TD-Motor beträgt in den beiden Normfahrzyklen der Unterschied zwischen Strategie und Onlineoptimierung 0,30 und 0,33l/100km. Das würde bedeuten, daß beim Autarken Hybrid allein durch Verwendung eines neuartigen Steuerverfahrens 5,5 und 5,8 % an Kraftstoff eingespart werden können. Bei Annahme eines TDI-Motors fällt der Abstand im FTP-Zyklus etwas geringer aus. Neben den günstigeren Verbrauchswerten ist auch die Anzahl der Anlassvorgänge bei Verwendung der Onlineoptimierung geringer. Bei der Onlineoptimierung ergeben sich im NEDC bzw. FTP-Zyklus 11 bzw. 34 gegenüber 14 bzw. 50 Taktblöcken bei der Strategie. In diesen Simulationen wurde allerdings ein schneller Anlassvorgang mit geringem Energieverbrauch angenommen, so daß dies beim Gesamtverbrauch wenig ins Gewicht fällt.

In einem weiteren Versuch wurde das Verhalten der Onlineoptimierung bei Vorgabe einer konstanten Dauergeschwindigkeit getestet. Bei Betriebsstrategien kann hier das Problem auftreten, daß es dabei zu einer dauerhaften Ent- oder Überladung der Traktionsbatterie kommt. Das Onlineverfahren konnte diese Aufgabe sehr zufriedenstellend bewältigen: bis zu einer Geschwindigkeit von etwa 70 km/h ergab sich für die Betriebsführung ein typischer Taktbetrieb, wobei der Ladezustand in einem engen Fenster um den Sollwert gehalten wurde. Bei höheren Geschwindigkeiten wurde die Lastpunktanhebung im Verlauf der Simulation mehr und mehr vermindert, um ein Überladen zu verhindern.

3.4.1 Einfluß der Gütefunktion-Parametrierung

Bei der Betriebsstrategie hatte sich die Parametrierung als prinzipielles Problem dargestellt. Daher wurde das Onlineverfahren auf seine Robustheit gegenüber der Parametrierung (siehe Gl. (3.6) und Gl. (3.10)) untersucht. Bei ersten Versuchen hatte sich eine feste Einstellung mit $\alpha_0=2,5$ und $\beta=60$ als brauchbar erwiesen. Zum Abgleich des Ladezustandes bei den unterschiedlichen Zyklen wurde der "Kosmetikfaktor" γ verwendet, wobei sich ein Wertebereich von $1,0 \cdot 10^{-3}$ bis

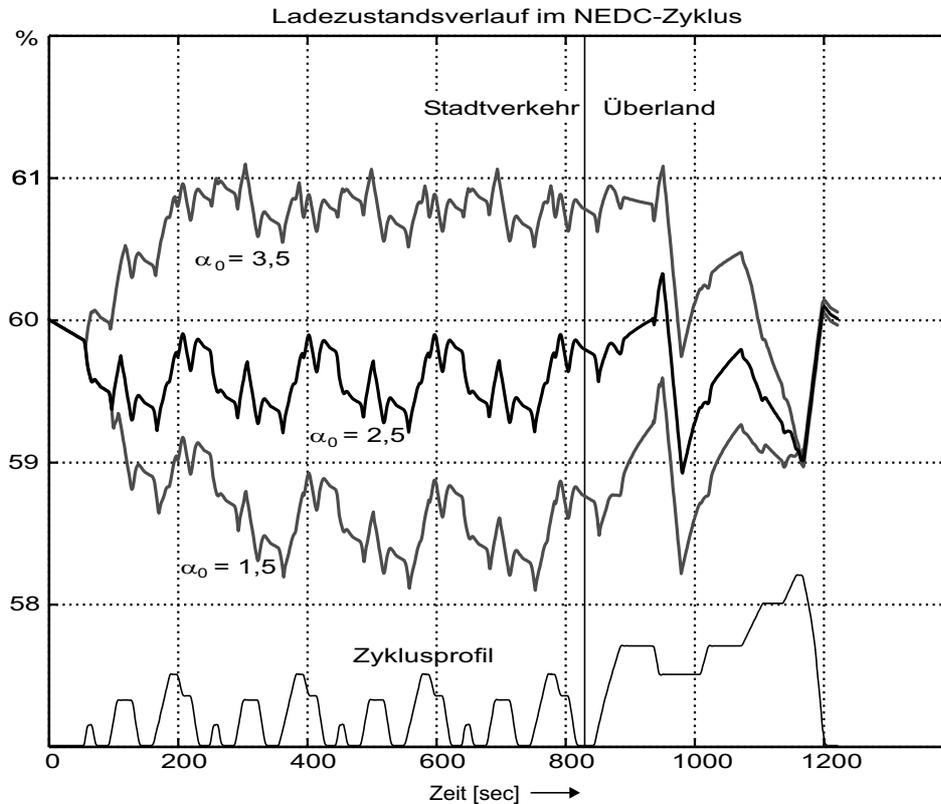


Bild 3.10: Ladezustandsverlauf in Abhängigkeit von α_0

$1,8 \cdot 10^{-3}$ ergab. Sollte anstelle des TD-Motors der TDI untersucht werden, müßten lediglich die Kennfelder ausgetauscht und wegen des höheren Wirkungsgrades der Faktor α_0 auf etwa 2,3 herabgesetzt werden. (Bei der Strategie wären hierbei neue Steuerkurven und eine neue Parametrierung erforderlich gewesen.)

Im folgenden wurde nun der Faktor α_0 verändert, um dessen Einfluß auf die Betriebsführung zu untersuchen. In Bild 3.10 ist der Zeitverlauf des Ladezustandes der Traktionsbatterie für $\alpha_0=1,5$, $2,5$ und $3,5$ abgebildet. Als Fahrzyklus wurde der NEDC vorgegeben, als Motor der TD. Der Sollladezustand betrug 60%. Um den Kraftstoffverbrauch vergleichen zu können, wurde der Ladezustand am Ende des Zyklus mit Hilfe von γ abgeglichen. Im Stadtverkehr zeigt sich, daß ein zu groß gewähltes α_0 dazu führt, daß sich dauerhaft ein etwas überhöhter Ladezustand einstellt. Dadurch ergibt sich gemäß der Definition in Gl. (3.6) eine negative Ladezustandsdifferenz, die zu einer Absenkung von α führt. Auf der anderen Seite ergibt sich bei einem zu klein angesetzten Wert von α_0 ein abgesenktes Ladezustandsniveau und eine positive Ladedifferenz, die eine Anhebung von α bewirkt. Über den Faktor β kann eingestellt werden, wie schnell sich ein Gleichgewicht aus α und Ladedifferenz einstellt. Ein Wertebereich von $\beta = 20..100$ hat sich als brauchbar erwiesen.

α_0	2,25	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5
$\gamma \cdot 10^3$	0,0	0,0	0,9	1,5	2,1	2,7
Δlz [%]	-1,5	$ \Delta lz \leq 0,1$				
\bar{lz}_{Batt} [%]	60,0	58,8	59,2	59,6	60,1	60,5
$\bar{\alpha}$	2,25	2,15	2,24	2,33	2,37	2,45
w [l/100km]	5,43	5,24	5,24	5,26	5,29	5,32

Tabelle 3.2: Einfluß der Parametrierung im NEDC-Zyklus

Am Ende des NEDC befindet sich eine Bremsung von 120 km/h in den Stillstand. Mit einer 8 kW-Maschine wird der Ladezustand durch Rekuperation um etwa 1 % angehoben. Daher ist es zum genauen LZ-Abgleich erforderlich, die Energiegewichtung α durch Anhebung von γ bei hohen Geschwindigkeiten abzusenken, damit die Batterie vor der Bremsung etwas entladen wird. Dies führt im Extremfall dazu, daß hohen Geschwindigkeiten sogar im Boostbetrieb gefahren wird, d.h. verbrennungsmotorisch mit elektrischer Unterstützung. In Abbildung 3.10 ist das daran zu erkennen, daß der Ladezustand zwischen 1100 und 1200 sec erst sinkt, bevor er durch die Bremsung wieder angehoben wird.

In Tabelle 3.2 sind die Eckdaten der Untersuchung sowie die zeitlichen Mittelwerte vom Ladezustand lz_{Batt} und der Energiegewichtung α zusammengestellt. In der ersten Zahlenspalte wurde α_0 so eingestellt, daß der Mittelwert des Ladezustandes genau dem Sollwert von 60 % entspricht. Der Abgleichfaktor γ wurde hierbei auf Null gesetzt, um eine zusätzliche Beeinflussung zu vermeiden. Damit ergibt sich $\alpha = \alpha_0 + \beta \cdot \Delta lz$. Interessanter Weise gilt dann für den Mittelwert von α , daß $\bar{\alpha} = \alpha_0 = 2,25$. Gleichzeitig liegt dieser Wert ziemlich nahe an dem in Gl. (3.4) ermittelten theoretischen Wert von $\alpha_{rechn} = 2,20$. Da sich am Zyklusende ein Ladezustand von 61,5 % ergibt (Δlz ist dann gemäß Definition negativ), ist der Kraftstoffverbrauch höher als in den anderen Spalten.

Als Zyklus war hier der NEDC vorgegeben worden. Geht man nach derselben Methode im FTP72-Zyklus vor, so erhält man folgendes: $\bar{\alpha} = \alpha_0 = 1,88$, wobei der nach Gl. (3.4) ermittelte theoretische Wert nun $\alpha_{rechn} = 2,02$ beträgt. Der Unterschied beruht auf den unterschiedlichen Energiebilanzen in den beiden Zyklen: Im FTP-Zyklus sind Lastpunktanhebung und Elektrobetrieb aufgrund des höheren Leistungsbedarfs weniger stark ausgeprägt. Deshalb wird prozentual ein geringer Anteil an elektrischer Energie durch Lastpunktanhebung gewonnen, und der Gewichtsfaktor a_{LA} aus Gl. (3.4) wird kleiner.

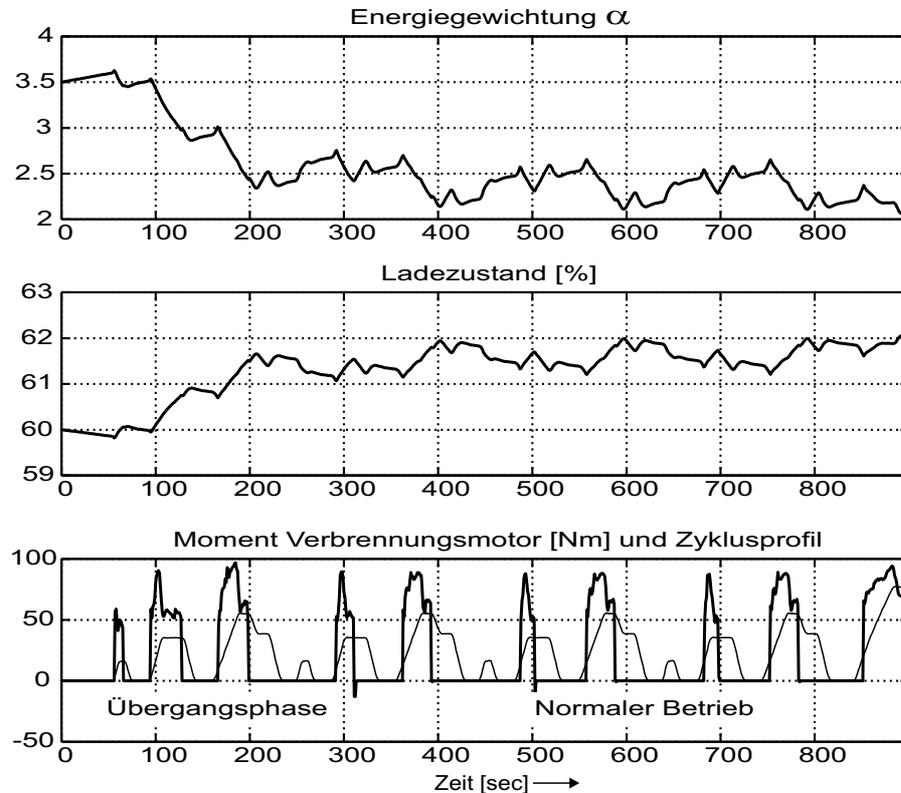


Bild 3.11: Auswirkung eines zu hohen Wertes von α_0

In den Spalten in Tabelle 3.2 mit $\alpha_0 = 1,5 \dots 3,5$ sind die Ergebnisse für eine nahezu ausgeglichene Ladezustandsbilanz aufgelistet. Zum Abgleich wurde der Faktor γ verwendet. Die entsprechenden Zeitverläufe des Ladezustandes sind in Abbildung 3.10 dargestellt und wurden schon diskutiert. Es fällt auf, daß sich der Mittelwert von α im Verhältnis zu der sehr unterschiedlichen Parametrierung nicht signifikant ändert und im Bereich des rechnerisch ermittelten Wertes bleibt. Für die Übereinstimmung von Mittel- und Sollwert beim Ladezustand (60%) ist hier ein größerer Wert von α_0 erforderlich, da α durch den Ladezustandsabgleichsfaktor γ künstlich abgesenkt wird.

Die Auswirkung der unterschiedlichen Parametrierung auf den Kraftstoffverbrauch ist marginal. Der Anstieg in den letzten beiden Spalten ist durch eine vorübergehende Beeinflussung der Betriebsführung zu erklären: Da α am Beginn des Zyklus viel zu groß ist, wird die elektrische Energie zu stark gewichtet, wodurch zusätzliche Taktblöcke mit verstärkter Lastpunktanhebung auftreten. Wie in Abbildung 3.10 zu sehen war, pendelt sich der Ladezustand jedoch dauerhaft auf einem gleichbleibenden Niveau ein, so daß sich auch ein mittleres α im Bereich des theoretischen Wertes ergibt. Eine "falsche" Vorgabe von α_0 würde dauerhaft zu einer Abweichung des mittleren Ladezustandes vom Sollwert führen, aber nicht die Betriebsführung

beeinflussen. Mit Abbildung 3.11 kann dieser Sachverhalt für $\alpha_0 = 3,5$ und $\gamma = 0$ veranschaulicht werden: Nach einer Übergangsphase mit verstärktem Taktbetrieb und Anhebung des Ladezustandes ergibt sich wieder eine “normale“ Betriebsführung.

Insgesamt kann festgehalten werden, daß sich die Onlineoptimierung relativ robust gegenüber der Parametereinstellung verhält und daß falsche Vorgaben in gewissen Grenzen sogar selbsttätig korrigiert werden. Aufgrund der überdimensionierten Traktionsbatterie ist es unter praktischen Aspekten unproblematisch, wenn sich das Ladezustandsniveau aufgrund eines falsch eingestellten Parameters etwas zu hoch oder zu niedrig einpendelt. Bei kleineren Batterien wäre jedoch eine genauere Einstellung erforderlich. Da im realen Betrieb kein exakter Ladezustandsausgleich über eine bestimmte Periode erforderlich ist, kann γ auf Null gesetzt werden. Dann genügt es für einen Parameterabgleich, den Faktor α_0 aus einem möglichst repräsentativen Fahrzyklus rechnerisch zu bestimmen und für β einen Erfahrungswert aus der Simulation zu verwenden. Gegenüber der schon angesprochenen Problematik bei der Betriebsstrategie stellt dies einen großen Vorteil für den praktischen Einsatz der Onlineoptimierung dar.

3.4.2 Einfluß der Nebenverbraucherleistung

Die Leistung der elektrischen Nebenverbraucher erscheint in Gl. (3.10) als zusätzliche Verlustleistung P_{ENV} . Ändert sich der Energiebedarf der Nebenverbraucher, muß sich dies auf die Betriebsführung auswirken. Bei höherem Bedarf sind gegebenenfalls zusätzliche Taktblöcke und eine stärkere Lastpunktanhebung erforderlich. Prinzipiell müßte sich dann ein höherer Wert von α einstellen. In Tabelle 3.3 sind die Ergebnisse für unterschiedliche Leistungsstufen des Nebenverbraucherbedarfs eingetragen. Da dieser aus einem konstanten und einem variablen Anteil besteht, wurde die energetisch gemittelte Leistung \bar{P}_{ENV} angegeben.

Die Parameter wurden wieder so eingestellt, daß sich ein mittlerer Ladezustand von 60 % ergab. Wie zu erwarten, mußte bei erhöhter Leistung ein auch höherer Wert für α_0 vorgegeben werden. Die Änderung ist aber nicht signifikant. Wenn sich der mitt-

\bar{P}_{ENV} [W]	600	900	1200	1500
α_0	2,11	2,25	2,36	2,41
γ	0,0	0,0	0,0	0,0
$\bar{\alpha}$	2,11	2,25	2,36	2,41
\bar{z}_{Batt} [%]	60,0	60,0	60,0	60,0

Tabelle 3.3: Einfluß der Nebenverbraucher auf die Parametrierung

lere Verbrauch nicht drastisch ändert, sind aufgrund der Robustheit des Verfahrens keine Korrekturen erforderlich. Anmerkung: Der Energiebedarf der Nebenverbraucher wird bei der Berechnung von α_{rechn} in Gl. (3.4) indirekt berücksichtigt, weil er sich auf den Energiebetrag, der durch Lastpunktanhebung bereitgestellt werden muß, auswirkt. Bei höherem Bedarf würde auch der Gewichtsfaktor a_{LA} und somit α_{rechn} angehoben. Eine vergleichende Berechnung für die Daten wie in Tabelle 3.3 ist hier nicht sinnvoll, da nicht der Ladezustand über den Zyklus ausgeglichen wurde, sondern nur dessen Mittelwert. Damit wäre die Energiebilanz der Traktionsenergie über den Zyklus nicht ausgeglichen und somit auch die Energieabgabe des Verbrennungsmotors nicht bewertbar, so daß eine Bestimmung von a_{LA} und ein Vergleich des Kraftstoffverbrauches nicht sinnvoll ist.

3.5 Test des Verfahrens am Prüfstand

Für den Einsatz der Onlineoptimierung als Steuerverfahren für den Antriebstrangprüfstand des Autarken Hybrid mußte die Software so angepaßt werden, daß sie unter Echtzeitbedingungen lauffähig war. Die Abtastrate des dSPACE-Gesamtfahrzeugreglers betrug 10 ms. Für die Simulation war die Optimierung jedoch als S-Function in M-Code programmiert worden. Sie wird in der Simulinkoberfläche von Bild 3.7 im Block “OnlineOPT“ aufgerufen. Eine M-Code S-Function hat den Vorteil, daß sie bei der Entwicklung und im Test leicht zugänglich ist und daß die Modelldaten inklusive den Kennfeldern als Cell-Array im Parametereintrag der Funktion übergeben werden können. Da der Code und die verwendeten Bibliotheken bei der Ausführung von einem Interpreter schrittweise abgearbeitet werden müssen, ist die Rechenzeit relativ hoch. Sie betrug pro Optimierungsschritt bei Erreichen der maximal zulässigen Anzahl von Iterationsschritten etwa 5 s. Selbst wenn man die Samplezeit der S-Function auf 1 s heraufsetzte — in der Simulation wurde mit einer Schrittweite von 100 ms gearbeitet — ergab sich für den 1221 s langen NEDC-Zyklus eine Simulationsdauer von etwa 2800 s, wobei die Optimierung im Stillstand und beim Bremsen inaktiv war. Der Versuch, mit Hilfe des Matlabcompilers aus dem M-Code einen echtzeitfähigen C-Code generieren zu lassen, schlug fehl: Der Rechenzeitgewinn war marginal, und überdies wurde bei der verfügbaren Version die Übergabe von Funktionsparametern nicht unterstützt.

Daher wurde die Onlineoptimierung als C-Code S-Function neu programmiert. Vor allem bei der Interpolation der Kennfelder konnte Rechenaufwand eingespart werden: zur Ermittlung der Indizes sind hier normalerweise mehrere Schleifendurchläufe erforderlich. Die Kennfelder wurden deshalb mit äquidistanten Stützstellen neu gerastert, sodaß die Indexermittlung durch einen analytischen Ausdruck geschehen konnte. Auf externe Bibliotheken wurde nicht zugegriffen. Der eigentliche Optimierungsalgorithmus mit dem Gradientenverfahren wurde dahingehend geändert,

daß die Absuche der lokalen Minima vereinfacht werden konnte: Das Anfahren des Synchronpunktes kann im praktischen Betrieb zu hohen Drehzahlgradienten führen. Dies kann den Fahrkomfort beeinträchtigen. Daher wurde ein zusätzlicher Parameter eingeführt, der es erlaubt, das Absuchen der Minima im Synchronpunkt zu deaktivieren. In der Simulation konnte die Rechenzeit durch die neue S-Function signifikant abgesenkt werden: für den NEDC-Zyklus betrug sie nur noch 37 s, wobei für die S-Function eine Samplezeit von 200 ms verwendet wurde. Die maximale Rechenzeit auf dem dSPACE-Rechner der Prüfstandsregelung betrug weniger als 5 ms pro Optimierungsschritt, wozu noch ausreichend Reserve im GFR zur Verfügung stand. Damit konnte das Optimierungsverfahren in Echtzeit eingesetzt werden.

Die Versuche wurden am Universalprüfstand des Autarken Hybrid (UPA) durchgeführt. Dieser Prüfstand besteht aus dem duplizierten Antriebsstrang des Autarken Hybrid mit dem originalen TD-Motor und einer Zweitausführung von CVT-Getriebe, Hydrauliksystem und Gesamtfahrzeugregler (GFR). Die Fahrwiderstände werden über eine Schwungmasse und eine Belastungsmaschine nachgebildet. Für den elektrischen Teilantrieb mit schnell-drehender ASM, Umrichter und Traktionsbatterie war keine Zweitausführung verfügbar. An dieser Stelle wurde am UPA ein konventioneller Gleichstromantrieb mit B6-Brücke eingesetzt. Die Onlineoptimierung benötigt jedoch die Information über den Batterieladezustand. Daher mußte der elektrische Teilantrieb inklusive der Traktionsbatterie in der Prüfstandsregelung simulativ nachgebildet werden, wobei die bestehenden Modellblöcke der Hybridsimulation übernommen wurde. Als Eingangsgröße diente die gemessene Wellenleistung der GM. Der Block "OnlineOPT" aus Bild 3.7 wurde um die Ladezustandsberechnung erweitert und in dieser Form in den GFR implementiert. Für den qualitativen Test der Onlineoptimierung sollte es keine Einschränkung darstellen, wenn für den Ladezustand anstelle eines "Messwertes" (zur genauen Bestimmung war im Batteriesteuergerät ein neuronales Netz eingesetzt worden) ein nachgerechneter Wert übergeben wird. Nach einer Vermessung des Motors am Prüfstand ergab sich ein Mehrverbrauch von 10 bis 20 g/kWh im Vergleich zu dem in der Simulation verwendeten Kennfeld des TD, welches vom Hersteller aufgenommen worden war. Das Kennfeld in der Onlineoptimierung wurde entsprechend angepaßt. Ebenso das berechnete Wirkungsgradkennfeld des CVT-Getriebes, welches im Bereich kleiner Momente und im Synchronpunkt angeglichen werden mußte.

Aus den ersten Gehversuchen mit der Onlineoptimierung am Prüfstand ergab sich ein sehr positives Bild. Die Inbetriebnahme benötigte wenige Tage und bestand im wesentlichen aus den üblichen programmiertechnischen Anpassungsarbeiten und einer Abstimmung der Schnittstelle zwischen Reglersystem und Optimierung. Die Parameter der Eingangsgrößenglättung wurden an des Verhalten des GFR angepaßt. Am GFR selbst, dessen Parametrierung auf die bisherige Betriebsstrategie abgestimmt war, mußten keine Änderungen vorgenommen werden. Nach diesen Arbeiten konnten verschiedene Fahrzyklen mit dem Prüfstand nachgefahren werden.

Wie in der Simulation wurden die Parameter der Gütefunktion durch Probieren angepaßt (das Wirkungsgradverhalten des Motors am Prüfstand entsprach nicht dem in der Simulation verwendeten Kennfeld) und der Faktor γ so eingestellt, daß sich über den NEDC-Zyklus ein ausgeglichener Ladezustand ergab. Mit unveränderter Parametrierung konnte auch der FTP72-Zyklus problemlos nachgefahren werden, wobei die Ladezustandsbilanz dann natürlich nicht exakt ausgeglichen war. Gegenüber der ursprünglichen Betriebsstrategie zeigte sich deutlich, daß aufgrund der Robustheit des Verfahrens gegenüber der Parameterierung nur wenige Zyklusversuche erforderlich waren, um die erforderlichen Versuchsergebnisse mit nahezu ausgeglichenem Ladezustand zu erhalten. Bei der Strategie lag der Arbeitsaufwand im Bereich von mehreren Wochen.

Problematisch war die Dauer des Anlassvorganges des Verbrennungsmotors am Prüfstand, die zwischen 1 und 2,5 s betrug. Das verursacht vor allem bei kaltem Motor eine deutliche Abweichung von Soll- und Istwert. Durch die verspätet einsetzenden Taktblöcke des Verbrennungsmotors ergibt sich ein erhöhter Anteil an E-Betrieb. Die Berücksichtigung des Ladezustands in der Gütefunktion kompensiert zwar dieses Problem hinsichtlich der Ladezustandsbilanz durch Anpassung der Betriebsführung; trotzdem ergibt sich eine Abweichung von der optimalen Steuertrajektorie. Im Prinzip müßte hier eine Vorsteuerung erfolgen. In der Praxis führt das aber zu zusätzlichen, nicht optimalen Anlassvorgängen. Eine Zwischenlösung bestand darin, den Verbrennungsmotor generell bei Anfahrvorgängen anzulassen, auch wenn die Optimierung noch kein Sollmoment vorgibt. Bei den hohen Beschleunigungen im FTP72-Zyklus, wo bei jedem Geschwindigkeitshügel mindestens ein Taktblock auftritt, ist das vorteilhaft. Geringe Vorlaufzeiten, wenn zu früh angelassen wurde, wirken sich nicht signifikant auf den Verbrauch aus. Beim NEDC-Zyklus, wo es kleine Geschwindigkeitshügel gibt, die von der Optimierung teilweise rein elektrisch gefahren werden, würde sich ein Mehrverbrauch ergeben. Zufriedenstellend konnte diese Problematik noch nicht gelöst werden. Ein weiteres Problem am Prüfstand war der Umschaltvorgang beim Durchfahren des Synchronpunktes, welcher zu einer Zeitverzögerung bei der CVT-Verstellung führt. Der Antriebsstrang kann dann kurzfristig die antriebsseitige Solldrehzahl nicht halten, was zu einer Überhöhung und damit zu einer Abweichung vom Optimum führt. Prinzipiell wäre es denkbar, künftig diese dynamischen Aspekte in der Onlineoptimierung zusätzlich zu berücksichtigen.

Andererseits war auch mit diesen systembedingten Abweichungen ein zufriedenstellender Betrieb möglich. Der relative Verbrauchsvorteil der Onlineoptimierung am Prüfstand lag im Rahmen der in Tabelle 3.1 angegebenen Größenordnung. Die Sollwertgrößenglättung hat sich gut bewährt und reduzierte wirksam die Anzahl der Anlassvorgänge. In Bild 3.12 ist ein erstes Ergebnis aus der Prüfstandsmessung abgebildet. Es wurde der NEDC-Zyklus gefahren. Zur besseren Übersichtlichkeit ist hier nur ein Ausschnitt in Form eines ECE-Citycycle dargestellt. Unter realen

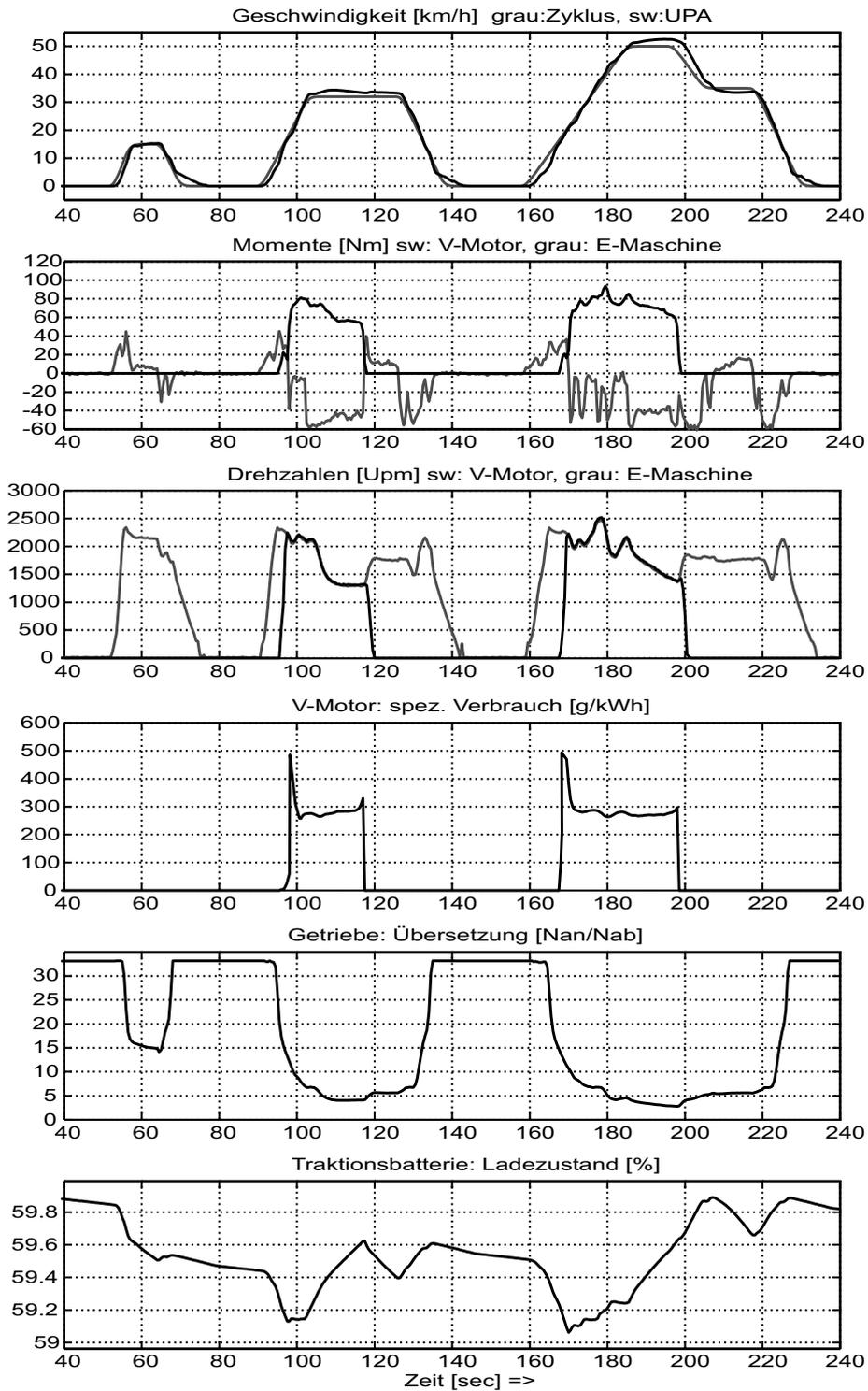


Bild 3.12: Prüfstandsmessung NEDC: Ausschnitt eines ECE-Citycycle

Betriebsbedingungen ist es für das Regelsystem deutlich schwieriger, den Geschwindigkeitsverlauf exakt nachzufahren. Die hier sichtbaren Abweichungen sind für eine Prüfstandsmessung noch relativ gering. Für die Betriebsführung ergab sich ein typischer Taktbetrieb, wie er aus den Simulationsrechnungen bekannt war. Der Verlauf des Momentes der E-Maschine ist deutlich unruhiger als in der Simulation, weil es zur Kompensation verschiedener Störeffekte des realen Systems verwendet wird. Nach dem Anlassvorgang kann der spezifische Kraftstoffverbrauch konstant auf günstigem Niveau gehalten werden. Da der Prüfstandsmotor etwas erhöhte Verbrauchswerte aufweist, liegt dieses Niveau bei etwa 270 g/kWh. Zur Darstellung des spezifischen Verbrauches war eine starke Glättung der gemessenen Ausgangsgrößen erforderlich, sodaß die Peaks beim Anlassvorgang verschliffen wurden. Diese fallen in Wirklichkeit höher und breiter aus als in Bild 3.12 dargestellt.

Die Gegenüberstellung der erzielbaren Verbrauchswerte und eine weitere Analyse der Betriebsführung für die Normzyklen NEDC und FTP72 erfolgt in Kapitel 4, wo das Verhalten des Autarken Hybrid unter Einsatz der vorgestellten Optimierungsverfahren untersucht wird.

4 Betriebsführung und Auslegung

4.1 Randbedingungen für die Untersuchungen

Mit den vorgestellten Verfahren der Offlineoptimierung und der Onlineoptimierung wurden die optimale Betriebsführung und die damit erzielbaren minimalen Verbrauchswerte des Autarken Hybridfahrzeuges der TUM untersucht, das während dieser Arbeit im Rahmen des SFB 365 aufgebaut wurde. Zugleich wurden unterschiedliche Randbedingungen vorgegeben, um die Auswirkungen der Auslegung auf Betriebsführung und Verbrauch zu bestimmen. Die Fragestellung der Auslegung bezog sich in diesem Falle vor allem auf die Größe der E-Maschine und auf die Wahl des Verbrennungsmotors. Die im Laufe dieser Arbeit entstandenen Simulations- und Meßergebnisse unterscheiden sich darüber hinaus durch den zur Zeit der Berechnung verfügbaren Stand der Optimierungsverfahren und den Entwicklungsstand des Autarken Hybridfahrzeuges. Es soll zunächst ein Überblick über die durchgeführten Simulationsrechnungen und Messungen gegeben werden.

Bei den Simulationsrechnungen waren für die Parametrierung des Fahrzeugmodells die ursprünglich projektierten Zielvorgaben für den Autarken Hybrid zu Grunde gelegt worden. Die schließlich realisierten Werte des Fahrzeugs standen erst zu Projektende zur Verfügung, als mit dem Prototypen erste Messungen vorgenommen werden konnten. Im Vergleich zu den projektierten Zielvorgaben ergab sich ein größeres Fahrzeuggewicht, ein ungünstigeres Verbrauchsverhalten des Verbrennungsmotors und eine Reihe weiterer Änderungen, die letztlich zu höheren Verbrauchswerten als ursprünglich berechnet führten. Bei der Diskussion und beim Vergleich der Simulations- und Meßergebnisse muß daher im folgenden zwischen *projektiertem* und *realisiertem* Zustand streng unterschieden werden. Auf die Details wird in den folgenden Abschnitten noch genauer eingegangen.

Zur Bestimmung des Einsparpotentials durch den Hybridbetrieb ist ein Referenzfahrzeug erforderlich. Im Falle des Autarken Hybrids bot sich hierfür der Opel Astra Caravan an, der als Plattform für den Umbau verwendet worden war. Im Originalzustand enthält der Antriebsstrang den selben Verbrennungsmotor, aber gekoppelt mit einem herkömmlichen 5-Gang-Handschaltgetriebe, Achsübersetzung und einer konventionellen Lichtmaschine. Um einen direkten Vergleich der Verbrennungsmotor-Betriebsführung im Autarken Hybrid mit der Betriebsführung im Referenzfahrzeug (im folgenden verwendeter Sprachgebrauch: Hybridbetrieb versus konventioneller Betrieb bzw. Normalbetrieb) zu erhalten, wurde ein zusätzliches Fahrzeugmodell für das Referenzfahrzeug erstellt. Es wurde das gleiche Verbrauchskennfeld wie im

Hybridmodell verwendet. Für das Schaltgetriebe wurde eine Schaltstrategie entwickelt, die das Schaltverhalten eines normalen bis sparsamen Fahrers nachbilden sollte. Die Lichtmaschine wurde so gesteuert, daß sich über den betrachteten Zyklus eine möglichst ausgeglichene Energiebilanz der Nebenverbraucher ergab. Da das Drehzahlniveau mit dem angenommenen Schaltverhalten relativ niedrig gehalten werden konnte, ergaben sich mit dem Modell für das Referenzfahrzeug recht günstige Verbrauchswerte, so daß sich wegen der eher "strengen" Referenz relativ mäßige Einsparpotentiale des Hybrids errechneten. Es wurde bei den Simulationsrechnungen auf Basis des *projektierten* Zustandes darauf verzichtet, diesbezüglich Änderungen vorzunehmen und die Werte in dieser Form akzeptiert. Bei dem zu Projektende durchgeführten Test der Onlineoptimierung mit dem derzeit *realisierten* Zustand ergaben sich sowohl bei der Simulation mit angepaßten Parametern als auch bei der Prüfstandsmessung wie schon angesprochen höhere Verbrauchswerte. Da ein Vergleich mit den "strengen" Werten hier nicht sinnvoll war, wurden als Referenz für diese Ergebnisse die am Opel Astra des Autarken Hybrid vor dem Umbau vermessenen Zyklus-Verbrauchswerte herangezogen, die etwas höher lagen als in der Referenz-Simulation.

In den Simulationen wurden drei verschiedene Motorvarianten gleicher Leistung untersucht: der derzeit im Autarken Hybrid verbaute TD mit Wirbelkammerverfahren, ein moderner, direkteinspritzender TDI mit sehr günstigen Verbrauchswerten und ein Ottomotor. Die Auslegung der E-Maschine wurde durch Variation der Momentengrenze bzw. der Nennleistung untersucht. Durch Ändern der Momentengrenze ohne Leistungsbegrenzung kann der Drehzahl-Momentenbereich abgesucht werden. Zu hohe Drehzahlen am CVT-Eingang sind jedoch aus Komfortgründen ungünstig. Daher wurde in den weiteren Untersuchungen die ursprünglich geplante Nenndrehzahl beibehalten und nur die Leistung bzw. das Nennmoment skaliert. Im folgenden sei ein Überblick über die durchgeführten Messungen und Simulationsrechnungen gegeben:

i.) Projektierter Zustand des Autarken Hybrid

- Offlineoptimierung: Untersuchung der Betriebsführung im ECE-Citycycle und im EUDC für das Fahrzeug mit TD sowie TDI. Untersuchung der Auslegung durch Variation der Momentengrenze für die E-Maschine, vgl. Abbildung 2.10. Zusammenfügung der Einzelergebnisse zur Simulation des NEDC.
- Offlineoptimierung: Untersuchung der Betriebsführung im FTP72-Zyklus mit TDI sowie Ottomotor im Rahmen einer Diplomarbeit [1]. Untersuchung der Auslegung der E-Maschine durch Skalierung der Nennleistung mit einen Optimalsteuerungsparameter.
- Interimsprüfstand des SFB: Nachfahren von berechneten Betriebstrajektorien für Hybrid- und Normalbetrieb mit dem TD-Verbrennungsmotorprüfstand.

- Onlineoptimierung: Simulation des Fahrzeugs in den gängigen Normfahrzyklen (NEDC, FTP72, 10·15-Mode) mit TD, TDI und Ottomotor. Dabei jeweils neue Untersuchung der Auslegung der E-Maschine durch Variation der Nennleistung. Vergleich mit den DIRCOL-Ergebnissen.

ii.) Derzeit realisierter Zustand des Autarken Hybrid

- UPA-Prüfstand des SFB: Prüfstandsversuche mit der in den Gesamtfahrzeugregler implementierten Onlineoptimierung als Steuerverfahren für den Hybridantriebsstrang (NEDC und FTP72). Direkter Vergleich mit den Simulationsrechnungen.
- Onlineoptimierung: Simulation des erweiterten und an den Istzustand angepaßten Modells für den TD (NEDC, FTP72 und weitere Zyklen). Anpassung des Referenzmodells an die gemessenen Werte des Ausgangsfahrzeuges, um auf Basis des realisierten Zustandes das relative Einsparpotential durch den Hybridbetrieb bestimmen zu können.

Vor allem die Simulationsrechnungen mit der Offlineoptimierung dienten dazu, grundlegende Informationen über erreichbare Verbrauchswerte, die Auslegung und vor allem über die Gestalt der optimalen Betriebsführung zu erhalten. Teilweise ergaben sich neue Erkenntnisse wie z.B. die Schwungradnutzung oder das in Kapitel 2 schon angesprochene flache Minimum. Dabei war häufig ein direkter Vergleich verschiedener Ergebnisse mit unterschiedlichen Systemgrenzen, mit Anfangswerten oder dem Referenzfahrzeug erforderlich. Die vergleichende Analyse der Ergebnisse erforderte einen erheblichen Aufwand. Die gängigen Analysemethoden sind die Gegenüberstellung von Eckdaten, die Plots von Zeitverläufen verschiedener Systemgrößen oder die Darstellung von Betriebspunkttrajektorien (Lastkollektiven) in den Kennfeldern der Komponenten. Da eine Darstellung der großen Datenmengen, die im Laufe dieser Arbeit entstanden sind, schnell unübersichtlich werden kann, wurde versucht, relativ sparsam mit der Wiedergabe von Zeitverläufen etc. umzugehen. Bei der Untersuchung der Auslegung der E-Maschine hat sich auch die Analyse mit Hilfe einer Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion als sehr übersichtlich erwiesen. Dieses Verfahren wurde bereits in Kapitel 1 vorgestellt, vgl. Bild 1.7 und Bild 1.8.

4.2 Untersuchung der optimalen Betriebsführung

In diesem Abschnitt sollen die mit der Offlineoptimierung (DIRCOL) berechneten Ergebnisse für die verbrauchsoptimale Betriebsführung des Autarken Hybrid vorgestellt und mit der Simulationen des Referenzfahrzeuges verglichen werden. Für

Fahrprofil	TD-Motor			TDI-Motor		
	Referenz	Hybrid	Einsparung	Referenz	Hybrid	Einsparung
NEDC gesamt	6,021	5,091	15,4 %	5,271	4,441	15,7 %
nur ECE-City	7,401	4,771	35,5 %	6,341	4,101	35,3 %
nur EUDC	5,231	5,281	-0,1 %	4,661	4,621	0,08 %
FTP72	5,891	—	—	5,011	4,361	12,9 %

Tabelle 4.1: Vergleich der Verbrauchswerte auf 100 km sowie Einsparpotential

das Hybridfahrzeug waren die Daten des projizierten Zustandes sowie die im Fahrzeug realisierte Auslegung der E-Maschine auf 8 kW zugrunde gelegt worden. Im Falle des TD-Motors stehen allerdings keine Ergebnisse im FTP-Zyklus zur Verfügung. In Tabelle 4.1 ist ein Vergleich der Verbrauchswerte sowie das jeweils erzielbare Einsparpotential für die beiden Dieselmotorvarianten dargestellt. Es fällt zunächst auf, daß die relativen Einsparungen in Abhängigkeit der Zyklusvorgabe bei beiden Varianten fast übereinstimmen, obwohl sich die Verbrauchskennfelder deutlich voneinander unterscheiden und daher auch eine unterschiedliche Betriebsführung zu erwarten ist.

Das Einsparpotential des Autarken Hybrid im NEDC-Gesamtzyklus liegt bei etwa 15 % und im FTP72-Zyklus bei knapp 13 %. Weiterhin fällt auf, daß das Potential des Hybridbetriebes vor allem im City-Anteil des NEDC optimal ausgenutzt werden kann, wohingegen bei der Überlandfahrt im Prinzip keine Einsparung möglich ist. Die Vorteile des Taktbetriebes — Vermeidung des extremen Teillastbereiches und des Leerlaufbetriebes in den Stillstandsperioden sowie die Bremsenergieerückgewinnung — kommen wie zu erwarten im Stadtverkehr mit extremem Stop-and-go voll zur Geltung. Erstaunlicherweise ist der Kraftstoffverbrauch des Hybridfahrzeuges im Stadtverkehr sogar deutlich niedriger als im EUDC. Da herkömmliche Kfz mit mittlerem Hubraum und mit sparsamem Schaltverhalten bei Geschwindigkeiten oberhalb etwa 70 km/h bereits sehr günstige Verbrauchswerte erzielen können, und sich hier beim Autarken Hybrid der etwas schlechtere Wirkungsgrad des CVT bemerkbar macht, ergibt sich im EUDC kein Verbrauchsvorteil. Auch beim FTP-Zyklus, wo der Teillastbereich durch die teils erheblich stärkeren Beschleunigungen besser vermieden werden kann, ergibt sich beim Referenzfahrzeug ein günstigerer Verbrauch als im NEDC. Allerdings könnte im FTP-Zyklus mit einer größer ausgelegten E-Maschine mehr Bremsenergie rekuperiert und somit auch der Verbrauch des Hybridfahrzeuges weiter abgesenkt werden. Der TDI-Motor hat im Bestpunkt einen

deutlich günstigeren Verbrauch als der Turbodiesel (200 gegenüber 240 g/kWh). Im NEDC-Zyklus ergäbe sich durch Einbau eines modernen TDI eine Absenkung von etwa 13 % gegenüber dem projektierten Zustand und damit ein Absolutverbrauch von nur 4,441/100km für das 1590 kg schwere Fahrzeug.

Die Zeitverläufe der wichtigsten Größen der Betriebsführung des TD sind in Abbildung 4.1 dargestellt. In der Vorwärtssimulation mit den durch die DIRCOL-Optimierung bestimmten Steuertrajektorien ergibt sich wieder exakt das vorgegebene Fahrprofil. Im 2. Plot von oben sind die Momente der beiden Motoren dargestellt. Der erste Hügel des Citycycle wird jeweils rein elektrisch gefahren. Die Taktblöcke des Verbrennungsmotors beginnen in den Beschleunigungsphasen der beiden nachfolgenden Hügel. Im NEDC ist selbst beim Beschleunigen eine elektrische Lastpunktanhebung (Moment der E-Maschine negativ) erforderlich, weil die Fahrleistungsanforderung relativ gering ist. Ab einer Geschwindigkeit von ungefähr 50 km/h ist der Verbrennungsmotor auch bei Konstantfahrt aktiv. Andererseits ergibt sich im 50 km/h-Abschnitt des EUDC kurzfristig Elektrobetrieb, um ein Überladen der Traktionsbatterie zu vermeiden. Wie am Verlauf des Ladezustandes (6. Plot in Bild 4.1) zu erkennen, entspricht die durch rekuperatives Bremsen am Zyklusende gewonnene Energie (der Ladezustand steigt um 1 %) ziemlich genau dem Verbrauch für die 30 sec elektrisches Fahren. Bei Geschwindigkeiten über 70 km/h findet keine Lastpunktanhebung mehr statt; bei der Beschleunigung auf 120 km/h wird sogar geboostet (Moment der E-Maschine positiv). Die Leistung der E-Maschine war auf 8 kW begrenzt worden. Das reicht zur vollständigen Rekuperation im Citycycle aus. Nur bei dem Verzögerungsvorgang am Zyklusende muß mechanisch zugebremst werden, da die E-Maschine sonst kurzfristig etwa 20 kW aufbringen müßte.

Im 3. Plot sind die resultierenden Verläufe der CVT-Übersetzung (mit dem Faktor 100 skaliert) und der CVT-Eingangsdrehzahl wiedergegeben. Während der Taktperioden, wenn der V-Motor angekuppelt ist, wird die Drehzahl sehr niedrig gehalten: im Stadtverkehr überwiegend im Bereich zwischen 1000 und 1800 U/min und im Überlandzyklus bis maximal 2500 U/min. Im reinen Elektrobetrieb ergeben sich auch höhere Drehzahl-niveaus, wenn der Synchronpunkt des Getriebes angefahren wird, um mit einem höheren Übertragungswirkungsgrad fahren zu können. Da bei Bremsvorgängen auch Schwungrad-effekte zum Zwischenspeichern von Energie genutzt werden, ergeben sich daher zusätzliche Spitzen im Drehzahlverlauf. Der spezifische Kraftstoffverbrauch (4. Plot) wird während der Taktblöcke auf niedrigem Niveau, allerdings meist nicht im Bestpunkt, gehalten. Da beim Anlassen bzw. Abschalten der Teillastbereich durchfahren werden muß, ergeben sich entsprechende Spitzen beim Verbrauch. Der mechanische Wirkungsgrad des CVT (5. Plot) ist stark lastpunktabhängig und bricht zu kleinen Übertragungsmomenten hin stark ein, vgl. Bild 2.7. Da der Wirkungsgrad im Stillstand nicht definiert ist, ist die Festlegung auf 30 % willkürlich. In den Beschleunigungsphasen und bei größerer Abtriebsleistung im EUDC erreicht das CVT sein optimales Wirkungsgradniveau

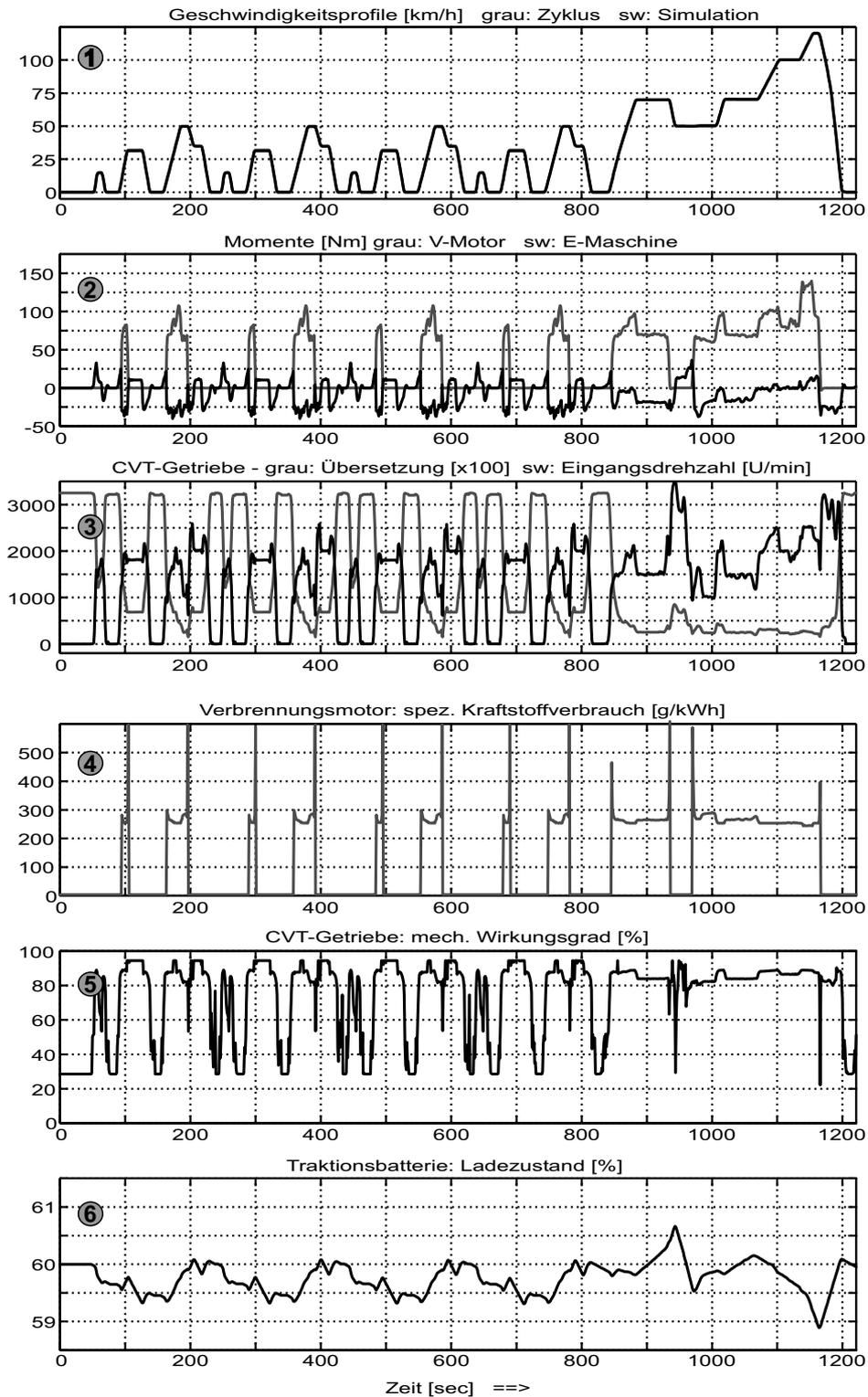


Bild 4.1: Betriebsführung des TD im NEDC (Offlineoptimierung)

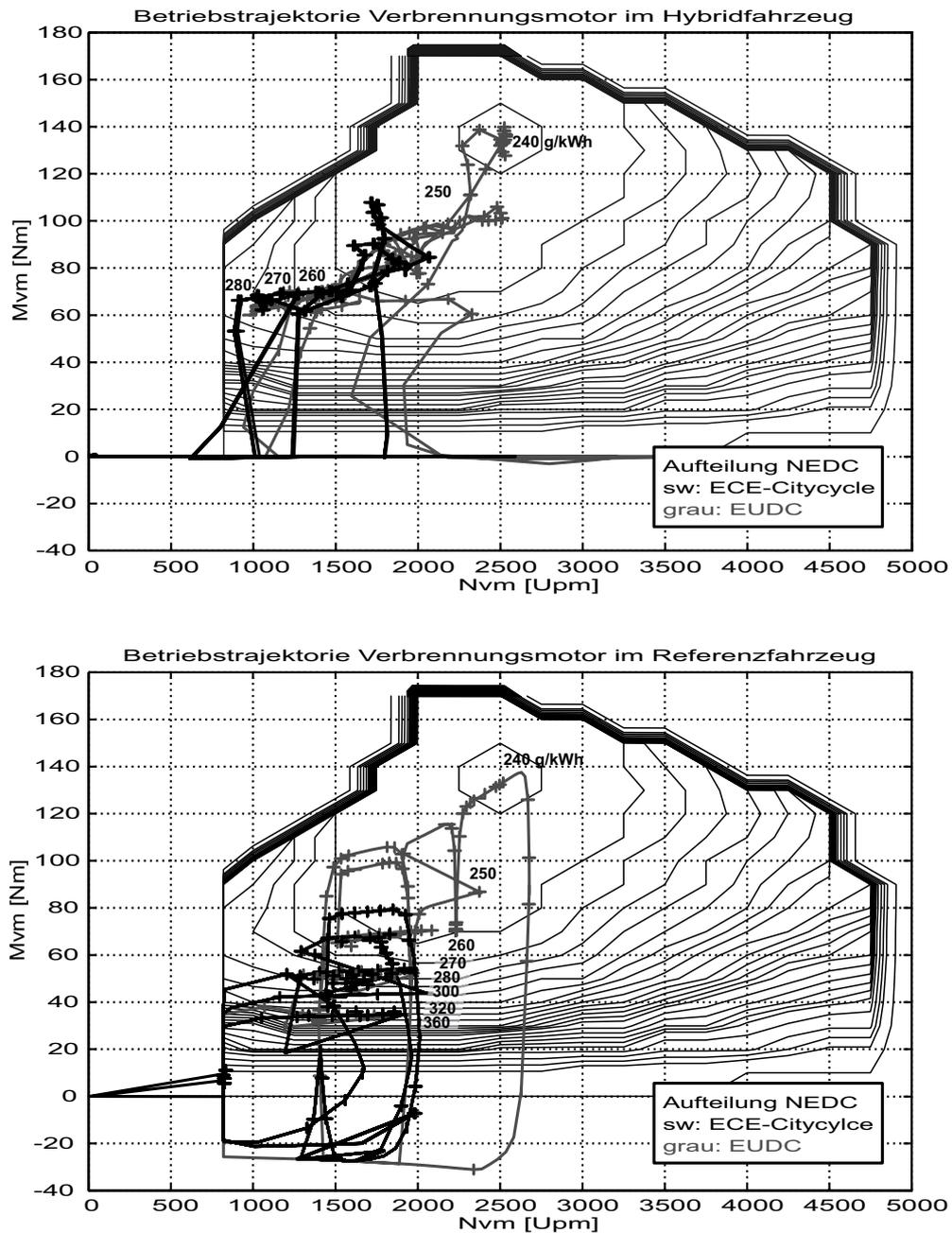


Bild 4.2: Vergleich der Kennfeldtrajektorien (TD/NEDC)

von knapp 90%. Darüberhinaus können auch bei kleinen Übertragungsleistungen Werte von über 95% durch Anfahren des Synchronpunktes erreicht werden. In den Optimierungsergebnissen wird diese Möglichkeit vor allem im E-Motorbetrieb bei Konstantgeschwindigkeit (z.B. mittlerer ECE-Hügel mit 32 km/h) genutzt.

Durch eine Darstellung der Betriebspunkttrajektorien, die sich über der Zyklussimulation im Verbrauchskennfeld des TD-Motors ergeben, ist ein anschaulicher Vergleich von Hybrid- und Normalbetriebsführung möglich. In Abbildung 4.2 ist dies für den NEDC-Zyklus dargestellt, wobei die Trajektorie beim Hybridfahrzeug den in Abbildung 4.1, Plot 2 bzw. Plot 3 dargestellten Zeitverläufen von Moment und Drehzahl entspricht. Zur besseren Analyse ist in Abbildung 4.2 die Trajektorie im EUDC-Abschnitt grau dargestellt, die Trajektorie im ECE-Citycycle schwarz. Im Hybridbetrieb liegen die angefahrenen Betriebspunkte mit einer gewissen Toleranz im Bereich der verbrauchsoptimalen Linie. Das Tradeoffproblem des Hybridbetriebs führt dazu, daß bei sehr geringer Fahrleistung zur Vermeidung einer extremen Lastpunktanhebung auch Bereiche mit einem spezifischen Verbrauch von bis zu 280 g/kWh akzeptiert werden. Der Betrieb im Teillastbereich unterhalb 60 Nm wird jedoch vermieden. Der Bestpunkt des Kennfeldes mit 240 g/kWh wird nur bei einer sehr großen Fahrleistungsanforderung im EUDC-Abschnitt angefahren.

Im Gegensatz dazu wird der Verbrennungsmotor im Referenzfahrzeug während des ECE-Citycycles überwiegend im Teillastbereich und unterhalb 80 Nm betrieben. In den Verzögerungsphasen arbeitet der Motor im Schubbetrieb, weshalb sich hier auch Betriebspunkte mit negativem Moment ergeben. Im Stadtverkehr kann die Schaltstrategie des Stufengetriebes die Motordrehzahl auf einem Niveau von unterhalb 2000 U/min halten und damit den extremen Teillastbereich vermeiden, der somit nur in den Leerlaufphasen angefahren wird. Im EUDC kann sogar der Bestpunkt des Motors erreicht werden, während das Fahrzeug auf 120 km/h beschleunigt wird.

In Tabelle 4.2 sind einige Eckdaten aus den Simulationsrechnungen gegenübergestellt. Durch den Taktbetrieb ist der Verbrennungsmotor im Hybrid insgesamt nur während 38 % der Zykluszeit aktiv. Beim Referenzfahrzeug muß zwischen gefeuertem Betrieb (Einspritzung, positives Moment) und ungefeuertem Schubbetrieb während der Bremsperioden unterschieden werden. Bei den Mittelwerten von Drehzahl und Moment ist zu beachten, daß sich durch die Leerlaufphasen, die nur beim Referenzfahrzeug auftreten, eine niedrigere mittlere Drehzahl einstellt. Bei den Taktblöcken des Hybridfahrzeugs kann das Momentenniveau auf immerhin knapp 80 Nm angehoben werden. Wie zu erwarten ist der zeitliche Mittelwert des spezifischen Kraftstoffverbrauches im Normalbetrieb deutlich abgesenkt.

Die benötigte Antriebsenergie am Rad ist beim Hybrid wegen des höheren Fahrzeuggewichtes etwas größer. Trotzdem wäre zu erwarten, daß wegen der Bremsenergie-
rekuperation die durch den Verbrennungsmotor bereitzustellende mechanische Energie beim Hybrid niedriger sein müßte. Aufgrund der derzeitigen Verluste im Hybridantriebsstrang — größerer Nebenverbraucherbedarf, elektrische Speicher-
verluste, CVT-Wirkungsgrad ungünstiger als beim Schaltgetriebe — ist dies jedoch nicht der Fall. Von der Motorwelle aus betrachtet resultiert die Verbrauchseinsparung nur aus der deutlichen Verbesserung des Verbrennungsmotorwirkungsgrades, während die

Vergleichsgröße	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid
Fahrzeuggewicht	1310 Kg	1590 Kg (proj.Zustand)
V-Motor gefeuert/Zyklus	1011 s (83 %)	463 s (38 %)
Mittelwert Motordrehzahl	1460 Upm (gefeuert)	1660 Upm (Taktblöcke)
Mittelwert V-Motormoment	32,5 Nm (gefeuert)	77,4 Nm (Taktblöcke)
Mittelwert spez. Verbrauch	526 g/kWh	278 g/kWh
Antriebsenergie am Rad	1,33 kWh	1,43 kWh
Energieabgabe V-Motorwelle	1,73 kWh	1,80 kWh
Kraftstoffbilanz V-Motor	318 g/kWh	257 g/kWh
entspricht Wirkungsgrad	26,6 %	32,9 %
Wirkungsgrad Gesamtantrieb	20,4 %	26,2 %
Bremsenergie am Rad	0,33 kWh	0,37 kWh
Rekuperation Rad → Batterie	≈ 10 %	57,4 %

Tabelle 4.2: Datenvergleich Autarker Hybrid — Referenzfahrzeug (TD/NEDC)

rekuperierte Energie zur Kompensation der Verluste im restlichen Antriebsstrang benötigt wird. Berechnet man jeweils den spezifischen Verbrauch aus der Gesamtenergiebilanz, ergibt sich beim Hybrid ein Vorteil von 15,8 %. (Da ein Großteil der Energie bei höherer Last und daher bei günstigerem Wirkungsgrad umgesetzt wird, ist der energetisch gemittelte spezifische Verbrauch niedriger als der zeitliche Mittelwert). Vergleicht man die Wirkungsgrade von Verbrennungsmotor (Kraftstoff → Motorwelle) und Gesamtantriebsstrang (Kraftstoff → Rad), so verkleinert sich der Wirkungsgradvorteil bei der Gesamtbetrachtung aufgrund der zusätzlichen Verluste im Hybridantriebsstrang. Hier läge noch ein deutliches Verbesserungspotential für den Autarken Hybrid, vor allem beim Energieverbrauch der Hydraulikversorgung des CVT-Getriebes.

Immerhin können beim Autarken Hybrid mit einer auf 8 kW begrenzten E-Maschine fast 60 % der Bremsenergie in die Batterie bzw. ins Bordnetz gespeist werden. Da beim Referenzfahrzeug angenommen wurde, daß der Fahrer in den Bremsperioden den V-Motor überwiegend zugekuppelt läßt und die mitlaufende Lichtmaschine somit letztlich durch die Bremsenergie angetrieben wird, ergibt sich auch hier eine zur Nebenverbraucherspeisung bzw. Batterieladung nutzbare Rekuperation von etwa 10 %.

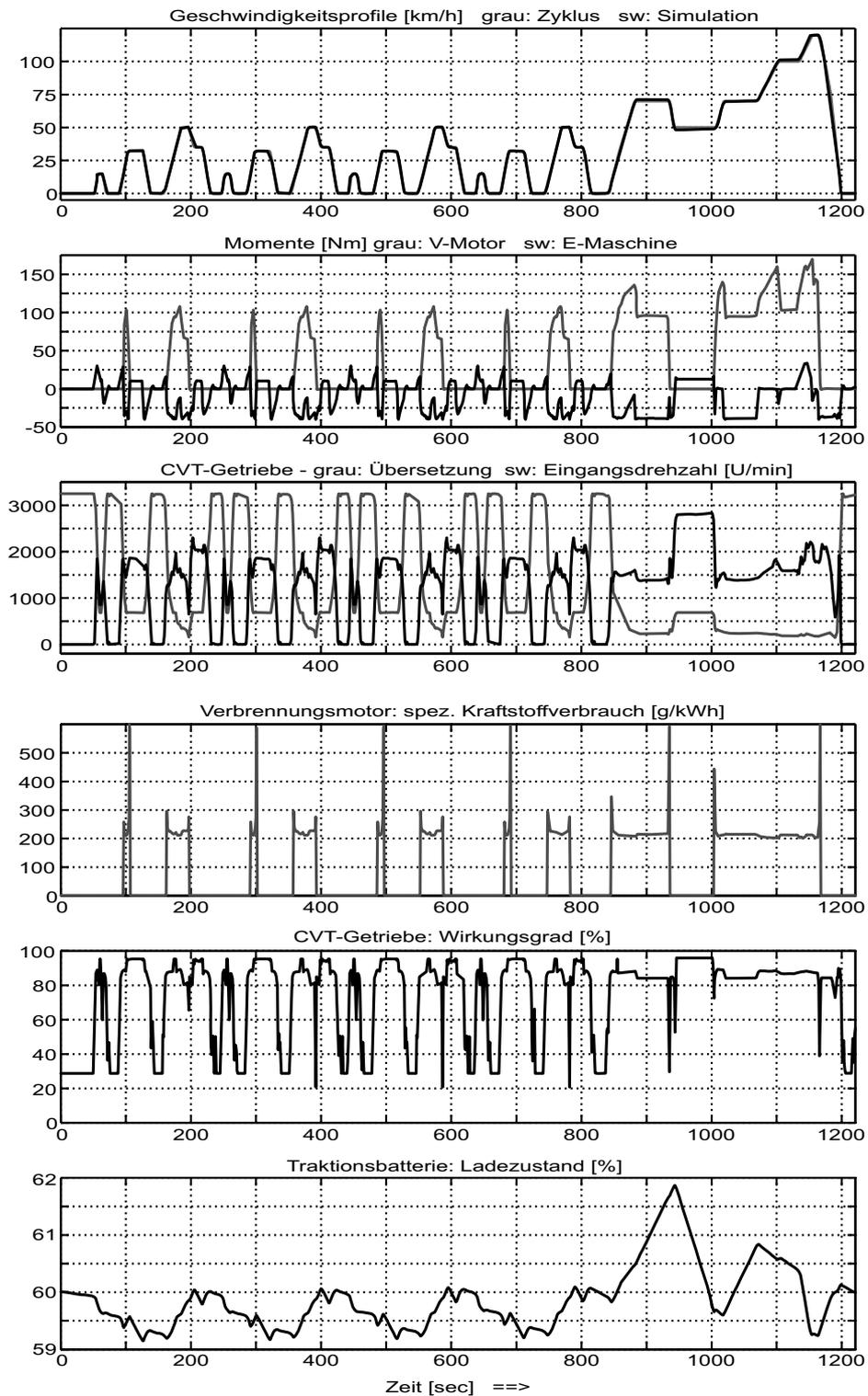


Bild 4.3: Betriebsführung des TDI im NEDC (Offlineoptimierung)

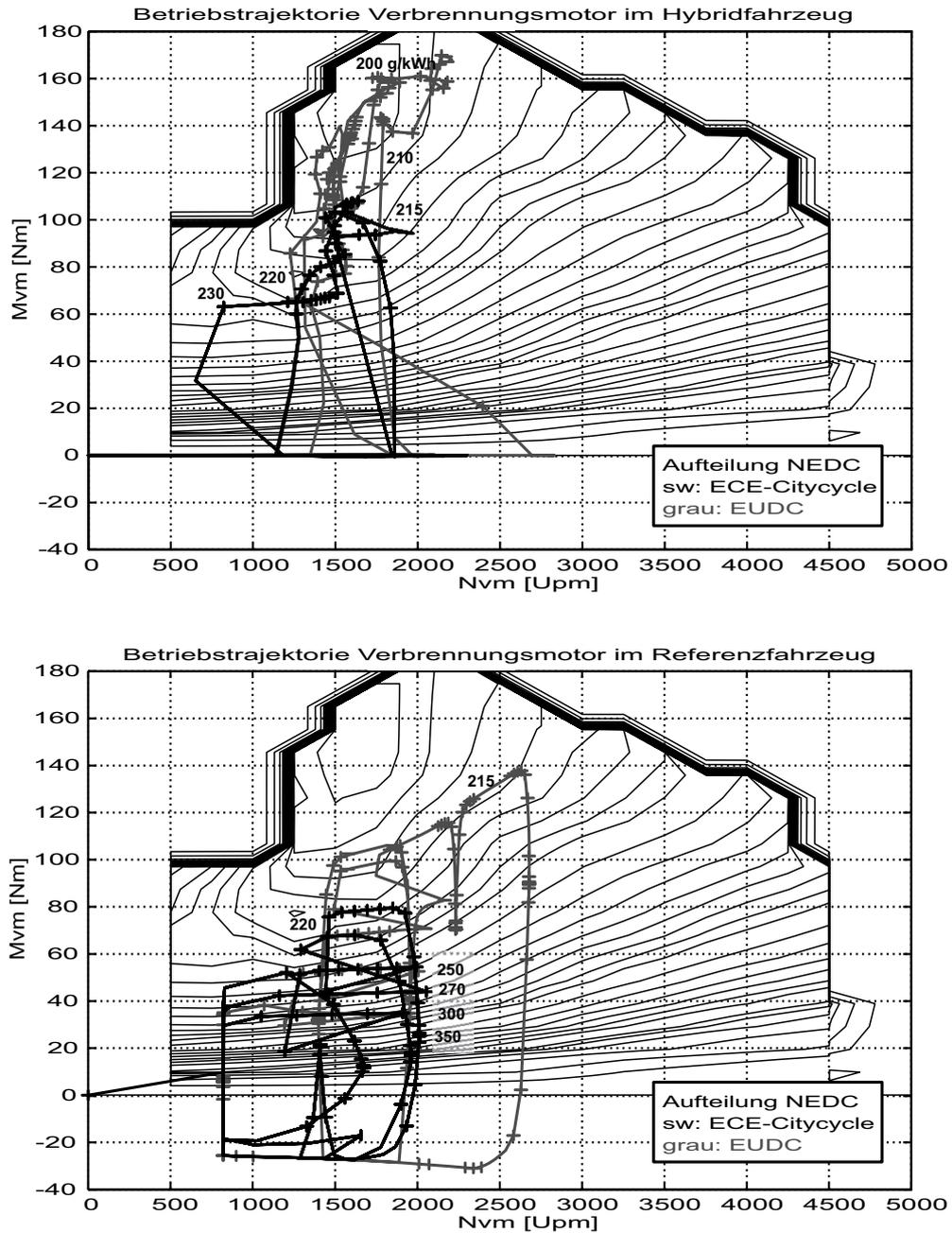


Bild 4.4: Vergleich der Kennfeldtrajektorien (TDI/NEDC)

Analog zu der Analyse der optimalen Betriebsführung des Autarken Hybrid mit TD-Motor sollen in gleicher Weise die Ergebnisse für den Betrieb mit TDI-Motor diskutiert werden. In Bild 4.3 sind wieder die Zeitverläufe der wichtigsten Größen der Betriebsführung dargestellt. Im Gegensatz zum TD ergeben sich tendenziell kürzere und höhere Taktblöcke. Vor allem im EUDC-Abschnitt ist noch bei Ge-

schwindigkeiten von 70 km/h eine signifikante Lastpunktanhebung erforderlich, und während des 50 km/h-Abschnittes wird ausschließlich elektrisch gefahren. Anhand der starken Änderungen des Batterieladezustandes ist zu erkennen, daß dadurch deutlich größere Mengen an elektrischer Energie gespeichert und umgesetzt werden als bei den Ergebnissen für den TD. Auch in den ECE-Citycycle-Abschnitten liegt die untere Grenze des benötigten Ladezustandsfensters etwas tiefer. Der spezifische Verbrauch erreicht während der Taktblöcke ein Niveau nahe 200 g/kWh.

Anhand des Vergleichs der Lastkollektive im Motorkennfeld werden die Unterschiede in der erforderlichen Betriebsführung deutlich, siehe Abbildung 4.4. Der Bereich minimalen Verbrauches ist im Gegensatz zum TD auf ein kleines Gebiet bei fast maximalem Moment begrenzt. Daher sind die Betriebspunkte im Hybridbetrieb nicht horizontal verteilt mit großem Drehzahlfenster, sondern vertikal in einem kleinem Drehzahlbereich. Es ist eine deutlich größere Lastpunktanhebung erforderlich.

In Tabelle 4.3 sind wieder die Eckdaten gegenübergestellt. Der TDI-Motor kann im Autarken Hybrid mit einer Energiebilanz-Wirkungsgrad von fast 40 % betrieben werden, wobei der Gesamtantrieb immerhin 30 % erreichen würde. Der Mittelwert des Motormomentes in den Taktblöcken liegt wie zu erwarten deutlich höher als beim TD. Die etwas geringere Bremsenergierekuperation kann durch Unterschiede

Vergleichsgröße	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid
Fahrzeuggewicht	1310 Kg	1590 Kg (proj.Zustand)
V-Motor gefeuert/Zyklus	1015 s (83 %)	434 s (36 %)
Mittelwert Motordrehzahl	1461 Upm (gefeuert)	1520 Upm (Taktblöcke)
Mittelwert V-Motormoment	33,2 Nm (gefeuert)	97,3 Nm (Taktblöcke)
Mittelwert spez. Verbrauch	468 g/kWh	227 g/kWh
Antriebsenergie am Rad	1,33 kWh	1,47 kWh
Energieabgabe V-Motorwelle	1,74 kWh	1,91 kWh
Kraftstoffbilanz V-Motor	278 g/kWh	214 g/kWh
entspricht Wirkungsgrad	30,4 %	39,6 %
Wirkungsgrad Gesamtantrieb	23,2 %	30,5 %
Bremsenergie am Rad	0,33 kWh	0,36 kWh
Rekuperation Rad → Batterie	≈ 9 %	54,4 %

Tabelle 4.3: Datenvergleich Autarker Hybrid — Referenzfahrzeug (TDI/NEDC)

im Verlauf der CVT-Übersetzung erklärt werden, die durch den an den TDI angepaßten Betrieb bedingt sind. In den DIRCOL-Ergebnissen werden u.A. dynamische Effekte (Schwungradspeicherung) zur optimalen Rekuperation genutzt. Dabei wird die maximale E-Maschinenleistung nur erreicht, wenn die CVT-Eingangsdrehzahl oberhalb der Nenndrehzahl gehalten werden kann.

4.3 Untersuchung der optimalen Auslegung

Die im folgenden Abschnitt vorgestellten Ergebnisse wurden mit der Onlineoptimierung berechnet, die aufgrund der sehr viel kürzeren Rechenzeit eine umfassende Simulation unterschiedlicher Auslegungsvarianten zuließ. Eingesetzt wurde das Simulinkmodell des Autarken Hybrid, in das die Onlineoptimierung mit der erforderlichen Reglerstruktur gemäß Bild 3.7 integriert worden war. Die Verbrauchswerte liegen in der Simulation des NEDC nur unwesentlich über den Referenzwerten des Offlineverfahrens, können im FTP-Zyklus allerdings auch ungünstiger sein, vgl. Tabelle 3.1. Für eine konsistente Betrachtung und die Vergleichbarkeit der Ergebnisse wurde dieser Umstand jedoch akzeptiert. Die Ladezustandsbedingung wurde jeweils durch Anpassen des Gütefunktionparameters γ abgeglichen. Es wurde die Variante des Verbrennungsmotors sowie die Auslegungsleistung der E-Maschine variiert und der resultierende Verbrauch für die beiden Normfahrzyklen NEDC und FTP72 ermittelt.

Es wurden Verbrennungsmotoren gleicher Leistung verglichen. Neben den schon vorgestellten Varianten TD und TDI wurde auch ein Ottomotor herangezogen. Beim TDI können die Stickoxidemissionen im Taktbetrieb auf mehr als das doppelte ansteigen. Als Vorgriff auf die Emissionsanalyse wurde daher beim TDI-Motor untersucht, wie sich eine Reduktion der Stickoxidemissionen auf den Verbrauch auswirkt. Dazu wurde das Rohemissionskennfeld skaliert und als Zusatzbedingung in die Gütefunktion eingebaut. Bei der E-Maschine wurden die Leistungsgrenzen bei unveränderter Nenndrehzahl variiert, d.h. es wurden das Nennmoment und das Kennfeld entsprechend skaliert. Für die Leistungsgrenzen wurde das Fahrzeuggewicht angepaßt und eine Gewichtszunahme von 20 kg je 4 kW installierter Leistung (Traktionsbatterie, Schutzeinrichtungen, Umrichter, E-Maschine) angenommen. Für die 4 kW-Maschine wurde eine deutlich kleinere Traktionsbatterie mit halber Kapazität gegenüber dem ursprünglichen 8 kW-Antrieb angesetzt. Entsprechend wurde hier das Batteriegewicht von 165 kg (8 kW) auf 80 kg verringert. Da ein Wärmemodell zur Analyse des Überlastbetriebs nicht verfügbar war, wurde keine Überschreitung der vorgegebenen (Nenn-) Leistungsgrenze zugelassen. Dafür wurde analysiert, welche Überlastbetriebszustände sich bei einer Grenze von 12 bzw. 16 kW in Bezug auf die derzeitige Nennleistung von 8 kW ergeben würden. Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tabelle 4.4 zusammengefaßt. In der ersten Spalte sind die Motorvariante, das maximale Moment und das Verbrauchsoptimum des Kennfeldes

angegeben. Die Unterschiede der beiden Dieselmotorvarianten waren bereits schon anhand der Ergebnisse des Offlineverfahrens diskutiert worden, vgl. Tabelle 4.1. Das relative Einsparpotential liegt jeweils auf ähnlichem Niveau. Da das Ergebnis der Onlineoptimierung beim TD im NEDC geringfügig über dem Referenzwert liegt, ist hier das Einsparpotential etwas geringer als beim TDI. Ein signifikanter Unterschied ergibt sich bei den Ergebnissen für den Ottomotor: der relative Verbrauchsvorteil ist deutlich geringer. Das ist bedingt durch den Betriebsbereich, der beim Ottomotor zu hohen Drehzahlen hin verschoben ist, wobei das Momentenniveau optimalen Verbrauches schon bei 80 - 100 Nm erreicht wird. Auf der einen Seite kann daher das Referenzfahrzeug mit einer sparsamen Schaltstrategie schon recht gute Verbrauchswerte erreichen, die sogar unter den TD-Werten liegen. Andererseits verliert die Lastpunktanhebung an Bedeutung, so daß beim Hybrid einer der Verbrauchsvorteile nicht genutzt werden kann. Dieses Ergebnis steht nicht in Einklang mit der häufig vertretenen Auffassung, daß das relative Einsparpotential des Hybridbetriebs bei Ottomotoren größer sein müßte als bei Dieselmotoren. Allerdings ergibt sich bei der Schaltstrategie des Referenzfahrzeuges speziell beim Ottomotor ein relativ großer Spielraum: verschiebt man die Motorbetriebspunkte durch Ände-

Motor- variante	Fahrzeugvariante und E-Maschine	Verbrauch auf 100 km und Einsparung	
		NEDC	FTP72
TD 55 kW 170 Nm 240 g/kWh	Referenzfahrzeug	6,021	5,891
	Hybrid, 4 kW el.	5,501 8,3 %	5,801 1,5 %
	Hybrid, 8 kW el.	5,191 13,8 %	5,331 9,5 %
	Hybrid, 12 kW el.	5,121 14,9 %	5,221 11,5 %
	Hybrid, 16 kW el.	5,121 14,9 %	5,181 11,9 %
TDI 55 kW 180 Nm 200 g/kWh	Referenzfahrzeug	5,271	5,011
	Hybrid, 8 kW el.	4,421 16,1 %	4,601 8,2 %
	Hybrid, 16 kW el.	4,421 16,1 %	4,481 10,6 %
<i>NO_x – Red. :</i>	<i>Hybrid, 8 kW el.</i>	<i>4,631 12,1 %</i>	<i>4,811 4,0 %</i>
Otto 55 kW 120 Nm 250 g/kWh	Referenzfahrzeug	5,851	5,731
	Hybrid, 8 kW el.	5,431 7,2 %	5,651 1,4 %
	Hybrid, 16 kW el.	5,341 8,7 %	5,391 5,9 %

Tabelle 4.4: Auslegung von E-Maschine und Verbrennungsmotor

zung der Schaltkennlinien zu höheren Drehzahlen hin, kann der Zyklusverbrauch des Referenzfahrzeuges beliebig angehoben und damit das relative Einsparpotential verbessert werden.

Die drastische Erhöhung der NO_x -Rohemissionen um den Faktor 2 im verbrauchsoptimalen Hybridbetrieb des TDI sind auf die Verschiebung der Betriebspunkte in den Vollastbereich zurückzuführen. Durch eine Berücksichtigung des NO_x -Massenstroms in der Onlinegütefunktion können diese wiederum um 45 % (NEDC) bzw. 40 % (FTP72) gegenüber dem verbrauchsoptimalen Betrieb abgesenkt werden. Dies hat jedoch signifikante Auswirkungen auf die Betriebsführung, da nun eine Lastpunktanhebung vermieden werden muß: es existiert somit ein direkter Trade-off bezüglich Kraftstoffverbrauch — NO_x -Emissionen, und es muß ein Mehrverbrauch in Kauf genommen werden, der vor allem im FTP-Zyklus problematisch ist. Die Betriebsführung hat dann lange und flache Taktblöcke ähnlich der 4 kW-Lösung in Abbildung 4.5. Die optimale Auslegung der E-Maschine liegt im Bereich 8 - 12 kW im NEDC und 12 - 16 kW im FTP-Zyklus. Die Verbrauchsunterschiede sind in den angegebenen Bereichen marginal. Wegen des zunehmenden Gewichtes würde sich bei Leistungen oberhalb 16 kW wieder ein höherer Verbrauch ergeben. Aufgrund der größeren Leistungsanforderung soll im folgenden nur der FTP-Zyklus herangezogen werden. Es wird die Fahrzeugvariante mit dem originalen TD-Motor zugrunde gelegt.

Die Auswirkung der E-Maschinengröße auf die Betriebsführung ist in Abbildung 4.5 dargestellt. Zugunsten einer besseren Übersichtlichkeit wurden nur die ersten 600 sec des FTP72-Zyklus geplottet. Bei einer Grenze von 16 kW (80 Nm) ist eine vollständige Rekuperation durch elektrisches Bremsen möglich und es ergibt sich ein ausgeprägter Taktbetrieb. (Trotz des unruhigen Geschwindigkeitsprofils im FTP-Zyklus kann die Zahl der Taktblöcke auch mit der Onlineoptimierung relativ niedrig gehalten werden.) Da die Motordrehzahl häufig an die Betriebsart (elektrisch/hybrid) angepaßt werden muß, ist ihr Verlauf unruhig. Wird die Grenze auf 4 kW (20 Nm) abgesenkt, ist eine völlig andere Betriebsführung erforderlich. Es ergeben sich lange und flache Taktblöcke, wobei ein Betrieb des V-Motors im Teillastbereich in Kauf genommen werden muß. Der Drehzahlverlauf ist wegen des längeren V-Motorbetriebes ruhiger. Die elektrische Rekuperation ist stark eingeschränkt und es muß zur Unterstützung die mechanische Bremse eingesetzt werden. Der Verlauf des mechanischen Bremsmomentes ist durch die ausgefüllte Kurve angedeutet. Zur Analyse der Betriebsführung hat sich auch die in Kapitel 1 vorgestellte Methode als sehr anschaulich erwiesen, bei der die Wahrscheinlichkeitsdichte für die Leistung an einer bestimmten Stelle im Antriebsstrang dargestellt wird. Die Fläche unter der Kurve gibt an, wie lange ein bestimmtes Leistungsintervall in Bezug auf die Zyklusgesamtdauer angefahren wird. In Bild 4.6 ist die Leistungsverteilung der beiden Momentenquellen V-Motor und E-Maschine abgebildet. Die Spitze bei 0 kW Motorleistung wird durch die Stillstandszeiten der beiden Motoren verursacht.

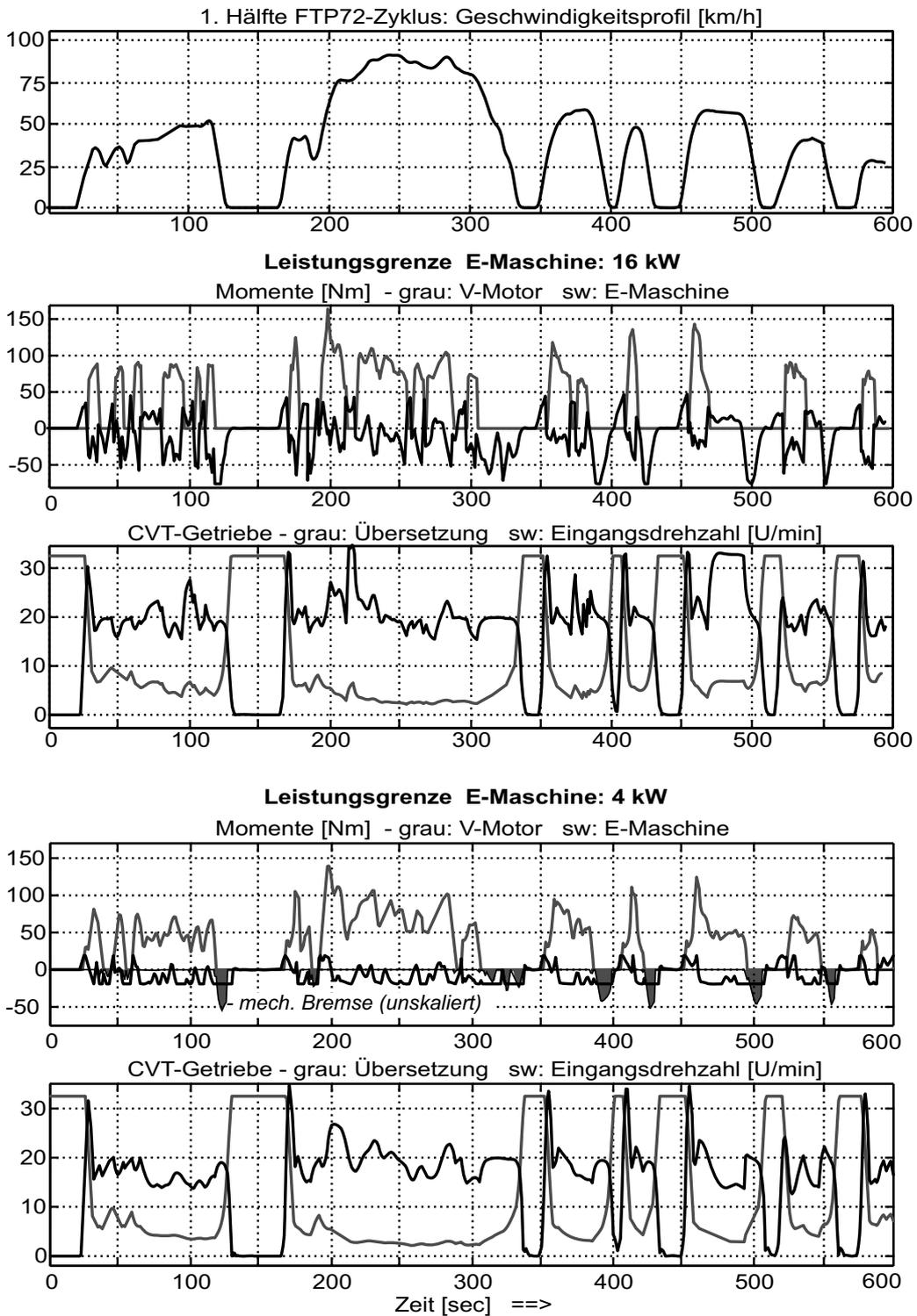


Bild 4.5: Auswirkung der E-Maschinengröße auf die Betriebsführung (TD,FTP72)

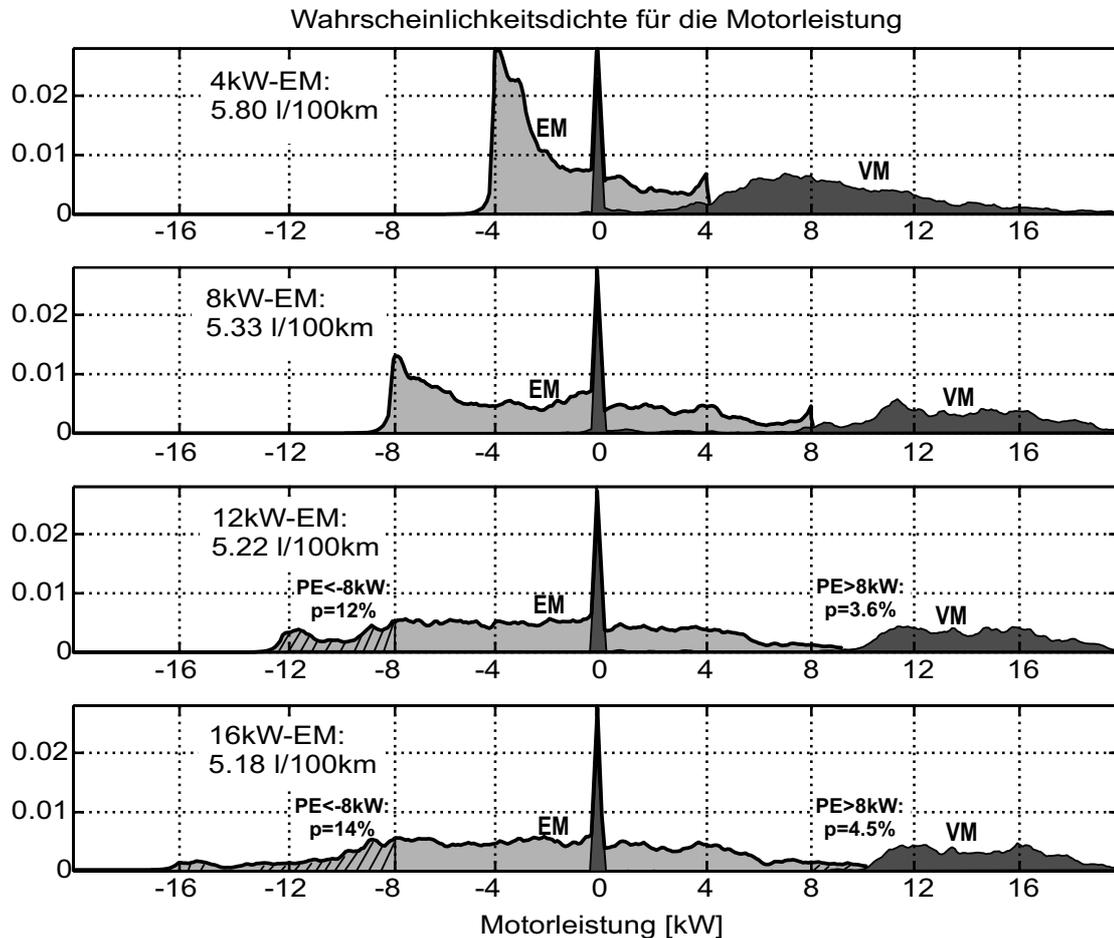


Bild 4.6: Wahrscheinlichkeitsdichte der Motorleistung (TD,FTP72)

Solange sich die Leistungsgrenze auf den Betrieb auswirkt, ergibt sich dort ein Peak, der durch die Glättung der Kurve etwas verschliffen ist. Die E-Maschine läuft vor allem bei negativem Moment in die Begrenzung, daher sind Lastpunktanhebung und Rekuperation eingeschränkt. Das ist auch an der Dichtefunktion für den V-Motor zu erkennen, deren Maximum bei der 4 kW-Grenze im Teillastbereich liegt. Der Begrenzungspeak der E-Maschine erscheint bei der 12 kW-Grenze nur noch marginal und verschwindet bei 16 kW Grenzleistung gänzlich. Dort kann der Teillastbereich des Verbrennungsmotors durch Lastpunktanhebung und elektrisches Fahren vollständig vermieden werden: der V-Motor wird erst oberhalb von etwa 10 kW betrieben.

Im Autarken Hybrid ist derzeit eine schnellaufende ASM mit einer Nennleistung von 8 kW verbaut. Daher sollen die Optimierungsergebnisse für die 12- und 16 kW-Leistungsgrenze auf die Überlastbarkeitsanforderung bezüglich einer 8 kW-Maschine untersucht werden. In Abbildung 4.6 sind die entsprechenden Überlastbereiche

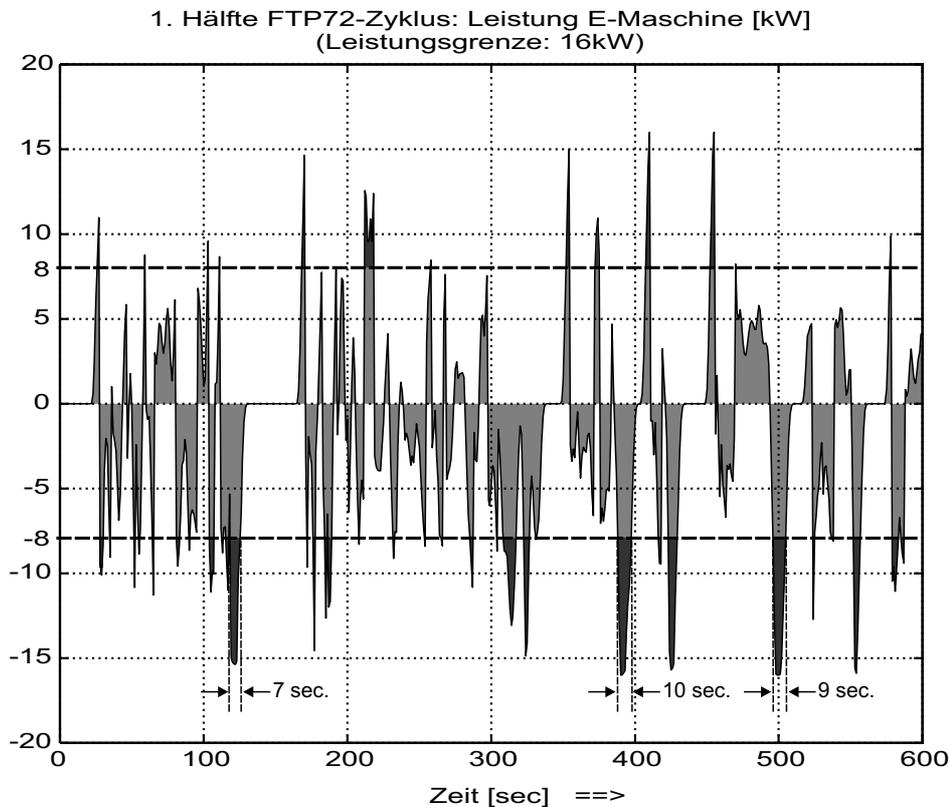


Bild 4.7: Überlastbetriebspunkte bei 16 kW-Grenze bezüglich 8 kW (TD,FTP72)

schraffiert dargestellt. Zusammengefaßt wurde sich eine Überlastdauer von 15,6 % bzw. von 18,5 % der Zykluszeit ergeben, und zwar überwiegend im Generatorbetrieb. Die Verteilung der Überlastbetriebsphasen ist anhand von Bild 4.7 zu erkennen. Hier ist die Leistung der E-Maschine in den ersten 600 sec. des FTP-Zyklus dargestellt. Die maximale Dauer ist jeweils kleiner als 10 Sekunden während des gesamten FTP-Zyklus.

4.4 Validierung der Onlineoptimierung am Prüfstand

Bevor die Onlineoptimierung am Antriebsstrangprüfstand getestet und validiert werden konnte, war eine Anpassung von Simulationsmodell und Onlineoptimierung an den *realisierten* Zustand des Fahrzeuges erforderlich. Wie eingangs angekündigt, sollen zunächst die Unterschiede zwischen dem *projektierten* und am Ende des Projektes *realisierten* Zustand besprochen werden. Bei der Vermessung des Verbrauchskennfeldes am Prüfstand ergaben sich signifikante Differenzen zu dem vom Hersteller zur Verfügung gestellten Kennfeld, das den Simulationrechnungen des *projektierten* Zustandes zugrunde gelegt worden war: Der Bereich optimalen spezifischen Kraftstoff-

Zustand Fahrzeug	Verbrauch im NEDC	Verbrauch im FTP72
$be_{opt} = 240 \text{ g/kWh}$ $M_{Fzg} = 1590 \text{ kg}$ $t_{Anl} \leq 0,5 \text{ s}$	5,19 l/100km	5,33 l/100km
$be_{opt} = 260 \text{ g/kWh}$ $M_{Fzg} = 1590 \text{ kg}$ $t_{Anl} \leq 0,5 \text{ s}$	5,43 l/100km	5,66 l/100km
$be_{opt} = 260 \text{ g/kWh}$ $M_{Fzg} = 1750 \text{ kg}$ $t_{Anl} \leq 0,5 \text{ s}$	5,72 l/100km	6,02 l/100km
$be_{opt} = 260 \text{ g/kWh}$ $M_{Fzg} = 1590 \text{ kg}$ $t_{Anl} \approx 1,75 \text{ sec}$	5,82 l/100km	6,15 l/100km

Tabelle 4.5: Anpassung der Onlineoptimierung an den realisierten Zustand

verbrauches liegt bei 260 g/kWh anstelle 240-250 g/kWh, und die Vollastlinie ist eingeschränkt. Teilweise ist dies auf die Bedingungen am Prüfstand (geänderte Ladeluftkühlung, modifizierte Einstellung der Einspritzpumpe) zurückzuführen. Da die Form des Kennfeldes jedoch unverändert ist und die Einschränkung der Vollastlinie nicht den Betriebsbereich im Hybridbetrieb tangiert, wirken sich diese Abweichungen in erster Linie nur auf den Verbrauch aus.

Weitere Änderungen sind ein erhöhtes Fahrzeuggewicht (1750 anstelle 1590 kg) sowie aufgrund des unzureichenden Starters ein Anlassvorgang mit einer mittleren Dauer von 1,75 sec. Gegenüber dem Sollwert der Onlineoptimierung entsteht daher bei der steigenden Flanke der verbrennungsmotorischen Taktblöcke eine Zeitverzögerung von bis zu 2,5 sec. zum Istwert. Dies führt zu einer deutlichen Abweichung von der optimalen Betriebsführung, da das Fahrzeug während des Anlassvorganges noch elektrisch angetrieben werden muß. Das System aus Onlineoptimierung und Gesamtfahrzeugregler verhält sich robust gegenüber diesen Sollwertabweichungen, jedoch führt der erhöhte Anteil von E-Betrieb zu einem Mehrverbrauch. Wie sich die einzelnen Änderungen auf den Verbrauch auswirken, wurde zunächst bei der schrittweisen Anpassung des Simulationsmodells mit der Onlineoptimierung getestet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.5 aufgelistet. Die oberste Zeile entspricht dem projektierten Zustand, die unterste dem realisierten Istzustand. Sowohl der höhere spezifische Verbrauch als auch das zusätzliche Gewicht wirken sich deutlich auf den Zyklusverbrauch aus. Aufgrund der hohen Beschleunigungen macht sich die Anlassedauer vor allem im FTP-Zyklus bemerkbar.

Referenzfahrzeug	Verbrauch im NEDC	Verbrauch im FTP72
Handschalter, gemessen	6,50 l/100km	6,40 l/100km
Stufenautomat, gerechnet	6,95 l/100km	6,80 l/100km

Tabelle 4.6: Referenzwerte für den Prüfstandsversuch

Auch bei den Werten des Referenzfahrzeuges muß nun eine Anpassung vorgenommen werden, da ein Vergleich mit den Simulationen auf Basis des Herstellerkennfeldes nicht mehr sinnvoll ist. Hier boten sich die vermessenen Werte des Ausgangsfahrzeuges (Opel Astra Caravan TD) vor dem Umbau zum Autarken Hybrid an, die bereits in Dissertation von S. Kersch [11] angegeben wurden. Zusätzlich ist aufgrund des hohen Fahrkomforts des Autarken Hybrid mit CVT ein Vergleich mit einem Stufenautomat-Fahrzeug sinnvoll, dessen Verbrauch prinzipbedingt über dem eines Handschalters liegt. Da eine Variante des Opel Astra mit Stufenautomat nicht verfügbar war, wurden diese Vergleichswerte mit den üblichen Erfahrungswerten hochgerechnet. Die neuen Referenzwerte sind in Tabelle 4.6 eingetragen.

Die Bedingungen der Prüfstandsversuche sind bereits in Kapitel 3 beschrieben worden. Am Prüfstand wurden zunächst zur Regleranpassung an die Onlineoptimierung einige Zyklen gefahren. Dann wurde der Gütefunktionsfaktor γ so angepaßt, das sich über dem NEDC-Zyklus eine nahezu ausgeglichene Ladezustandsbilanz ergab. Dazu waren 3 Versuche erforderlich. Daraufhin wurde mit unveränderter Parametrierung der FTP72-Zyklus gefahren. Es sollte damit gezeigt werden, daß sich die Onlineoptimierung robust gegenüber dem Fahrprofil verhält und im realen Betrieb unabhängig von der Fahrsituation günstige Verbrauchswerte erzielt. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.7 wiedergegeben. Der Kraftstoffverbrauch über den Zyklus wurde mit der Kraftstoffwaage bestimmt. Die gemessenen Verbrauchswerte stehen recht gut in Einklang mit den Ergebnissen der Simulation des realisierten Zustands, vgl. unterste Zeile in Tabelle 4.5. Im Gegensatz zum NEDC ergab sich beim FTP-Zyklus eine Ladezustandsabweichung am Zyklusende, weil die Parametrierung unverändert gelassen worden war.

Am Prüfstand können wegen der Temperaturabhängigkeit des abtriebsseitigen Anpassgetriebes zum Schwungrad (zur Nachbildung der Fahrzeugträgheit) Abweichungen zur tatsächlichen Fahrwiderstandskennlinie des Autarken Hybrid auftreten. Das Verlustmoment des Getriebes wurde in die Nachbildung des Fahrwiderstandes miteinbezogen. Es nimmt jedoch ab, wenn der Prüfstand nach einigen Zyklusversuchen warmgefahren ist. Die Versuche wurden daher bei geeigneter Anfangstemperatur durchgeführt, so daß diese Differenz möglichst klein war. Die relative Abweichung zur Soll-Fahrwiderstandskennlinie wurde aus dem Verhältnis der am Prüfstand gemessenen Abtriebsenergie am Rad zu der Energie bestimmt, die sich rein rechnerisch

	NEDC-Zyklus	FTP72-Zyklus
Zyklusverbrauch	5,95 l/100km	6,33 l/100km
Ladezustandsdifferenz	-0,01 %	+0,43 %
Fahrwiderstandskennlinie	97,8 % Soll	105,7 % Soll
Einsparung zu Handschalter	8,5 %	1,1 %
Einsparung zu Stufenautomat	14,4 %	6,9 %

Tabelle 4.7: Ergebnisse der Onlineoptimierung am Prüfstand

bei Nachfahren des Zyklus am Rad ergeben muß. In Tabelle 4.7 ist dieses Verhältnis zum Sollwert in der Zeile “Fahrwiderstandskennlinie“ angegeben.

Das günstigste Einsparpotential von 14,4 % ergibt sich im NEDC-Zyklus gegenüber dem Stufenautomatfahrzeug. Bei einer besseren Annäherung an den projektierten Zustand könnte das Einsparpotential des Autarken Hybrid noch deutlich verbessert werden. Dann könnten schon gegenüber dem Handschalter als Referenz bis zu 20 % erzielt werden. Neben den in Tabelle 4.5 angeführten Punkten existieren auch bei der Hydraulikversorgung des CVT-Getriebes erhebliche Einsparmöglichkeiten, so daß auch die theoretischen Verbrauchswerte des projektierten Zustandes noch abgesenkt werden könnten.

Bei der Untersuchung der Onlineoptimierung wurde bereits in Kapitel 3 ein Ausschnitt der Prüfstandsmessung in Form eines ECE-Citycycleabschnitts vorgestellt, siehe Bild 3.12. In Abbildung 4.8 sind nun die Zeitverläufe der Prüfstandsmessung für den gesamten NEDC dargestellt. Im 2. Plot sind die Meßschriebe der Motormomente zu sehen. Wie in der Simulation des Autarken Hybrids (vgl. Bild 4.1) ergibt sich ein typischer Taktbetrieb, wobei jeweils die 15 km/h-Hügel des Citycycle rein elektrisch gefahren werden. Aufgrund des höheren Energieverbrauches sind jedoch einige der Taktblöcke länger als in der Simulation. Die unterschiedliche Länge der Taktblöcke bei gleichem Fahrprofil (z.B. den 32 km/h-Hügeln) ergibt sich aus dem direkten Einfluß des Ladezustandes auf die Betriebsführung. Bei der E-Maschine am Prüfstand waren kurzfristige Überlastzustände zugelassen, die hier vor allem im generatorischen Betrieb auftraten.

Der Verlauf der CVT-Eingangsdrehzahl entspricht in Bild 4.8 dem Plot für die Drehzahl der E-Maschine. Bei den Anfahrvorgängen ergibt sich eine Erhöhung der Drehzahl, weil während des Umschaltvorganges von V1 nach V2 die Übersetzung nicht verstellt werden kann. Die graue Kurve im Hintergrund ist die Drehzahl des V-Motors, die während der Taktperioden synchron mit der CVT-Eingangsdrehzahl

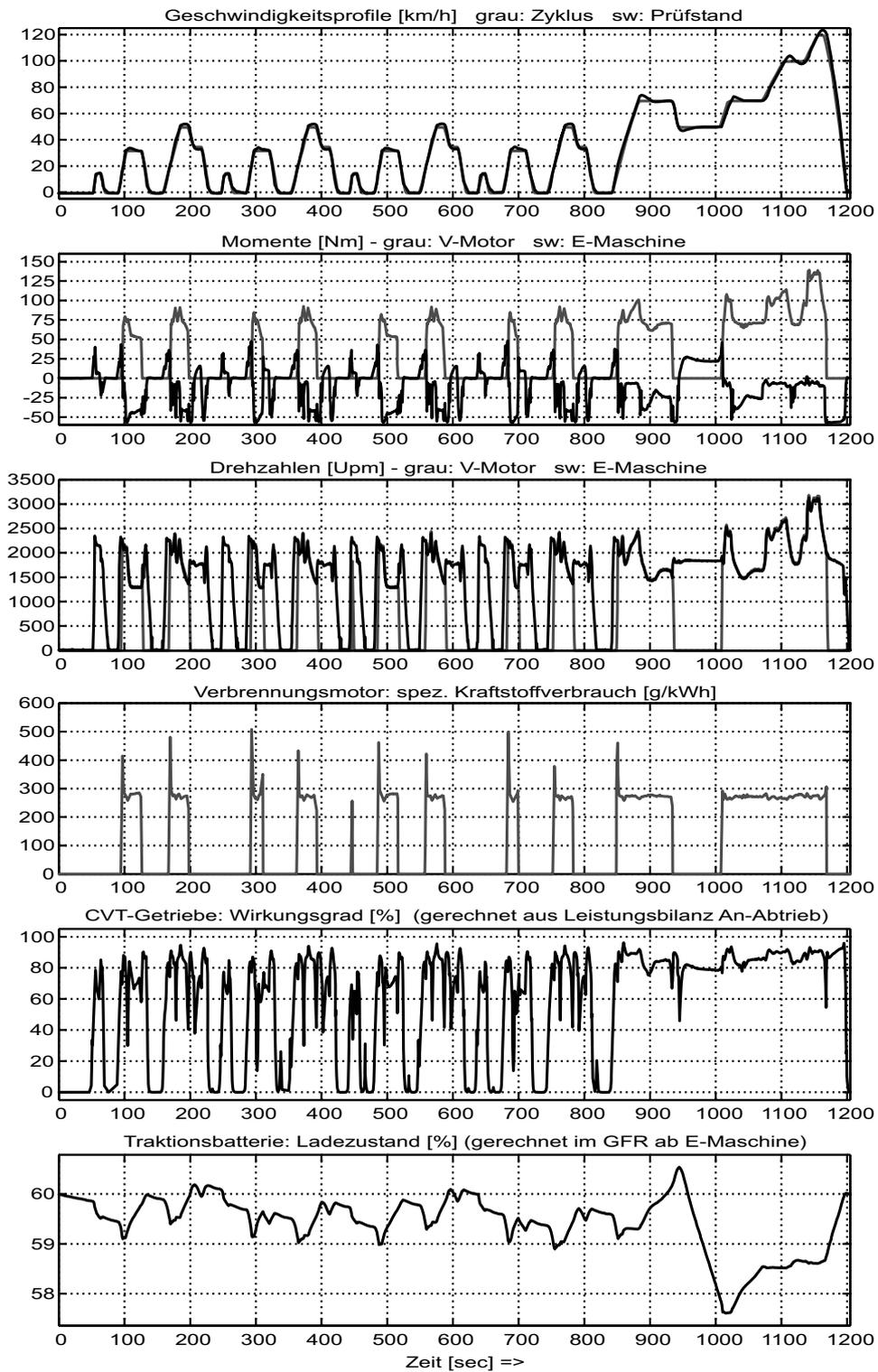


Bild 4.8: Betriebsführung des TD im NEDC (Onlineoptimierung, Prüfstand)

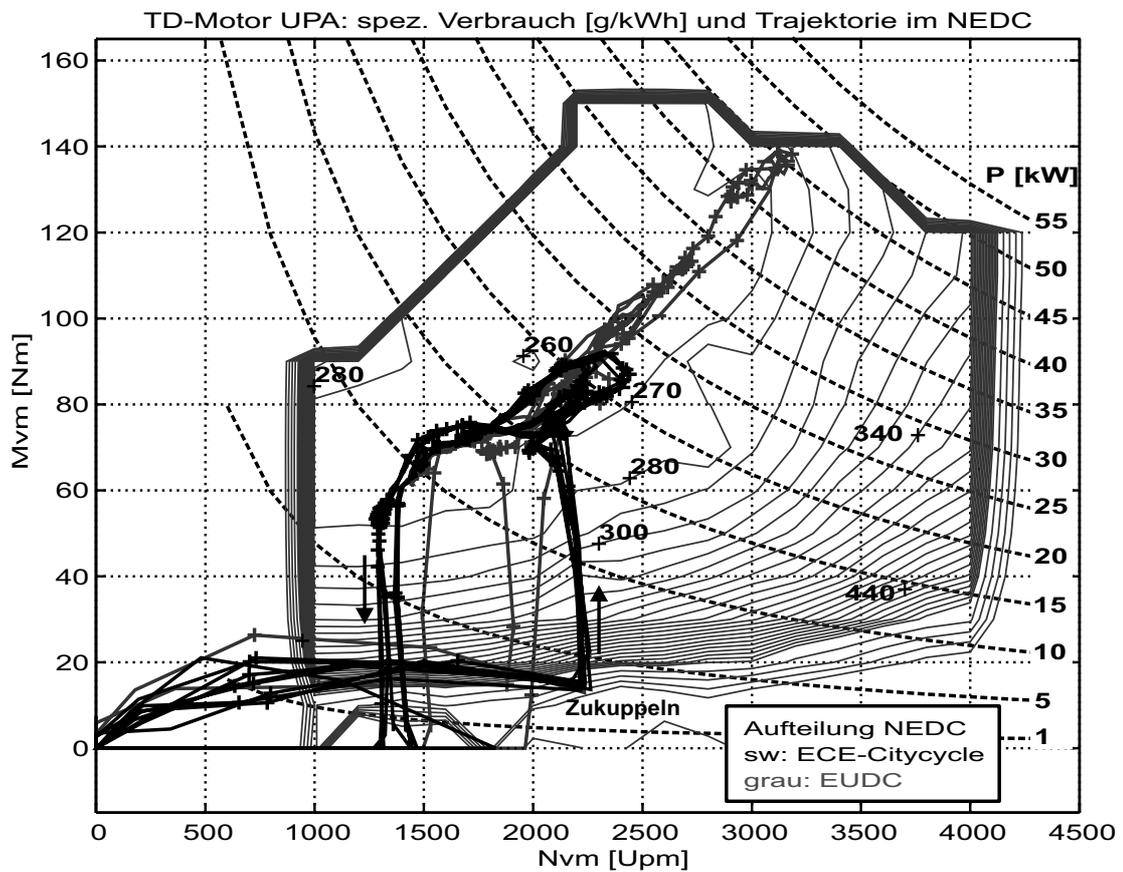


Bild 4.9: Kennfeldtrajektorie des TD im Prüfstandsversuch (NEDC)

läuft. Im 4. Plot ist der gemessene spezifische Kraftstoffverbrauch abgebildet. Wie in der Simulation kann er konstant auf niedrigem Niveau gehalten werden. Der Verlauf des CVT-Wirkungsgrades wurde aus der Bilanz von Eingangs- und Abgangsleistung bestimmt. Vor allem im EUDC-Abschnitt stellen sich mit der Simulation gut vergleichbare Niveaus ein. Ein dauerhaftes Anfahren des Synchronpunktes wie in der Simulation ist am Prüfstand bzw. im Fahrzeug derzeit noch nicht vorgesehen, daher entfallen hier die Plateaus mit einem Wirkungsgrad nahe 95 % wie in Bild 4.1. Der Verbrauchsvorteil durch Anfahren des Synchronpunktes ist jedoch relativ gering, weil dies nur im Elektrobetrieb und bei kleinen Traktionsleistungen möglich ist. Im FTP-Zyklus wäre der Synchronpunktbetrieb auch in der Simulation ohne Bedeutung.

Der Verlauf des Ladezustandes der Traktionsbatterie kann vor allem im Stadtverkehr in einem recht kleinen Fenster gehalten werden. Wie schon angesprochen wurde der Faktor γ so eingestellt, daß sich am Zyklusende wieder der Ausgangsladezustand einstellt.

Fahrzyklus	NEDC	FTP72
Anzahl Taktblöcke	10	32
V-Motor gefeuert/Zyklus	38,8 %	42,3 %
Mittelwert Motordrehzahl	1850 Upm	1760 Upm
Mittelwert V-Motormoment	74,9 Nm	71,2 Nm
Antriebsenergie am Rad	1,48 kWh	1,61 kWh
Energieabgabe V-Motorwelle	2,02 kWh	2,32 kWh
Kraftstoffbilanz V-Motor	270 g/kWh	276 g/kWh
entspricht Wirkungsgrad	31,4 %	30,6 %
Wirkungsgrad CVT-Getriebe	87,4 %	85,8 %
Wirkungsgrad Gesamtantrieb	22,8 %	21,3 %

Tabelle 4.8: Eckdaten der Prüfstandsversuche

Die Betriebspunktrajektorie des Verbrennungsmotors im Prüfstandsversuch ist in Abbildung 4.9 dargestellt. Als Hintergrund wurde hier das vermessene Kennfeld des TD verwendet. Während der Taktblöcke kann der V-Motor stets im Bereich günstigen Verbrauches gehalten werden, der hier bei 260-270 g/kWh liegt. Die Verteilung der Betriebspunkte ist sehr gut an das Kennfeld angepaßt. Es sind auch deutlich die Anlaßvorgänge zu erkennen: dabei wird der V-Motor mit etwa 20 Nm hochgefahren und dann vom Fahrzeugregler auf 2200 Upm gehalten, wo der Zukuppelvorgang stattfindet. Erst daraufhin kann das von der Onlineoptimierung vorgegebene Taktblock-Moment im günstigen Bereich angefahren werden. Der Abkuppelvorgang findet jeweils bei etwa 1400 Upm statt, wo die Trajektorien wieder nach unten laufen. Im Stadtverkehr wird der Verbrennungsmotor im Leistungsbereich bis etwa 23 kW betrieben, im Überlandabschnitt bis 45 kW.

Als Ergänzung zu den Verbrauchsdaten von Tabelle 4.7 sind in Tabelle 4.8 weitere Eckdaten der beiden Prüfstandsversuche für NEDC und FTP72 eingetragen. Der mittlere spezifische Verbrauch und die angegebenen Wirkungsgrade sind jeweils energetisch gemittelt, d.h. anhand der Energiebilanz über den Gesamtzyklus bestimmt. Im Vergleich zum Simulationsergebnis der Offlineoptimierung mit dem projektierten Zustand (vgl. Tabelle 4.2) liegen Betriebsdauer, Moment und Drehzahl auf vergleichbarem Niveau. Wegen des Umschaltvorganges sind die Drehzahlen

etwas nach oben verschoben. Die Antriebsenergie am Rad ist aufgrund des größeren Fahrzeuggewichtes höher. Ebenso die an der Motorwelle abgegebene mechanische Energie, wobei die Differenz zur Simulation hier größer ist. Der gemessene Zykluswirkungsgrad des CVT-Getriebes stimmt recht gut mit den Simulationen überein, wo sich bei beiden Zyklen $86, x\%$ ergaben. Der Wirkungsgrad des Gesamtantriebs am Prüfstand liegt um $3,4\%$ -Punkte unter dem Simulationenwert. Offenbar ergeben sich neben dem um $1,5\%$ -Punkte (vgl. jeweils Tabelle 4.2) schlechteren verbrennungsmotorischen Wirkungsgrad noch zusätzliche Verluste im Prüfstandsbetrieb. Verantwortlich sind einerseits die größeren elektrischen Energieumwandlungsverluste, die durch den längeren elektrischen Fahrbetrieb während der verzögerten Anlassvorgänge verursacht werden. Hinzu kommen andererseits noch die mechanischen Verluste der am Prüfstand verbauten Anpassgetriebe.

Der FTP-Zyklus basiert auf der Messung eines realen Fahrprofils und stellt mit seinem Geschwindigkeitsverlauf hohe Anforderungen an die Hybridbetriebsführung. Insbesondere die Bestimmung der Taktblöcke und die Wahl der Einschaltzeitpunkte des Verbrennungsmotors sind sehr kritisch und es besteht die Gefahr eines zu häufigen An—Aus des V-Motors mit vielen, kurzen Taktblöcken. Hinzu kommt das Problem der Anlassdauer, die beim Autarken Hybrid derzeit ungünstig lang ist. In Abbildung 4.10 sind aus der Messung die Verläufe von Fahrprofil und V-Motormoment dargestellt. Für den realen Betrieb würde sich eine vertretbare Anzahl von Taktblöcken ergeben.

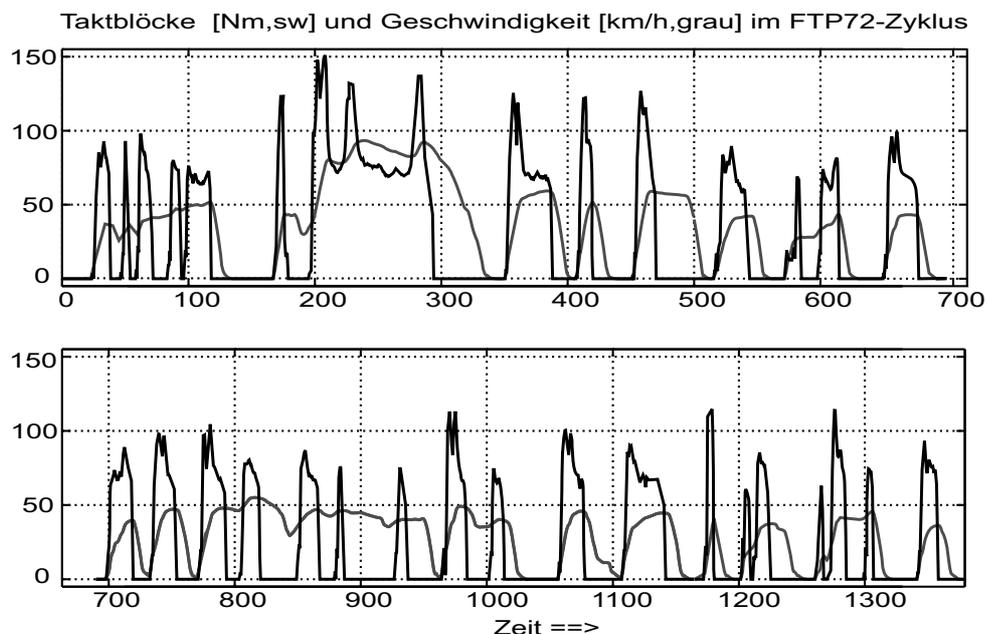


Bild 4.10: Taktblöcke im FTP72-Zyklus am Prüfstand

4.5 Zyklusverbräuche für unterschiedliche Fahrprofile

Mit dem angepaßten Simulationsmodell des realisierten Fahrzeugzustandes und der Onlineoptimierung als Steuerverfahren wurden neben den beiden Normzyklen NEDC und FTP72 noch weitere Fahrprofile untersucht. Dazu wurde das Modell des Referenzfahrzeuges ebenfalls angepaßt und mit der Nachbildung eines 4-Gang Stufenautomaten anstelle des Schaltgetriebes versehen. Es wurde das vermessene Kennfeld des TD implementiert. Das Referenzfahrzeugmodell wurde so abgeglichen, daß sich bei den Simulationswerten in etwa das gleiche Einsparpotential wie bei den Messungen in Tabelle 4.7 ergab. Somit war wieder eine Bestimmung der relativen Einsparpotentiale des Autarken Hybrid möglich, in diesem Fall auf Basis des realisierten Zustandes.

Die zusätzlich untersuchten Fahrzyklen sind in Abbildung 4.11 zu sehen. Der japanische 10·15 Mode ist ein künstliches Fahrprofil ähnlich dem europäischen Normzyklus. Der LA92 ist ein gemessenes Profil mit sehr harten Beschleunigungs- und Bremsvorgängen. Der “Highway Fuel Economy Test“ dient zur Untersuchung einer Überlandfahrt bei mittleren Geschwindigkeiten. Zusätzlich zu diesen Normzyklen wurde — ursprünglich zum Test der Onlineoptimierung — der Verbrauch des Autarken Hybrid bei der Konstantfahrt mit unterschiedlichen Geschwindigkeitsniveaus untersucht. Dazu wurde jeweils ein einzelner Geschwindigkeitshügel mit Beschleunigungs- und Bremsrampe vorgegeben.

Häufig entstehen bei Betriebsstrategien bezüglich der Taktblöcke und des Batterieladezustandes Probleme, wenn eine konstante Geschwindigkeit vorgegeben wird. So kann z.B. bei 30 km/h einerseits elektrischer Fahrbetrieb wirkungsgradoptimal sein, andererseits darf aber die Traktionsbatterie nicht dauerhaft entladen werden. Umgekehrt würde sich bei höheren Geschwindigkeiten ein Hybridbetrieb mit Lastpunktanhebung ergeben, wobei aber die Batterie auf Dauer überladen würde. Da sich bei der Onlineoptimierung der Ladezustand direkt auf die Betriebsführung auswirkt, traten diesbezüglich keine Probleme auf: es ergab sich bei Geschwindigkeiten unterhalb etwa 60 km/h ein Taktbetrieb, wobei die Anzahl und Länge der Taktblöcke mit steigender Geschwindigkeit zunahm und der Ladezustand in einem engen Fenster gehalten werden konnte. Oberhalb 70 km/h ergab sich rein verbrennungsmotorischer Betrieb, wobei die Lastpunktanhebung nur zur Speisung der Nebenverbraucher diente.

Die Ergebnisse der Untersuchung sind in Tabelle 4.9 zusammengefaßt. Es zeigt sich deutlich, daß der Verbrauchsvorteil des Autarken Hybrid im Stadtverkehr mit häufigen stop-and-go Situationen (NEDC, ECE-Citycycle, 10·15 Mode, teilweise auch FTP72-Zyklus) liegt. Bei Konstantfahrt mit sehr niedrigen Geschwindigkeiten läßt sich durch den Taktbetrieb ebenfalls ein deutlicher Wirkungsgradvorteil erzielen. Bei 50 km/h ergibt sich im Dauerbetrieb keine Einsparung, weil hier das Referenz-

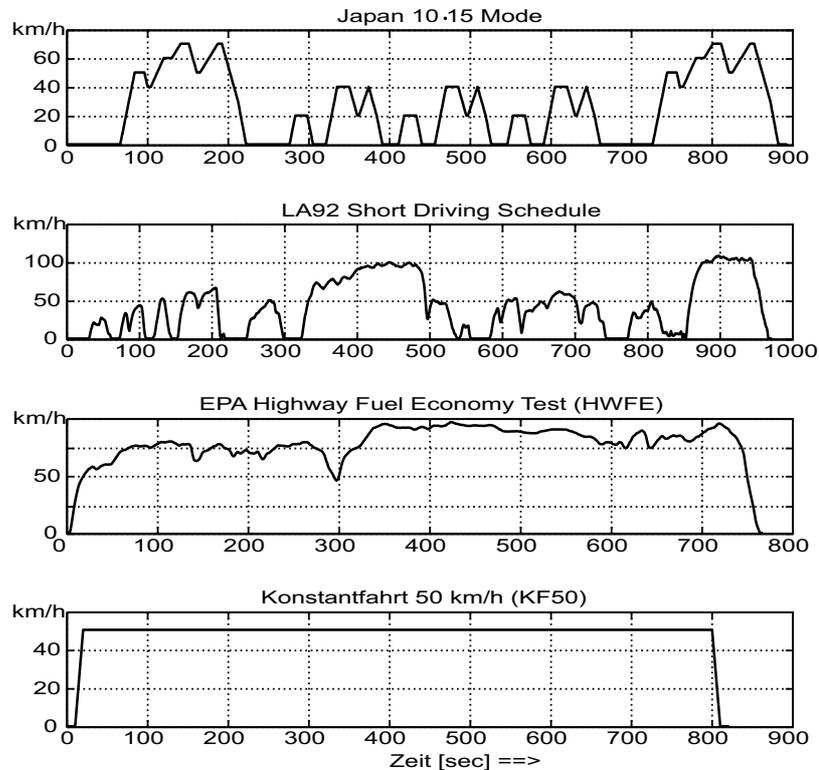


Bild 4.11: Geschwindigkeitsprofile weiterer Fahrzyklen

fahrzeug offenbar sehr günstig betrieben werden kann. Im LA92-Zyklus liegen die Verbräuche beider Fahrzeuge sehr hoch und es ergibt sich keine Einsparung. Eine Rekuperation ist nur eingeschränkt möglich, weil wegen der hohen Verzögerungsmomente sehr stark mechanisch zugebremst werden muß.

Bei den Konstantfahrtversuchen nehmen sowohl Getriebewirkungsgrad also auch Gesamtwirkungsgrad des Autarken Hybrid mit steigender Geschwindigkeit zu. In Tabelle 4.10 sind die aus der Energiebilanz ermittelten Werte zu sehen. Vor allem bei kleinen Geschwindigkeiten und Fahrleistungen ist der CVT-Wirkungsgrad sehr ungünstig.

Fahrzyklus	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid	Einsparpotential
NEDC	6,80 l/100km	5,82 l/100km	14,4 %
ECE-Citycycle	8,04 l/100km	5,77 l/100km	28,2 %
FTP72	6,73 l/100km	6,15 l/100km	8,6 %
10 · 15 Mode	6,71 l/100km	5,60 l/100km	16,5 %
LA92-Cycle	8,48 l/100km	8,54 l/100km	—
HW fuel economy	5,48 l/100km	5,32 l/100km	2,9 %
KF 30 km/h	5,33 l/100km	4,73 l/100km	11,2 %
KF 50 km/h	4,20 l/100km	4,23 l/100km	—
KF 80 km/h	5,07 l/100km	4,85 l/100km	4,3 %
KF 120 km/h	8,03 l/100km	7,33 l/100km	8,7 %

Tabelle 4.9: Simulation unterschiedlicher Zyklen, realisierter Fahrzeugzustand

Fahrzyklus	CVT-Wirkungsgrad	Gesamtwirkungsgrad
KF 30 km/h	73,9 %	14,6 %
KF 50 km/h	85,7 %	20,3 %
KF 80 km/h	88,6 %	25,3 %
KF 120 km/h	88,7 %	26,6 %

Tabelle 4.10: Wirkungsgrade aus der Energiebilanz des Autarken Hybrid

5 Abgasmodellierung

5.1 Einführung

In den vorangegangenen Kapiteln stand der Aspekt der Verbrauchsminimierung im Vordergrund. Die Emissionen sind jedoch mindestens ebenso von Bedeutung. Anders als bei den Verbrauchswerten gelten für sie Grenzwerte, die von Seiten des Gesetzgebers in Form von Abgasnormen festgelegt sind. Die limitierten Komponenten von Kfz-Abgas sind Kohlenmonoxid (CO), Kohlenwasserstoffe (HC, Hydrocarbons), Stickoxide (NO_x) und beim Dieselmotor Rußpartikel (PM, Particulate Matter). Die Gruppe der Kohlenwasserstoffe und Partikel beinhaltet krebserregende Stoffe. Höhere Konzentrationen CO behindern den Sauerstofftransport der roten Blutkörperchen, und NO_x führt zu einer Reizung der Atemwege und trägt zur Bildung von bodennahem Ozon bei. Weitere, nichtlimitierte Schadstoffe in Automobilabgas sind in geringeren Konzentrationen Schwefeldioxid und Kraftstoffadditive. Schwefeldioxid bildet mit Wasser Schwefelsäure und kann überdies zur dauerhaften Minderung der Katalysatoraktivität beitragen.

Die aktuellen Grenzwerte für Typzulassungen sind in Tabelle 5.1 aufgelistet. Sie beziehen sich auf einen Rollenprüfstandstest unter Vorgabe des NEDC-Zyklus. Da die Grenzwerte stufenweise herabgesetzt werden, ist von Seiten der Automobilindustrie ein immenser Aufwand zur Einhaltung dieser Normen erforderlich. Die Emissionen lassen sich zunächst durch innermotorische Maßnahmen senken — etwa bei mo-

Motor	Komponente	Euro-III ab 2001	Euro-IV ab 2005	Einheit
Otto	CO	2,30	1,00	g/km
	HC	0,20	0,10	
	NO _x	0,15	0,08	
Diesel	CO	0,64	0,50	g/km
	HC + NO _x	0,56	0,30	
	NO _x max.	0,50	0,25	
	PM	0,05	0,025	

Tabelle 5.1: Europäische Emissionsgrenzwerte

dernen Dieselmotoren (TDI) durch die Abgasrückführung (AGR). Damit kann die Bildung von Stickoxiden, die bei Dieselmotoren nur mit hohem Aufwand nachbehandelt werden können, reduziert werden. Eine gezielte Steuerung des Einspritzmengenzeitverlaufes bei hohen Einspritzdrücken kann die Rußbildung vermindern. Eine weiterführende Maßnahme ist die Abgasnachbehandlung, die bei allen Motorvarianten eingesetzt wird. Da die Konversion von Katalysatoren alterungsbedingt nachläßt und von den Einstellungen in der Motorsteuerung abhängt, sind neben den üblichen Abgasuntersuchungen On-Board-Diagnosesysteme für Neuzulassungen zur Dokumentation der Funktion vorgeschrieben.

Beim Ottomotor wird zur Abgasnachbehandlung der bekannte 3-Wege-Katalysator eingesetzt. Dazu muß der Motor stöchiometrisch (d.h. mit einem Luft-Kraftstoffverhältnis von $\lambda=1$) betrieben werden: es wird genau so viel Kraftstoff eingespritzt, wie bei vollständiger Verbrennung oxidiert werden könnte. Die Verbrennung ist jedoch unvollständig: es entstehen Wasserstoff, CO und HC, und ein Teil des verbleibenden Sauerstoffes reagiert aufgrund der hohen Temperaturen mit dem Luftstickstoff. Mit einem 3-Wege-System kann dies "bereinigt" werden: die oxidierbaren Komponenten reagieren einerseits mit dem Restsauerstoff, andererseits mit den Stickoxiden, die auf diese Weise wieder zu molekularem Stickstoff reduziert werden [15]. Es existieren noch weiterführende Möglichkeiten wie die Sekundärluft-einblasung mit Gemisch-Anreicherung in der Kaltstartphase. Dabei reagiert das bewußt angereicherte Abgasgemisch ($\lambda < 1$) mit dem zusätzlich eingeblasenen Luftsauerstoff, wodurch die Abgasanlage schnell aufgeheizt werden kann. Die Alternative dazu wären elektrisch vorheizbare Katalysatoren. Bei neueren Motoren wird prinzipiell zwischen Vor- und Hauptkatalysator differenziert. Der Vorkatalysator ist motornah angeordnet und im wesentlichen ein Oxidationskatalysator mit geringem Wärmespeichervermögen, der beim Kaltstart sehr schnell anspringt, während der Hauptkatalysator erst im Dauerbetrieb aktiv wird. Durch das größere Wärmespeichervermögen können auch kurze Perioden mit Schubabschaltung und kaltem Abgas überbrückt werden. Moderne Abgassysteme sind in ihrer Effizienz soweit entwickelt, daß im Zyklustest der Großteil der kumulierten Emissionen nur noch aus der Kaltstartphase stammt.

Beim Dieselmotor ist wegen der grundsätzlich überstöchiometrischen Betriebsweise ($\lambda > 1$) keine 3-Wege-Konvertierung möglich. Die oxidierbaren limitierten Abgas-komponenten — im wesentlichen CO und HC — können mit einem herkömmlichen Oxidationskatalysator sehr effektiv umgesetzt werden. Aber schon bei den Rußpartikeln muß eine sehr viel aufwändigere Technologie eingesetzt werden, etwa Partikelfiltersysteme, deren Inhalt von Zeit zu Zeit abgebrannt werden muß. Dies kann entweder durch Oxidation mit Sauerstoff geschehen, die allerdings erst oberhalb etwa 500°C möglich ist. Da die Abgastemperatur von Dieselmotoren nach der ATL-Turbine aber deutlich tiefer liegt, muß sie für den Regenerationsprozess künstlich angehoben werden, etwa durch einen zusätzlichen Brenner. Eine andere Möglichkeit

ist die Umsetzung des Rußes mit Stickstoffdioxid, die bereits im Bereich von 250°C abläuft. Das NO_2 kann im vorgeschalteten Oxidationskatalysator gebildet werden. Allerdings muß auch hier bei der Regeneration ein bestimmtes Temperaturfenster eingehalten werden, damit die gewünschte Reaktion abläuft [43]. Partikelfilter werden bereits serienmäßig von PSA eingesetzt.

Das Hauptproblem stellen jedoch die Stickoxide dar, die wegen des sauerstoffreichen Abgases nicht reduziert werden können. Abhilfe können z.B. sogenannte SCR-Systeme (Selective Catalytic Reduction) bieten: Durch Zugabe eines Reduktionsmittels können die Stickoxide in einem zusätzlichen Reduktionskatalysator umgesetzt werden. Als Reduktionsmittel kann beispielsweise Harnstoff dienen, der vor dem SCR-Kat ins heiße Abgas eingeblasen wird. Durch Thermolyseprozesse entsteht dann Ammoniak, mit dessen Hilfe NO bzw. NO_2 in mehreren Reaktionsschritten umgesetzt werden können [14]. Die Methoden der Stickoxidnachbehandlung für Diesel-Kfz werden schon seit längerem untersucht, sind aber wegen des hohen Aufwandes noch nicht serienmäßig zum Einsatz gekommen. Anlaß dazu wäre eine weitere Verschärfung der Abgasnormen, die dann mit innermotorischen Maßnahmen nicht mehr einzuhalten ist. Ein weiterer Unterschied zum Ottomotor besteht übrigens darin, daß Dieselabgas wegen des höheren Wirkungsgrades und des Temperaturgefälles an der Turbine des Abgasturboladers deutlich kälter ist, weswegen Katalysatoren mit niedrigeren Schwellentemperaturen benötigt werden.

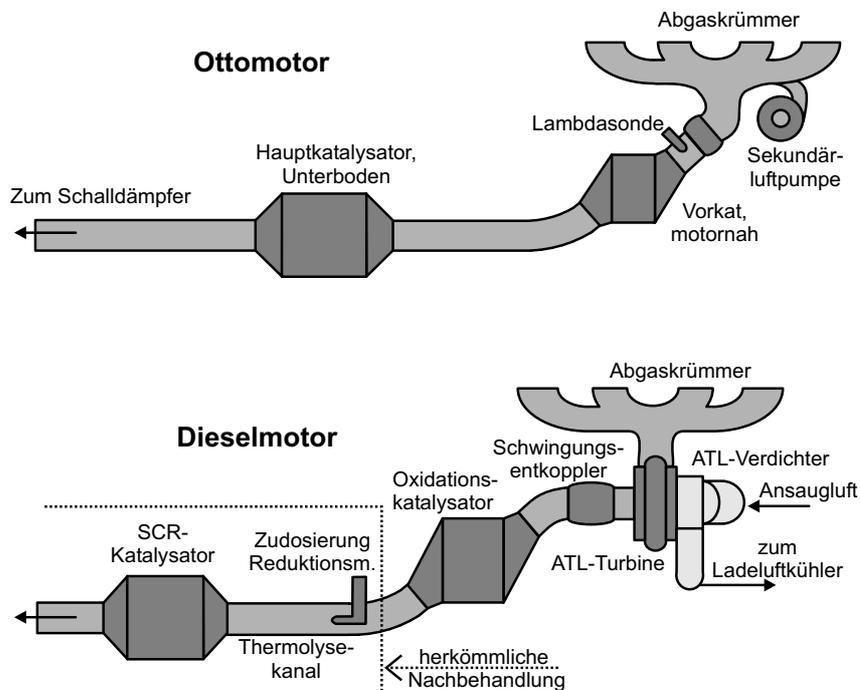


Bild 5.1: Skizze möglicher Abgasanlagen von Otto- und Dieselmotor

Die Stickoxidproblematik besteht auch bei Ottomotoren, bei denen Betrieb mit Direkteinspritzung möglich ist (GDI). Hier wird der Einsatz von Speicherkatalysatoren favorisiert, die im Magerbetrieb die Stickoxidanteile adsorbieren und die mit zwischenzeitlichen Anreicherungsphasen entleert werden können.

In Bild 5.1 ist die Struktur möglicher Abgasanlagen von Otto- und Dieselmotor dargestellt. Beim Ottomotor handelt es sich um eine typische Anordnung, die bei V-Motoren auch in doppelter Ausführung eingesetzt wird. Dabei sind auch Übersprechstellen zwischen beiden Systemen möglich. Falls eine Sekundärluftpumpe vorgesehen ist, kann die Einblasung am Krümmer oder durch Kanäle im Zylinderkopf erfolgen. Je nach Rohrlänge und gewünschter Eintrittstemperatur in den Katalysator werden Einwandrohre oder luftspalt- bzw. materialisolierte Zweiwandrohre eingesetzt. Die beim derzeitigen Dieselmotor typische Variante verwendet nur einen Oxidationskatalysator zu Nachbehandlung. Der hier eingezeichnete SCR-Katalysator wäre als Ergänzung des bestehenden Systems denkbar. Es gibt auch Anordnungen, wo ein Oxikat nach dem SCR-Kat geschaltet ist oder wo beide Katalysatoren in ein Gehäuse integriert sind. Zur effektiveren Umwandlung des Harnstoffes in Ammoniak können auch vorgeschaltete Hydrolysekatalysatoren verwendet werden [14]. Auch bei den Oxidationskatalysatoren von Dieselmotoren geht der Trend zu einer Kombination aus schnellanspringendem Vorkat und einem Hauptkat mit größerem Wärmespeichervermögen. Bei ganz neuen Systemen (BMW Diesel 6-Zylinderreihe) sind bereits Vorkatalysatoren mit geringer Zelldichte in die Krümmerrohre integriert, wobei Metallfolie als Trägermaterial verwendet wird. Da die Abgastemperatur vor der ATL-Turbine noch hoch ist, springt dieses System besonders schnell an.

Die beschriebenen Abgassysteme sind auf konventionellen Verbrennungsmotorbetrieb abgestimmt. Für die Normzyklen bedeutet dies Dauerbetrieb mit überwiegenden Lastkollektiven im Teillastbereich und Leerlaufphasen in den Stillstandsperioden. Im Gegensatz dazu wird der Verbrennungsmotor in einem Hybridfahrzeug im Taktbetrieb gefahren. Die Unterschiede der Betriebsführung sind in Bild 5.2 deutlich zu erkennen. Beim Hybrid ergeben sich nur kurze Betriebsperioden mit hohem Moment, an die sich längere Stillstandsperioden anschließen, in denen der V-Motor abgekuppelt ist und nicht dreht. Leerlaufphasen und Schleppbetrieb treten nicht auf. Beim Referenzfahrzeug — einem Opel Astra Caravan mit dem ursprünglichen Antriebsstrang, d.h. mit demselben V-Motor, aber mit einem 5-Gang-Schaltgetriebe und Lichtmaschine — ist der V-Motor dauerhaft gefeuert. Eine Ausnahme stellen die Bremsvorgänge mit negativem Motormoment dar, wo der V-Motor im Schubtrieb ungefeuert mitdreht.

Mit der Untersuchung des Emissionsverhaltens soll nun die Frage geklärt werden, wie sich der Taktbetrieb auf das Verhalten von Verbrennungsmotor und Abgasanlage auswirkt. Rein *quantitativ* ergeben sich schon bei der Vermessung von Abgaswerten

relativ große Toleranzen — schon eine Änderung von Raumtemperatur, Luftdruck oder Luftfeuchtigkeit kann sich unter sonst gleichen Bedingungen auf die gemessenen Werte auswirken, ebenso eine sich ändernde Konditionierung des Motors in Bezug auf Rußablagerungen, Schmierung etc. Im Prinzip sollte eine Messung nur mit absolut kaltem Motor beginnen, was im praktischen Prüfstandsbetrieb nicht immer einzuhalten ist. In der Simulation, wo zur Modellierung prinzipbedingt Vereinfachungen vorzunehmen sind, müssen wiederum Abweichungen zu den Meßwerten hingenommen werden. Andererseits kann dann das Problem der unterschiedlichen Konditionierung vermieden werden. Daher sollte die Untersuchung vor allem auf einem *qualitativen* Vergleich von konventioneller und hybrider Betriebsführung basieren. Es wurde die Strategie gewählt, daß die Betriebstrajektorien aus der Zyklussimulation von Hybrid- und Referenzfahrzeug als Eingangsgrößen für ein und die selbe Anordnung aus Verbrennungsmotor und Abgasanlage verwendet wurden. Dies kann sowohl am Verbrennungsmotorprüfstand als auch anhand eines Simulationsmodelles geschehen, wo jeweils die gewünschten Trajektorien nachgefahren werden. Aus der vergleichenden Analyse der gemessenen bzw. simulierten Zeitverläufe von Temperaturen bzw. Abgaskonzentrationen kann dann die Auswirkung des Taktbetriebes untersucht werden. In Bild 5.3 ist der eingeschlagene Weg noch einmal verdeutlicht.

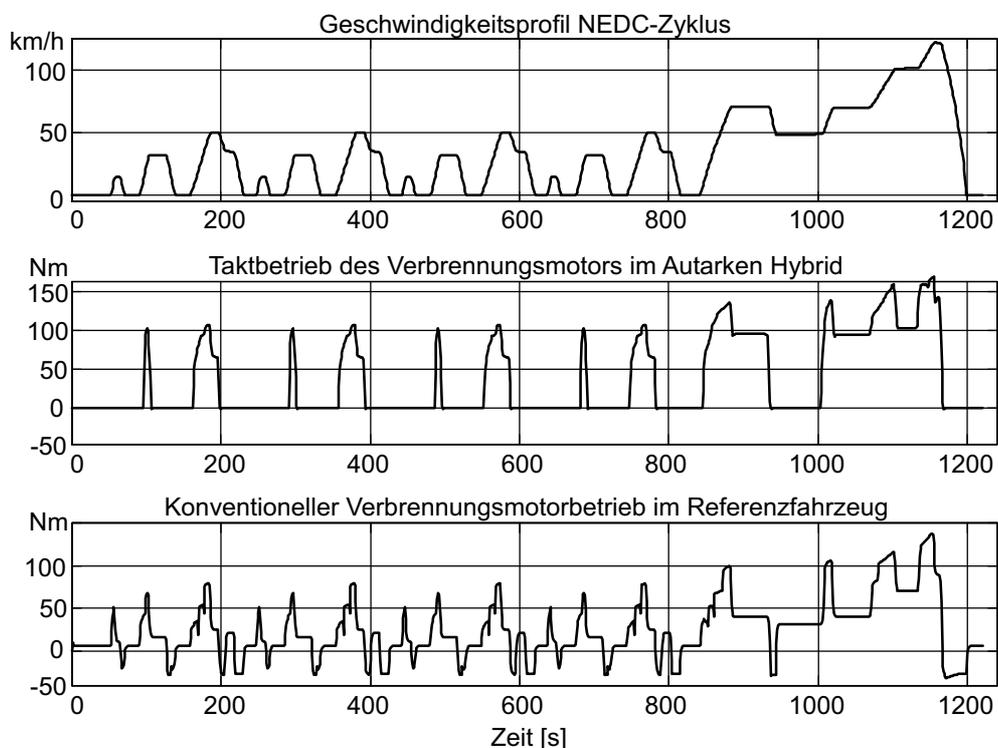


Bild 5.2: Hybridbetrieb und konventioneller Verbrennungsmotorbetrieb

Als erster qualitativer Unterschied zum konventionellen Betrieb ist zu erwarten, daß sich das Rohemissionsverhalten ändert, da die Betriebspunkte im Hybridbetrieb vom Teillastbereich in den Vollastbereich verschoben werden. Die zweite wichtige Frage betrifft das Temperaturverhalten, das sich wiederum auf die Konversion in den Katalysatoren auswirkt. Durch die Taktblöcke ist einerseits eine schnelle Erwärmung zu erwarten, andererseits ein Auskühlen zwischen diesen Betriebsperioden. Reichen Erwärmung und Wärmespeichervermögen aus, um ein mittleres Temperaturniveau wie im konventionellen Betrieb zu erhalten, oder ist eine grundsätzliche Modifikation der Abgasanlage für den Hybridbetrieb erforderlich? Wie in den Rechnungen zur (verbrauchs-) optimalen Betriebsführung soll dies für den TD-Motor des Autarken Hybrid und für einen modernen TDI geklärt werden. Für den Turbodiesel konnten entsprechende Messungen am interimsmäßig aufgebauten Verbrennungsmotorprüfstand des SFB 365 durchgeführt werden. Für den TDI mußte die Untersuchung simulativ erfolgen. Die Ergebnisse für beide Motoren werden im Kapitel 6 vorgestellt.

Die Rohemissionen eines Verbrennungsmotors können wie beim Verbrauch in einfacher Weise durch entsprechende Kennfelder ermittelt werden. Idealerweise ist je ein Satz für den kalten und den warmen Motor verfügbar, sodaß zwischen diesen Werten interpoliert werden kann. Um jedoch die Endemissionen bestimmen zu können, muß das Konversionsverhalten der Katalysatoren simuliert werden, welches von den Zustandsgrößen des Gases sowie von den Konzentrationen der einzelnen Abgaskomponenten abhängt. Die Zustandsgrößen sind Temperatur, Druck und Volumen- bzw. Massenstrom des Gases am Katalysatoreingang. Um diese bestimmen zu können, ist letztlich ein Mittelwertmodell für das Temperaturverhalten des gesamten Motors erforderlich. Insbesondere die Zustandsänderung an der ATL-Turbine verursacht einen signifikanten Temperaturabfall. Die nachfolgenden Abschnitte dieses Kapitels werden den Aufbau eines Abgasmodells für den TDI beschreiben. Die Struktur des modellierten Systems ist in Abbildung 5.4 dargestellt. Es handelt sich um einen TDI-Motor mit Wastegate-geregeltem Abgasturbolader

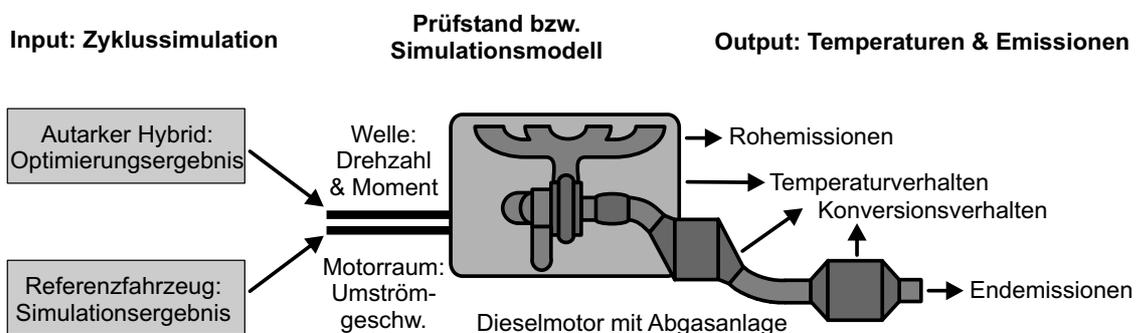


Bild 5.3: Vorgehensweise der Emissionsbetrachtung

(ATL), Ladeluftkühlung und gekühlter Abgasrückführung (AGR). Die Abgasanlage mit Oxidationskatalysator wurde um ein SCR-System erweitert.

Bei der Modellierung wurde eine phänomenologische Betrachtungsweise bevorzugt, die auf eine regelungstechnische Beschreibung des Übertragungsverhaltens der einzelnen, miteinander verkoppelten Komponenten abzielt. Ausgehend von den verfügbaren physikalischen Grundgleichungen werden die statischen und dynamischen Systemeigenschaften beschrieben. Vereinfachend wird nur das "makroskopische" Verhalten betrachtet und somit eine Modellierung bis ins Detail vermieden. Trotzdem entstand auf diese Weise ein hochkomplexes Modell, welches den Rahmen dieser Arbeit zu sprengen drohte. Für den Verfasser dieser Arbeit stellte dies die Möglichkeit dar, sich in entsprechende Gebiete des Maschinenbaus einzuarbeiten. Bei der Modellierung des Konversionsverhaltens der Katalysatoren, die bis zur Reaktionskinetik der chemischen Reaktionsteilschritte hin reichte, wurden zudem Bereiche der physikalischen Chemie angeschnitten. Die Katalysatormodelle wurden so aufgebaut, daß sie durch Umparametrierung auch zur Beschreibung des Verhaltens von 3-Wege-Katalysatoren von Ottomotoren verwendet werden können. Eine der größten Hürden dieser Arbeit war die Datengewinnung für den betrachteten Motor. Es standen zwar entsprechende Kennfelder und Datensätze für die Emissionen und das Temperaturverhalten zur Verfügung. Aber schon für die Parametrierung der einzelnen Komponenten waren häufig nur Anhaltspunkte bzw. die Größenordnung verfügbar. Immerhin liegt die Gesamtzahl bei über 250 Modellparametern. Unbekannte Parameter konnten jedoch dadurch ermittelt werden, daß sie zum Modellabgleich verwendet wurden. Gerade die Katalysatormodelle konnten auf diese Weise sehr zufriedenstellend abgestimmt werden.

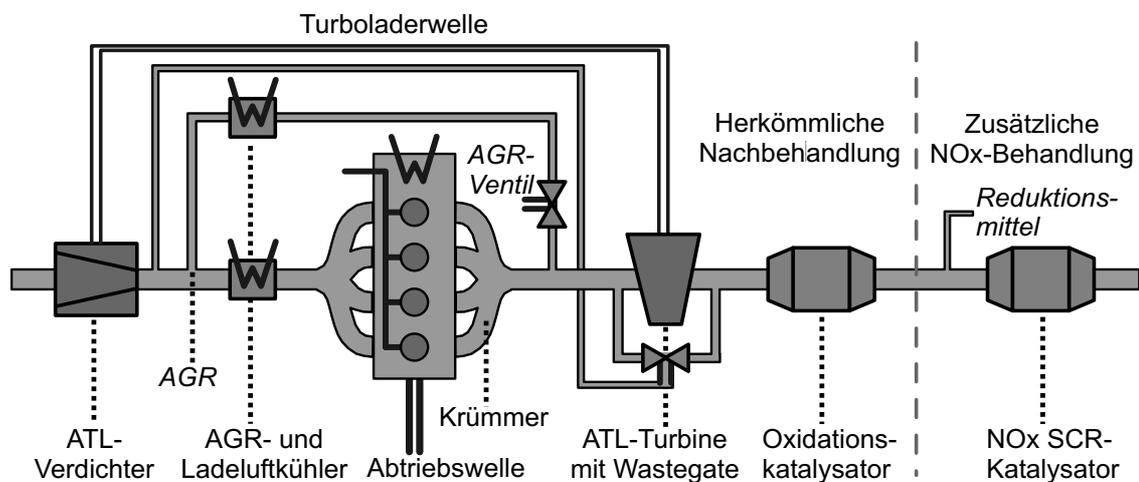


Bild 5.4: Struktur des modellierten Systems: TDI mit erweiterter Abgasanlage

5.2 Der Wärmeübergang in Abgasrohren

Das wichtigste "Bauelement" für das TDI-Modell sind die Rohrmodelle. Diese werden zur Beschreibung des Wärmeübergangs im Krümmer und in den verschiedenen Rohrstücken der Abgasanlage eingesetzt. In modifizierter Form finden sie auch als Ladeluft- bzw. AGR-Kühler Anwendung und werden zur Modellierung des Wärmeüberganges im Brennraum und im Katalysator verwendet. Als Grundlage zur Erstellung der Rohrmodelle diente die Arbeit von Dr. J. Seiler [34] und eine MTZ-Veröffentlichung Prof. I. Kandylas [10]. Die Arbeit von Seiler stellte die erste Arbeit zu Abgasanlagenmodellen am Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme dar. Der dort vorgestellte Ansatz wurde in modifizierter Form übernommen. Bei den Rohrmodellen mußte in der vorliegenden Arbeit insbesondere auf Rechenzeit und Stabilität geachtet werden, weil häufig eine Reihenschaltung mehrerer Rohrelementmodelle verwendet wurde.

5.2.1 Einwandrohrmodell

Die Struktur des Einwandrohrmodells ist in Bild 5.5 dargestellt. Bei der nachfolgenden Betrachtung wird immer von einem Rohrelement der Länge Δx ausgegangen. Die verwendeten geometrischen Größen sind der Innen- bzw. Außenradius r_i bzw. r_a , die Oberfläche der Rohrelementinnen- bzw. Rohraußenwand OF_i bzw. OF_a sowie die innere Querschnittsfläche A_i . Als Indizes werden ferner "U" für die Umgebungsluft, "W" für die Wand des Rohrelementes und "G" für das Gasvolumen im Rohrelement verwendet. Die Eingangsgrößen des Elementes sind die Zustandsgrößen des strömende Gases, in diesem Fall die Temperatur T_{G1} , der Druck p_G und

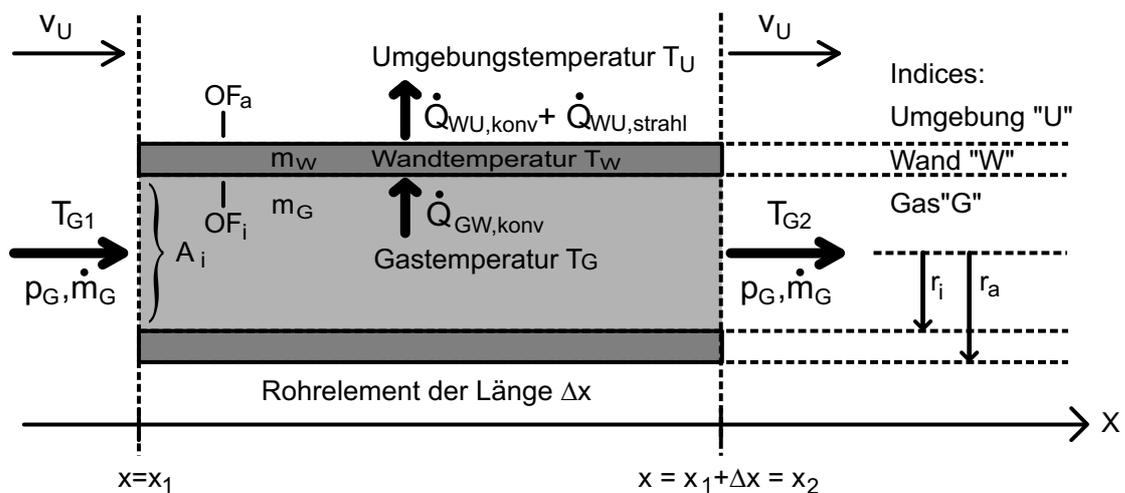


Bild 5.5: Geometrie und Wärmegrößen für das Einwandrohrelement

der Massenstrom \dot{m}_G . Hinzu kommt noch die Strömgeschwindigkeit der Umgebungsluft v_U . Die Ausgangsgrößen sind bis auf die zu bestimmende Austrittstemperatur T_{G2} identisch. Die mittlere Gastemperatur im Gasvolumen wird mit T_G , die mittlere Wandtemperatur mit T_W bezeichnet. Die Temperaturänderung über der Länge Δx kann mit Hilfe der Energiegleichung für das Gas bestimmt werden. Die allgemeine Formulierung dieser Energiegleichung [34] lautet:

$$\frac{\partial T_G}{\partial t} + v_G \cdot \frac{\partial T_G}{\partial x} + \frac{\dot{Q}_{GW}}{m_G \cdot cp_G} = 0 \quad (5.1)$$

Dabei ist v_G die Strömgeschwindigkeit des Gases im Rohr, m_G die Masse des Gases und cp_G dessen spezifische Wärmekapazität. \dot{Q}_{GW} ist der Wärmestrom vom Gas in die Rohrwand. Nimmt man für das Rohrelement der Länge Δx eine lineare räumliche Änderung der Gastemperatur in x-Richtung an, kann man die partielle Ableitung der Gastemperatur in Form eines Differenzenquotienten schreiben. Damit erhält man eine direkte Beziehung für die Bestimmung der Austrittstemperatur T_{G2} :

$$\text{mit } \frac{\partial T_G}{\partial x} = \frac{T_{G2} - T_{G1}}{\Delta x} \quad (5.2)$$

$$\text{wird } T_{G2} = T_{G1} - \frac{\Delta x}{v_G} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{GW}}{m_G \cdot cp_G} + \dot{T}_G \right) \quad (5.3)$$

Masse und Strömgeschwindigkeit des Gases im Rohrelement können wie folgt bestimmt werden:

$$\text{Gasdichte : } \rho_G = \frac{p_G}{R_{iG} \cdot T_G} \quad (5.4)$$

$$\text{Gasmasse : } m_G = A_i \cdot \Delta x \cdot \rho_G \quad (5.5)$$

$$\text{Strömgeschw. : } v_G = \frac{\dot{m}_G}{A_i \cdot \rho_G} \quad (5.6)$$

Die innere Gaskonstante beträgt $R_{iG} = 287,2 \text{ J/kgK}$. In Gl. (5.3) ist die Bestimmung des Wärmestromes vom Gas zur Wand erforderlich, der wiederum von der Differenz aus Wand- und Gastemperatur abhängt. Die daher zu bestimmende Wandtemperatur stellt sich letztlich durch ein Gleichgewicht der Wärmeströme Gas \rightarrow Wand und Wand \rightarrow Umgebung ein. Das Vorzeichen der Wärmeströme ist positiv und entspricht der Pfeilrichtung, wenn es ein Temperaturgefälle vom strömenden Gas zur Umgebungsluft gibt. Der Wärmestrom Gas \rightarrow Wand wird überwiegend

durch Konvektion verursacht, während sich der Wärmestrom Wand \rightarrow Umgebung aus Konvektion und Strahlung zusammensetzt. Eine allgemeine Form der Wärme­strombilanz für die Wand [34], [10] lautet:

$$\dot{Q}_{GW,konv} - \dot{Q}_{WU,konv} - \dot{Q}_{WU,strahl} - \frac{\partial T_W}{\partial t} \cdot m_W \cdot c_W + \alpha_p \cdot \frac{\partial^2 T_W}{\partial x^2} = 0 \quad (5.7)$$

Die weiteren Rechenschritte können erheblich vereinfacht werden, wenn man zur Bestimmung der Wärmeströme für das Rohrelement der Länge Δx mit den mittleren Temperaturen T_G und T_W arbeitet. Ein räumlicher Wärmestrom in der Wand in x-Richtung zu den Rohrelementen vor $x = x_1$ und nach $x = x_2$ wird vernachlässigt. Dies ist zulässig, da der Wärmetransport des strömenden Gases erheblich größer ist und der Wärmestrom Gas \rightarrow Wand dominiert. Es werden folgende Annahmen gemacht:

$$T_W \text{ ist räumlich konstant : } \quad \frac{\partial T_W}{\partial x} = 0, \quad \frac{\partial^2 T_W}{\partial x^2} = 0 \quad (5.8)$$

$$\text{für } T_G \text{ gilt näherungsweise : } \quad T_G = \frac{T_{G1} + T_{G2}}{2} \quad (5.9)$$

Dann kann eine Zustandsgleichung für die Wandtemperatur geschrieben werden, wobei die Wärmeströme von den jeweiligen Temperaturdifferenzen abhängen:

$$\dot{T}_W = \frac{\dot{Q}_{GW,konv} - \dot{Q}_{WU,konv} - \dot{Q}_{WU,strahl}}{m_W \cdot c_W} \quad (5.10)$$

Dabei ist c_W die Wärmekapazität des Wandmaterials. Die Wandmasse ergibt sich zu:

$$m_W = (r_a^2 - r_i^2) \cdot \pi \cdot \Delta x \cdot \rho_W \quad (5.11)$$

Die Wärmeströme sind gegeben durch:

$$\dot{Q}_{GW,konv} = \alpha_{GW,konv} \cdot OF_i \cdot (T_G - T_W) \quad (5.12)$$

$$\dot{Q}_{WU,konv} = \alpha_{WU,konv} \cdot OF_a \cdot (T_W - T_U) \quad (5.13)$$

$$\dot{Q}_{WU,strahl} = \varepsilon_{Rohr} \cdot \delta \cdot OF_a \cdot (T_W^4 - T_U^4) \quad (5.14)$$

Der konvektive Wärmeübergang wird durch die Koeffizienten α und die Temperaturdifferenzen bestimmt. Der Wärmeübergang durch Strahlung hängt von der Emissionskonstante der Rohroberfläche ε_{Rohr} ab und besitzt als Proportionalitätsfaktor die Stefan-Bolzmann-Konstante $\delta = 5,67 \cdot 10^{-8} \text{W/m}^2 \text{K}^4$.

Im folgenden soll die schrittweise Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten α vorgestellt werden. Der Wert dieser Koeffizienten hängt stark von der Art der Strömung ab. Im Rohrinnenen ist er bei turbulenter Strömung erheblich größer als bei laminarer Strömung. Durch turbulente Verwirbelungen wird mehr warmes Gas an die Rohrwand geführt, was zu einer größeren Konvektion führt. Bei laminarer Strömung bewegt sich das Gas vornehmlich in Längsrichtung im Rohr, sodaß es zu einem radialen Temperaturgefälle im Gasvolumen kommt: dadurch steigt der Wärmewiderstand in radialer Richtung. Was für Verhältnisse sich im Rohr einstellen, hängt von der Temperatur, der Rohrgeometrie und der Wandoberfläche ab. Gekrümmte Rohre mit großem Querschnitt und rauher Oberfläche fördern turbulente Strömungsverhältnisse, gerade Rohre mit sehr kleinem Querschnitt und glatter Oberfläche eine laminare Strömung. Für den äußeren Wärmeübergang ist neben der Strömungsart von Bedeutung, ob das Rohr quer oder längs angeströmt wird. Zur Abschätzung der Strömungsverhältnisse gibt es verschiedene Bestimmungs- und Korrekturfaktoren.

Für den Wärmeübergang Gas \rightarrow Wand kann die Berechnung wie folgt durchgeführt werden. Dabei ist CAF ein "Corrective Augmentation Factor" mit einem Wertebereich von etwa 1..3, mit dessen Hilfe der Wärmeübergang zusätzlich abgeglichen werden kann. Gekrümmte Rohre erfordern wegen der höheren Turbulenzen einen eher großen CAF.

$$\text{Wärmeübergangskoeff. : } \alpha_{GW, konv} = \frac{CAF \cdot Nu_G \cdot \lambda_G}{2 \cdot r_i}$$

$$\text{Wärmeleitfähigkeit : } \lambda_G = \frac{\rho_G \cdot c_{pG} \cdot \nu_G}{Pr_G}$$

$$\text{Kinematische Viskosität : } \nu_G = (a_0 + a_1 \cdot T_G [^\circ\text{C}]) \cdot \frac{b_0}{p_G}$$

$$\text{mit } a_0 = 13,41, a_1 = 0,010765 \text{ und } b_0 = 0,01013$$

$$\text{Reynoldszahl : } Re_G = \frac{v_G \cdot 2r_i}{\nu_G} \left\{ \begin{array}{ll} > 10^4 & : \text{ turbulent} \\ > 2300 & : \text{ turb. - lam.} \\ < 2300 & : \text{ laminar} \end{array} \right.$$

$$\text{Prandtlzahl : } Pr = 0,66 \text{ ..}0,74 \text{ (Temperaturkennlinie)}$$

$$\text{Nusseltzahl, turbulent : } Nu_G = \frac{\frac{\xi_G}{8} Pr \cdot (Re_G - 10^3) \left(1 + \left[\frac{2r_i}{L_{Rohr}}\right]^{\frac{2}{3}}\right)}{1 + 12,7 \cdot \sqrt{\frac{\xi_G}{8}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\text{Nusseltzahl, laminar : } Nu_G = \left(3,66^3 + 1,61^3 \cdot Re_G \cdot Pr \cdot \frac{2r_i}{L_{Rohr}}\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Nusseltzahl, laminar : } Nu_G = 3,66 \text{ für sehr kleine } \frac{2r_i}{L_{Rohr}}$$

$$\text{Druckverlustbeiwert : } \xi_G = (1,82 \cdot \log_{10}(Re_G) - 1,64)^{-2}$$

Beim konvektiven Wärmeübergang Wand \rightarrow Umgebung muß zwischen Längs- und Queranströmung unterschieden werden. Der CAF entfällt hier. Für die Nusseltzahl wird ein geändertes Berechnungsschema verwendet.

$$\text{Wärmeübergangskoeff. : } \alpha_{WU,konv} = \frac{Nu_U \cdot \lambda_U}{2 \cdot r_a}$$

$$\text{Wärmeleitfähigkeit : } \lambda_U = \frac{\rho_{Luft} \cdot c_{pLuft} \cdot \nu_U}{Pr_U}$$

$$\text{Kinematische Viskosität : } \nu_U = (a_0 + a_1 \cdot (T_U - 273,15)) \cdot \frac{b_0}{p_U}$$

$$\text{Reynoldszahl, Längsanstr. : } Re_U = \frac{v_U \cdot 2r_a}{\nu_U}$$

$$\text{Reynoldszahl, Queranstr. : } Re_U = \frac{v_U \cdot \pi r_a}{\nu_U}$$

$$\text{Prandtlzahl : } Pr = 0,70 \text{ (Umgebungstemperatur } 0..50^\circ\text{C)}$$

$$\text{Nusseltzahl, turbulent : } Nu_{tur} = \frac{0,037 \cdot Re_U^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 Re_U^{-0,1} \cdot (Pr_U^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

$$\text{Nusseltzahl, laminar : } Nu_{lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_U} \cdot Pr^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Nusseltzahl, gesamt: } Nu_U = \frac{1}{3} \cdot \sqrt{Nu_{tur}^2 + Nu_{lam}^2}$$

Die bisherige Betrachtung bezog sich nur auf ein einzelnes Rohrelement der Länge Δx . Das angeführte Rechenschema für ein Rohrelement wurde in einem entsprechenden Simulinkmodellblock umgesetzt. Die Modellblöcke können zur Simulation längerer Rohrstücke in Reihe geschaltet werden, so daß ein Rohrstück wie in Bild 5.6 dargestellt nachgebildet werden kann. Die Größe L_{Rohr} ist dann die Gesamtlänge des mit den einzelnen Rohrelementmodellen beschriebenen Rohres.

Anmerkung: Neben der Prandtlzahl sind auch die verwendeten Wärmekapazitäten für Luft, Abgas und Rohrmaterial temperaturabhängig und wurden bei der Modellierung durch Kennlinien gegeben.

Im folgenden soll untersucht werden, welche Längen Δx — theoretisch infinitesimal klein — für die Simulation zulässig sind und welche räumliche Temperaturverteilung sich bei einer Reihenschaltung mehrerer Rohrelemente ergibt. Es wurde ein Rohr der Länge $L_{Rohr} = 100$ cm untersucht, das aus einer Reihenschaltung von 10 Elementen der Länge $\Delta x = 10$ cm besteht. Die Parametrierung entspricht einem Abgasrohr aus Stahl mit einem Innendurchmesser von 5 cm und einer Materialstärke von 2 mm. Der Aufbau ist in Bild 5.6 zu sehen. Die Koppelgrößen sind Druck, Massenstrom, Temperatur und die Umströmgeschwindigkeit v_U , wobei sich lediglich die Temperatur T_{Gx} in x-Richtung ändert. Von Bedeutung sind die räumliche Verteilung der Austrittstemperaturen T_{Gx} und der zugehörigen Wandtemperaturen T_{Wx} sowie deren Zeitverhalten. Für die Simulation wurden folgende Randbedingungen gewählt:

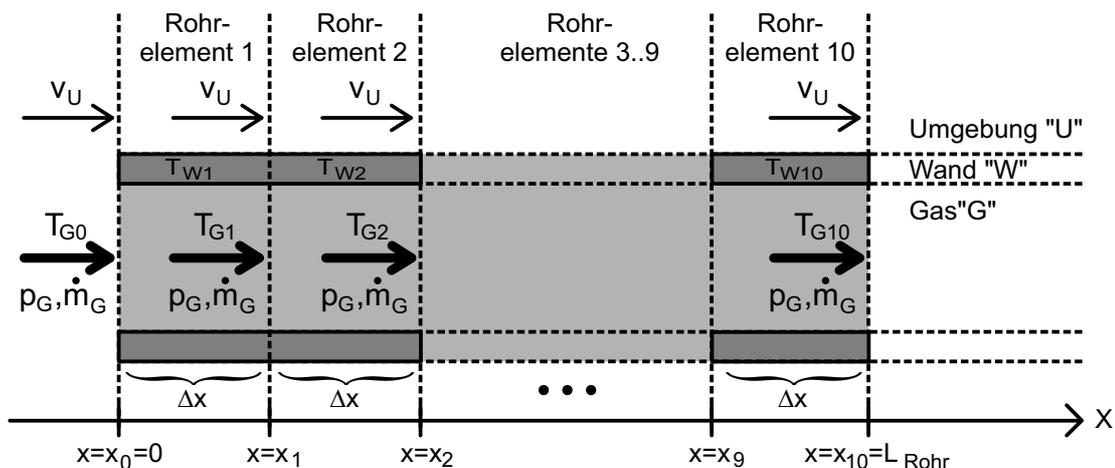


Bild 5.6: Reihenschaltung von Einwandrohrelementen

- Als Anfangsbedingung befinden sich Gas, Rohr und Umgebung auf gleichem Temperaturniveau bei einer Umgebungstemperatur von $T_U = 20^\circ\text{C}$.
- Für $t = 0..100\text{sec}$ strömt an der Stelle $x = x_0$ heißes Gas mit der Temperatur $T_{G0} = 400^\circ\text{C}$ in das Rohr. Das führt zu einem Temperaturgefälle Gas \rightarrow Wand \rightarrow Umgebung und zu einer Erwärmung der Rohrelemente. Daran anschließend wird für $t = 100..200\text{sec}$ kaltes Gas mit $T_{G0} = 20^\circ\text{C}$ eingeblasen, sodaß sich nun ein Wärmestrom Wand \rightarrow Gas ergibt.
- Der Massenstrom beträgt konstant $\dot{m}_G = 10\text{g/s}$, was in etwa dem Leerlaufabgasmassenstrom eines TDI mit 1,7l Hubraum entspricht. Der Druck im Rohr beträgt $p_G = 1\text{bar}$, die Umströmgeschwindigkeit $v_U = 10\text{m/s}$.

Die Zeitverläufe der Temperaturen im Rohrelement 1 und im Rohrelement 10 aus der Simulation sind in Abbildung 5.7 dargestellt. Im 1. Element steigt die Austrittstemperatur des strömenden Gases in den ersten Sekunden schnell an. Da die Wandtemperatur aber nur mit großer Zeitkonstante folgt, erfolgt auch bei der Gastemperatur ein weiterer, aber deutlich flacherer Anstieg. Es ist deutlich zu erkennen, daß dieser Vorgang bei etwaigen Vereinfachungen nicht mit einem PT-1 Verhalten beschrieben werden kann. Bei $t=100\text{sec}$ hat sich nach dem 1. Element eine Gastemperatur von 320°C und eine Wandtemperatur von 150°C eingestellt, wobei der Beharrungszustand noch nicht erreicht wurde. Nach $t=100\text{sec}$, wenn vorne kaltes Gas eingeblasen wird, erfolgt zunächst eine Erwärmung des Gases durch die zuvor erwärmte Rohrwand. Nach 200sec hat sich die Rohrwand schon deutlich abgekühlt.

Am Ende des Gesamtrohres bzw. nach Rohrelement 10 ergibt sich schon ein deutlich niedrigeres Temperaturniveau. Die Wandtemperatur steigt sehr viel langsamer, d.h. mit erheblich größerer Zeitkonstante als im 1. Element an. Dementsprechend ist die Auswirkung auf die Gastemperatur deutlich größer. Bei $t=100\text{sec}$ wird eine Gastemperatur von etwa 50°C und eine Wandtemperatur von knapp 35°C erreicht. Interessanterweise ist beim Abkühlvorgang nach $t=100\text{sec}$ die Gastemperatur immer noch größer als die Wandtemperatur, sodaß beide Temperaturen sehr langsam abfallen. Anmerkung: Der Corrective Augmentation Factor von $\text{CAF} = 2,0$ und die Queranströmung mit 10m/s führen hier zu einem relativ großen Wärmestrom zur Umgebung hin. Bei realen Abgasanlagen würden sich etwas günstigere Verhältnisse einstellen. An dieser Stelle sollten jedoch vor allem die Abkühleffekte veranschaulicht werden.

Die räumliche Temperaturverteilung, die sich über der Rohrlänge L_{Rohr} bei $t=100\text{sec}$ mit heißem Gas ergab, ist in Bild 5.8 dargestellt. Der Temperaturabfall des Gases sowie der Wandtemperatur ähnelt einer flachen e-Funktion. Dies bestätigt den Ansatz von J. Seiler [34], der zur Bestimmung der Temperatur am Rohrende einen Exponentialansatz verwendet: es wird nur der Temperaturabfall im ersten Rohrelement

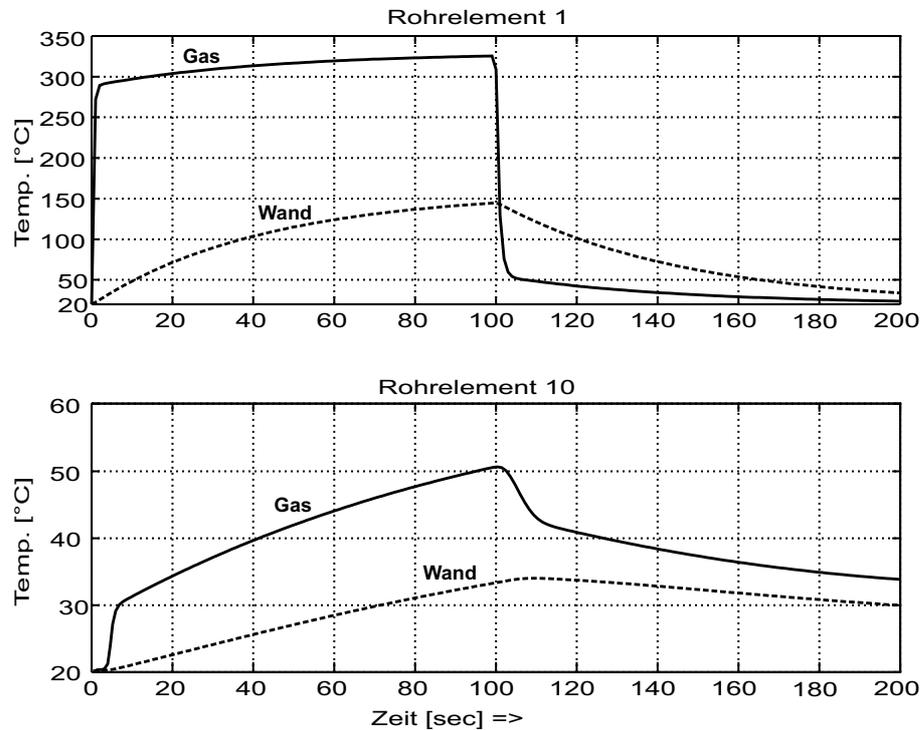


Bild 5.7: Zeitverlauf der Temperaturen beim Rohrversuch

berechnet, und mit Hilfe einer e-Funktion auf die gesuchte Temperatur am Rohrende geschlossen. Vor allem bei einem größeren Massenstrom wird der Verlauf noch erheblich flacher und ist von einer Gerade nicht zu unterscheiden. Bei größeren Massenströmen wird zwar der Wärmestrom in die Rohrwand größer, andererseits wird sehr viel mehr Energie durch das Gas transportiert, sodaß der resultierende Temperaturabfall deutlich geringer wird. Bei weiteren Versuchen hat sich gezeigt, daß Rohrstücke mit einer Länge von bis zu 30 cm mit nur einem Rohrelement bzw. ohne Exponentialansatz dargestellt werden können.

Vollkommen andere Verhältnisse stellen sich ein, wenn nach $t=100\text{ sec}$ plötzlich kaltes Gas in das Rohr einströmt. Dieser Fall tritt in der Praxis auf, wenn der Fahrer eines Kfz vom Gas geht und der Verbrennungsmotor im Schubbetrieb ungefeuert geschleppt wird (Schubabschaltung). Das zuvor aufgewärmte Rohr gibt nun seine Wärmeenergie zum großen Teil an das strömende Gas im Inneren ab und wird zusätzlich von außen gekühlt. Bei $t=200\text{ sec}$ ergibt sich die in Abbildung 5.9 dargestellte Temperaturverteilung. Die Rohrwand ist gegenüber Bild 5.8 bereits stark abgekühlt. Das in das Rohr eintretende Gas wird in der vorderen Hälfte des Rohres erwärmt. In der Mitte des Rohres kehren sich die Verhältnisse in diesem Beispiel um: die Rohrwand wird nun durch das Gas erwärmt. Die Energie aus dem vorderen Rohrteil wird nach hinten transportiert. Es ist ersichtlich, daß in diesem Fall der Ex-

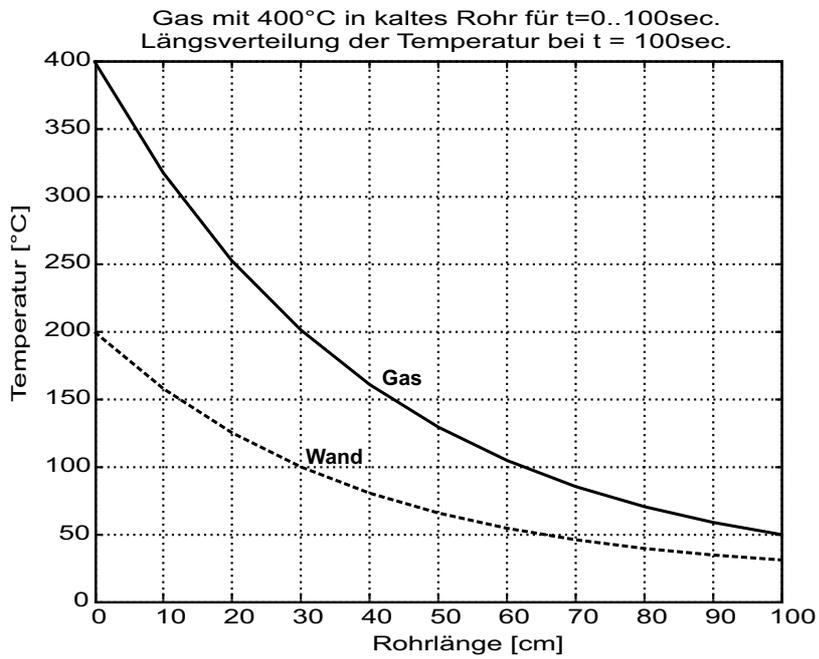


Bild 5.8: Räumliche Temperaturverteilung mit heißem Gas bei t=100 sec

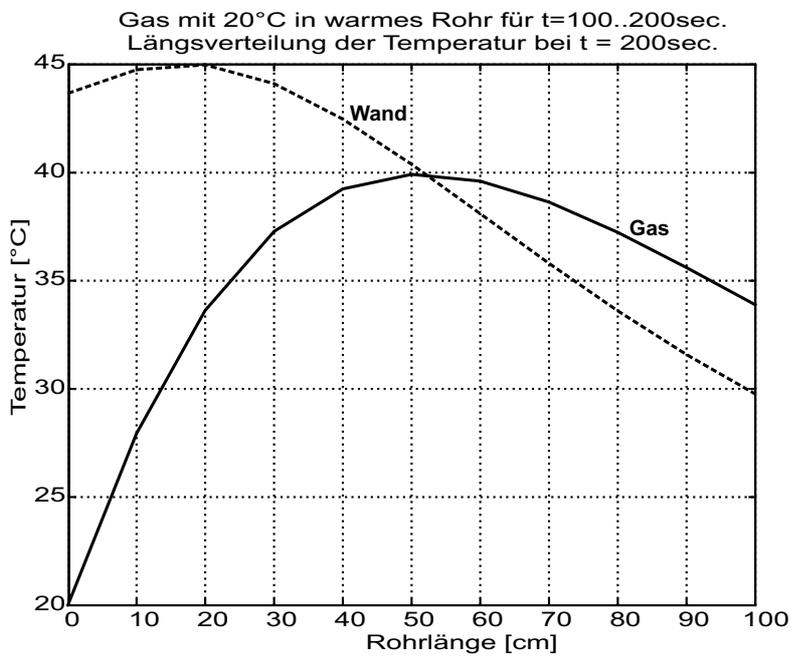


Bild 5.9: Räumliche Temperaturverteilung mit kaltem Gas bei t=200 sec

ponentialansatz nicht funktioniert. Seiler [34] schaltet daher für den Fall, daß kaltes Gas in ein heißes Rohr strömt, auf eine lineare Extrapolation um. Streng genommen funktioniert auch dieser Ansatz nur für sehr kurze Rohre, wie in Bild 5.9 zu sehen. Soll der Temperaturverlauf für längere Rohre in allen Fällen exakt wiedergegeben werden, kann dies nur durch eine Reihenschaltung gemäß Abbildung 5.6 geschehen. Je nach Massenstrom und Dauer dieses Vorganges können sich sehr unterschiedliche räumliche Verläufe der Temperatur ergeben. Ebenso wirkt sich die bestehende Temperaturverteilung in der Rohrwand vor einem Wechsel von heißem nach kaltem Gas auf das Ergebnis aus. Im Zyklusbetrieb sind zudem die zu betrachtenden Zeitabschnitte kürzer: im knapp 200 sec langen ECE-Citycycle treten 4 Perioden mit Bremsvorgängen und Schubabschaltung auf.

5.2.2 Zweiwandrohrmodell

Um vor allem die Anspringtemperaturen beim Kaltstart möglichst schnell erreichen zu können, müssen die Wärmeverluste in Teilen des Abgasstranges möglichst klein gehalten werden. Rohrabschnitte, die zu lang sind oder zu sehr angeströmt werden, benötigen daher eine Isolation. Dazu werden in der Regel sogenannte "Zweiwandrohre" verwendet. Die Isolation erfolgt entweder über einen Luftspalt zwischen Rohrrinnen- und Rohraußenwand oder durch eine Füllung des Spaltes mit Isolationsmaterial. Daher wurde analog zum Einwandrohrmodell auch ein Zweiwandrohrmodell für die Simulationsrechnungen entwickelt. In modifizierter Form, nämlich mit stark vergrößerter Innenwandoberfläche und laminarer Zellenströmung, kann dieses Modell auch zur eindimensionalen Berechnung des Wärmeüberganges in den Katalysatoren verwendet werden. Die Koppelgrößen entsprechen dem Einwandrohrmodell, sodaß eine Reihenschaltung möglich ist, wie sie im vorangegangenen Abschnitt beschrieben wurde.

Im Gegensatz zum Einwandrohr treten jetzt zwei Zustandsvariablen für die Wandtemperatur in der Innen- und Außenwand auf. Das Wärmespeichervermögen der Luft im Luftspalt ist wegen der geringen Masse der eingeschlossenen Luft ($\rho_{Luft} \ll \rho_{Wand}$) sehr viel geringer und kann daher vernachlässigt werden. Anderenfalls müßte für die Lufttemperatur im Spalt eine dritte Zustandsvariable eingeführt werden. Die Geometrie und die Wärmeströme des Zweiwandrohrmodells mit der Länge Δx sind in Abbildung 5.10 dargestellt. Bei den Geometriegrößen beschreibt der erste Index das Innen- bzw. Außenrohr und der zweite Index, ob es sich um die innere oder äußere Seite des Rohres handelt.

Der Ansatz für die Bestimmung der Gastemperaturen kann vom Einwandrohrmodell unverändert übernommen werden, siehe Gl. (5.1) und folgende. Mit den getroffenen Annahmen gilt für die Berechnung der Gasaustrittstemperatur T_{G2} und die mittlere Gastemperatur T_G :

$$T_{G2} = T_{G1} - \frac{\Delta x}{v_G} \cdot \left(\frac{\dot{Q}_{GW}}{m_G \cdot c_{pG}} + \dot{T}_G \right) \quad (5.15)$$

$$T_G = \frac{T_{G1} + T_{G2}}{2} \quad (5.16)$$

Für die Berechnungen der Wandtemperaturen können ebenfalls die für das Einwandrohr angestellten Vorüberlegungen wie in Gl. (5.7) ff übernommen werden. Die Bilanz der Wärmeströme muß hier neu aufgestellt werden. Für den Wärmeübergang im Luftspalt wird angenommen, daß ein Wärmestrom durch Wärmeleitung (Index "wl") der eingeschlossenen Luft und durch Strahlung existiert. Zusätzliche Effekte durch natürliche Konvektion (d.h. einer durch die Temperaturdifferenzen hervorgerufenen Strömung) oder durch Materialverbindungen vom Innen- zum Außenrohr werden vernachlässigt.

$$\dot{T}_{Wi} = \frac{\dot{Q}_{GW_i, konv} - \dot{Q}_{WiWa, wl} - \dot{Q}_{WiWa, strahl}}{m_{Wi} \cdot c_{Wi}} \quad (5.17)$$

$$\dot{T}_{Wa} = \frac{\dot{Q}_{WiWa, wl} + \dot{Q}_{WiWa, strahl} - \dot{Q}_{WaU, konv} - \dot{Q}_{WaU, strahl}}{m_{Wa} \cdot c_{Wa}} \quad (5.18)$$

Bei der Berechnung der Wärmeströme im Luftspalt wird als effektive Oberfläche der

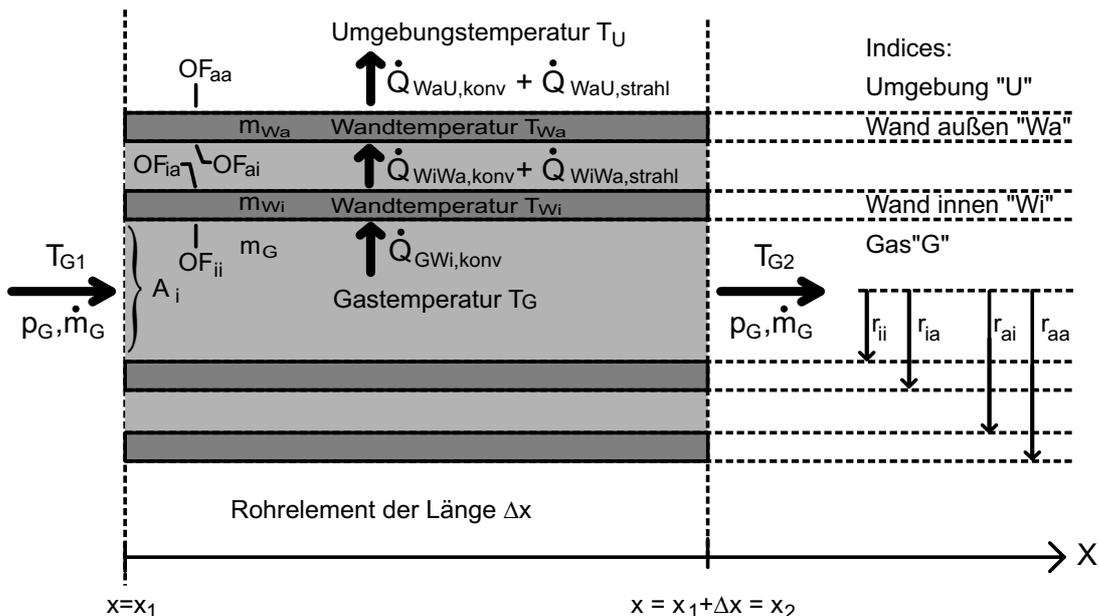


Bild 5.10: Geometrie und Wärmegrößen für das Zweiwandrohrelement

Mittelwert der beteiligten Rohroberflächen verwendet. Der Ansatz für die resultierende Konstante für Emission — Absorption des Wärmestromes durch Strahlung im Spalt wurde von [34] übernommen.

$$\dot{Q}_{GW_i, konv} = \alpha_{GW_i, konv} \cdot OF_{ii} \cdot (T_G - T_{W_i}) \quad (5.19)$$

$$\dot{Q}_{W_i W_a, wl} = \alpha_{W_i W_a, wl} \cdot \frac{OF_{ia} + OF_{ai}}{2} \cdot (T_{W_i} - T_{W_a}) \quad (5.20)$$

$$\dot{Q}_{W_i W_a, strahl} = \frac{1}{\frac{2}{\varepsilon_{W_{ia}}} - 1} \cdot \delta \cdot \frac{OF_{ia} + OF_{ai}}{2} \cdot (T_{W_i}^4 - T_{W_a}^4) \quad (5.21)$$

$$\dot{Q}_{W_a U, konv} = \alpha_{W_a U, konv} \cdot OF_{aa} \cdot (T_{W_a} - T_U) \quad (5.22)$$

$$\dot{Q}_{W_a U, strahl} = \varepsilon_{W_{aa}} \cdot \delta \cdot OF_{aa} \cdot (T_{W_a}^4 - T_U^4) \quad (5.23)$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten für Konvektion können mit den Berechnungsschemata für Gas \rightarrow Wand und Wand \rightarrow Umgebung ermittelt werden, die im Abschnitt für das Einwandrohr beschrieben sind. Die Berechnung des Koeffizienten für die Wärmeleitung im Luftspalt erfolgt über eine Näherungsformel für die entsprechende Wärmeleitfähigkeit $\lambda_{Luftsp.}$. Dabei wird für die Luftspalttemperatur der Mittelwert der Wandtemperaturen eingesetzt:

$$\text{Wärmeübergangskoeff. : } \alpha_{W_i W_a, wl} = \frac{\lambda_{Luftsp.}}{r_{ai} - r_{ia}}$$

$$\begin{aligned} \text{Wärmeleitfähigkeit : } \lambda_{Luftsp.} \approx & 0,024 + 8,5 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{T_{W_i} + T_{W_a}}{2} [^\circ C] \\ & - 3,2 \cdot 10^{-8} \cdot \left(\frac{T_{W_i} + T_{W_a}}{2} [^\circ C] \right)^2 \end{aligned}$$

Die Umsetzung des Zweiwandrohrelementes in ein Simulinkmodell ergibt für die wechselseitig verkoppelten Wandtemperaturen und Wärmeströme ein relativ komplexes Blockschaltbild. Es ist darauf zu achten, daß das Modell bei Reihenschaltung mehrerer Rohrelemente auch mit relativ niedrigen Samplezeiten von 200 oder gar 500 ms lauffähig (d.h. in allen denkbaren Systemzuständen stabil) ist, da sonst die Rechenzeit zu stark ansteigt. Das Modell wurde analog zu dem für das Einwandmodell beschriebenen Versuch mit der Simulation eines 100 cm langen Rohres getestet, wobei wieder 10 Elemente in Reihe geschaltet wurden. Um den Einfluß der Luftspaltisolierung zu veranschaulichen, wurden für das Innenrohr die Maße des Einwandrohres mit einem Innendurchmesser von 5 cm und einer Wandstärke von

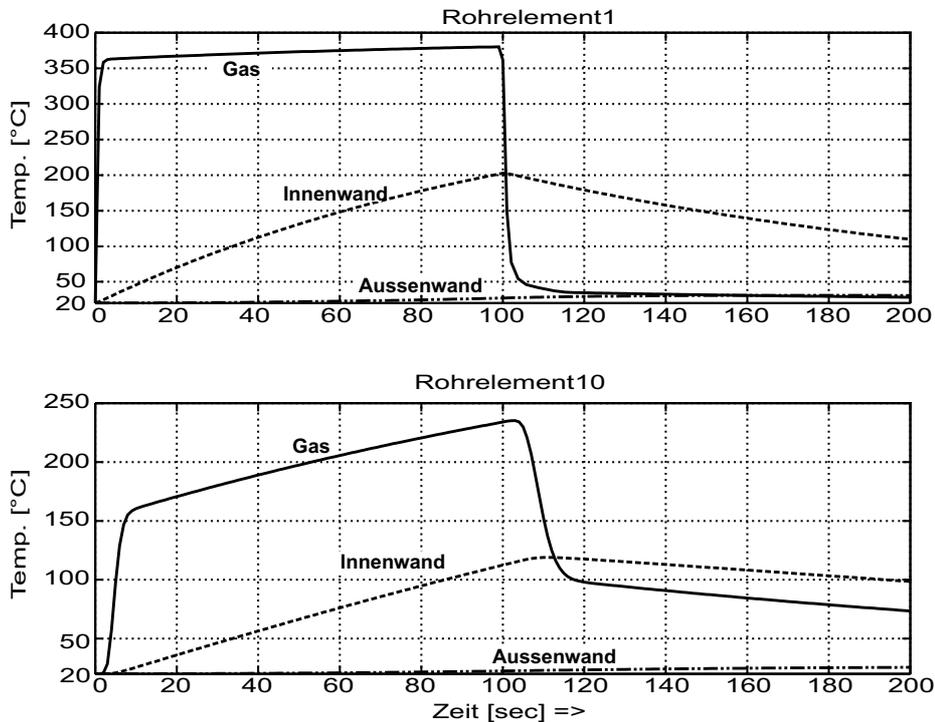


Bild 5.11: Zeitverlauf der Temperaturen beim Zweiwandrohrversuch

2 mm übernommen. Um dieses Rohr wurde nun ein zweites Rohr mit der gleichen Materialstärke gelegt, wobei sich ein Luftspalt von $r_{ai} - r_{ia} = 5$ mm ergibt. Die Simulation wurde mit exakt den gleichen Randbedingungen wie für das Einwandrohr durchgeführt; für $t=0..100$ sec wurde heiße Luft mit $T_0 = 400^\circ\text{C}$ eingeblasen, und für $t=100..200$ sec kalte Luft mit $T_0 = 20^\circ\text{C}$.

Die Zeitverläufe von Gastemperatur und den Wandtemperaturen im 1. und 10. Rohrelement sind in Bild 5.11 dargestellt. Wie zu erwarten, stellt sich in beiden Elementen nun ein höheres Niveau der Gastemperatur ein: bei $t=100$ sec beträgt die Gastemperatur nach dem 1. Element $T_G = 380^\circ\text{C}$ bei einer Innenwandtemperatur von $T_{Wi} = 200^\circ\text{C}$. Aufgrund der höheren Innenwandtemperatur ist der Wärmestrom vom strömenden Gas zur Wand deutlich geringer geworden. Am Rohrende werden immerhin noch $T_G = 230^\circ\text{C}$ bei $T_{Wi} = 110^\circ\text{C}$ erreicht, eine deutliche Verbesserung gegenüber dem Einwandrohr. Wegen der Queranströmung mit kalter Luft stellt sich beim Außenrohr jeweils ein sehr niedriges Temperaturniveau ein. Nach $t = 100$ sec wird das kalte Gas bis zum Rohrende auf Werte zwischen 70°C und 100°C erwärmt.

Eine Materialstärke von 2 mm ist für Abgasrohre relativ großzügig gewählt. Typische Werte sind 1,5 mm oder bei Zweiwandrohren auch 1,0 mm. Durch Verringerung der Wandstärke würde das Wärmespeichervermögen der Wand kleiner, d.h. sie würde sich schneller aufheizen und wieder schneller abkühlen. Solange heißes Gas

im Rohr strömt, würden sich vor allem am Rohrende deutlich höhere Temperaturen einstellen als dies in Bild 5.11 der Fall ist, wo die Gastemperatur erst langsam ansteigt.

Die räumliche Temperaturverteilung über der Rohrlänge beim Zweiwandrohrversuch ist für $t=100\text{ sec}$ in Abbildung 5.12 zu sehen. Der Temperaturabfall ist sehr viel geringer und flacher als beim Einwandrohr.

Abschließend seien noch Anhaltswerte zu den Einheiten und dem Wertebereich der wichtigsten Wärme- und Materialgrößen beigefügt, siehe Tabelle 5.2. Für die in den Formeln angeschriebenen Temperaturen ist der Wert prinzipiell in Kelvin einzusetzen, sofern nicht explizit die Einheit "°C" angegeben ist. Für Temperatur, Übergangskoeffizient, Wärmeleitfähigkeit und kinematische Viskosität wurde der sich aus dem besprochenen Simulationsbeispiel ergebende Wertebereich angegeben, und zwar für das 1. Zweiwandroherelement. Die Einflußgrößen Rohrgeometrie und Massenstrom wurden in diesem Beispiel konstant gehalten; Änderungen können sich entsprechend auf den angegebenen Wertebereich auswirken.

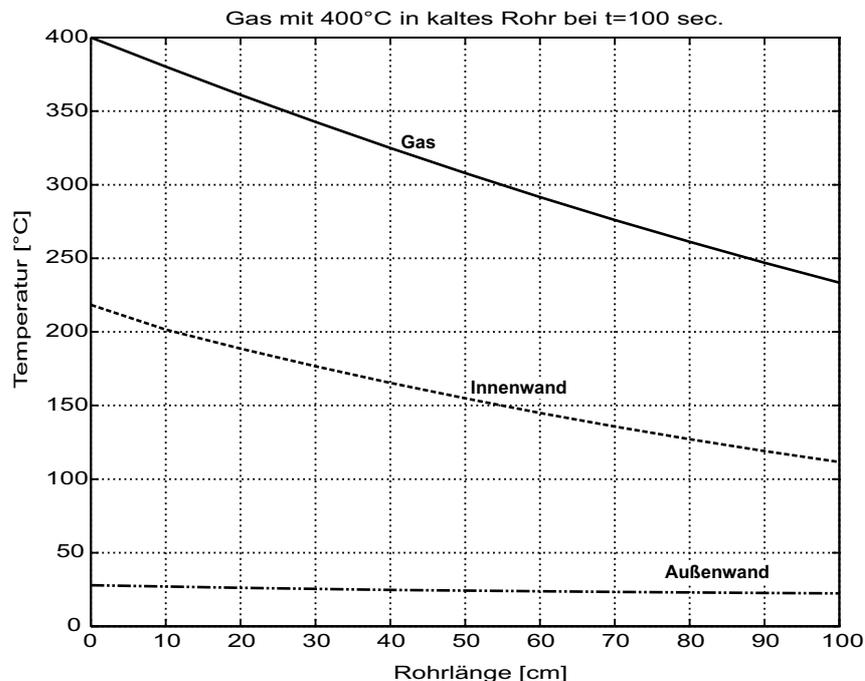


Bild 5.12: Räumliche Temperaturverteilung mit heißem Gas bei $t=100\text{ sec}$

Größe	Einheit	Wertebereich
Gastemperatur T	K	293 .. 660
Wärmestrom \dot{Q}	$J/s, W$	-60 .. 250
Übergangskoeffizient α	W/m^2K	29 .. 32
Wärmeleitfähigkeit λ	W/mK	0,025 .. 0,040
Kinemat. Viskosität ν	m^2/s	$1,5 \dots 5,5 \cdot 10^{-5} \text{ }^1$
Emissionskonstante ϵ	—	0,70 .. 0,80 (Luftspalt/Außen)
spez. Wärmekapazität cp	J/kgK	Luft: 1007 .. 1155 (20..800°C)
spez. Wärmekapazität c	J/kgK	Stahl: 450 .. 540 (0..400°C)
Innere Gaskonstante R_i	J/kgK	Luft: 287,2 Abgas: 308,0
Stefan-Boltzmann-Konst. δ	W/m^2K^4	$5,67 \cdot 10^{-8}$

Tabelle 5.2: Einheit und Wertebereich einiger Wärme- und Materialgrößen

5.3 Mittelwertmodell für einen TDI-Motor

Zur Bestimmung des Emissionsverhaltens muß das Wärmeverhalten des betrachteten Motors nachgebildet werden. Für den Eingang der Abgasanlage (am virtuellen Messpunkt im Abgasrohr direkt nach der ATL-Turbine) müssen die Größen Druck, Temperatur und Massenstrom bestimmt werden. Da die Betriebsführung des Verbrennungsmotors und die Fahrzeuggeschwindigkeit bereits in der vorgelagerten Zyklussimulation bestimmt worden sind, kann das Temperaturverhalten in einer Art Rückrechnung von der Welle aus bestimmt werden. In Abbildung 5.13 ist die grundsätzliche Struktur des TDI-Modells mit seinen Schnittstellen dargestellt. Die Eingangsgrößen sind die Zeitverläufe von Drehzahl und Moment an der Motorwelle sowie die Fahrgeschwindigkeit. Aus Drehzahl und Moment kann die Kraftstoffmenge mit Hilfe des Einspritzmengenkennfeldes bestimmt werden. Mit Kennfeldern können ebenso die AGR-Rate und der Ladedruck (nur für stationären Betrieb) vorgegeben sein. Aus der Fahrgeschwindigkeit kann eine mittlere Strömgeschwindigkeit im Motorraum abgeschätzt werden.

Das Mittelwertmodell beschreibt schrittweise vom Ansauglufttrakt bis zum Abgas- trakt die einzelnen Komponenten, deren Bezeichnung in Abbildung 5.13 kursiv gedruckt ist. Es gibt mehrere Rückführungen, die zu einer rekursiven Verkopplung der Komponenten führt: Die Kopplung von Verdichter und Turbine (ATL-Leistung), die Abgasrückführung (AGR-Temperatur) und die Ladedrucksteuerung unter Verwendung eines Wastegate (Ladedruck ATL-Verdichter). Da der Ansaugluftmassenstrom

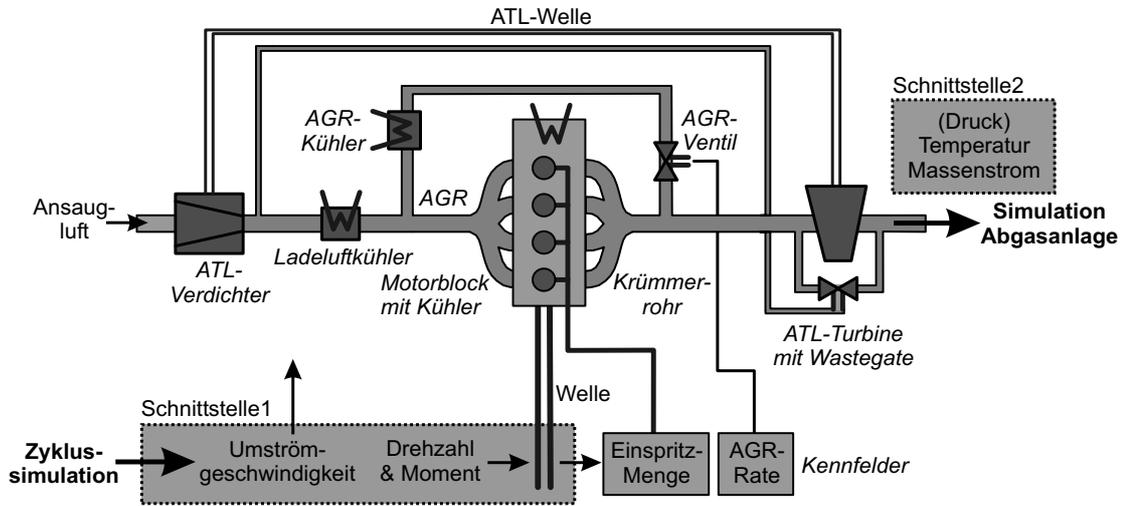


Bild 5.13: Struktur des TDI-Modells mit Modellschnittstellen

erst in der Komponente “Motorblock“ bestimmt werden kann, aber zur Wärmeübergangsrechnung im Ansauglufttrakt benötigt wird, ergibt sich der Luftmassenstrom als weitere Rückführgröße. Die Rückführungen werden in den folgenden Abschnitten mit dem Zeichen “ \leftarrow “ symbolisiert.

5.3.1 Ansauglufttrakt mit AGR

Die erste Zustandsänderung erfährt die angesaugte Luft im Verdichter. Dabei werden Druck und Temperatur erhöht. Die Zustandsänderung lässt sich näherungsweise durch eine Polytrope mit dem Polytropenexponenten $\kappa = 1,4$ und dem Verdichtungsverhältnis Π_{VD} als Druckverhältnis zwischen Auslass und Einlass beschreiben. Das Verdichtungsverhältnis kann über ein Kennfeld bestimmt werden, wenn hohe stationäre Genauigkeit erforderlich ist.

In der Zyklussimulation ist jedoch trotz einiger Toleranzen bei der Modellierung eine Bestimmung durch ein ATL-Modell sinnvoller, weil das Warmlaufverhalten besser abgebildet werden kann: bei kaltem Motor ist das Energiegefälle an der Turbine geringer als bei warmem Motor, was zu einer niedrigeren Verdichtung führt. Die Berechnung von Π_{VD} erfolgt später im Block “Turbine“. Die Eingangsgrößen für den Verdichter sind die Umgebungstemperatur T_U und der Luftdruck p_U :

$$\text{Verdichter : } T_{VD} = T_U \cdot \Pi_{VD}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.24)$$

$$p_{VD} = \Pi_{VD} \cdot p_U \quad (5.25)$$

$$\text{mit } \Pi_{VD} \leftarrow \text{Turbine} \quad (5.26)$$

Im nächsten Schritt muß die erwärmte Ansaugluft wieder abgekühlt werden, um die Gasdichte der Ansaugluft möglichst groß zu halten. (Durch eine große Luftmasse im Zylinder kann die Leistung einer Verbrennungskraftmaschine gesteigert werden.) Die Modellierung des Ladeluftkühlers erfolgt durch ein modifiziertes Einwandrohrmodell (“EWR“), bei dem zur Nachbildung der Kühleroberfläche die Rohroberfläche OF_a mit Hilfe eines neu eingeführten Faktors vergrößert wurde. Zusätzlich wurde für das EWR eine konstante Umströmgeschwindigkeit vorgegeben, die das Verhalten eines Lüfters nachbilden soll. Der Ansaugluftmassenstrom \dot{m}_{Ans} wird später im Block “Motorblock“ bestimmt. Der Einsatz des Einwandrohrmodells wird mit der Schreibweise “ $EWR\{Eingangsgrößen\}$ “ symbolisiert:

$$\begin{aligned} \text{Ladeluftkühler : } T_{LLK} &= EWR\{T_{VD}, p_{VD}, \dot{m}_{Ans}, v_{Lüfter}\} \\ &\text{mit } \dot{m}_{Ans} \leftrightarrow \text{Motorblock} \end{aligned}$$

Parallel zur Ladeluft muß auch die rückgeführte Abgasmenge, die im AGR-Ventil abgezweigt wurde, gekühlt werden. Die Berechnung erfolgt analog mit einem modifizierten Einwandrohrmodell. Temperatur und Druck des Abgases am AGR-Ventil entsprechen den Werten am Ausgang des Krümmerrohres, der Massenstrom wird über das Ventil eingestellt. Diese Größen können erst später bestimmt werden. Sie dienen jedoch als Eingangswerte für das AGR-Kühlermodell und müssen daher rückgeführt werden:

$$\begin{aligned} \text{AGR - Kühler : } T_{AGK} &= EWR\{T_{KR}, p_{KR}, \dot{m}_{AGR}, v_{Lüfter}\} \\ &\text{mit } T_{KR}, p_{KR}, \dot{m}_{AGR} \leftrightarrow \text{AGR - Ventil/Krümmer} \end{aligned}$$

Eine Zusammenführung von Ansaugluftmassenstrom und rückgeführtem Abgas kann vor oder nach dem Ladeluftkühler erfolgen. Wie in Abbildung 5.13 dargestellt, erfolgt die AGR-Beimischung im TDI-Modell erst nach dem Ladeluftkühler. Die Temperaturberechnung des Gasmischs kann über eine Gewichtung mit Massenstrom und Wärmekapazität erfolgen:

$$T_{Ans} = \frac{\dot{m}_{Ans} \cdot cp_{Ans} \cdot T_{LLK} + \dot{m}_{AGR} \cdot cp_{AGR} \cdot T_{AGK}}{\dot{m}_{Ans} \cdot cp_{Ans} + \dot{m}_{AGR} \cdot cp_{AGR}} \quad (5.27)$$

$$p_{Ans} \approx p_{VD} \quad (5.28)$$

Eine Rückwirkung des Gegendrucks der Turbine über die Abgasrückführung auf den Ladedruck wird vernachlässigt. Die Druckdifferenz wird am AGR-Ventil gedros-

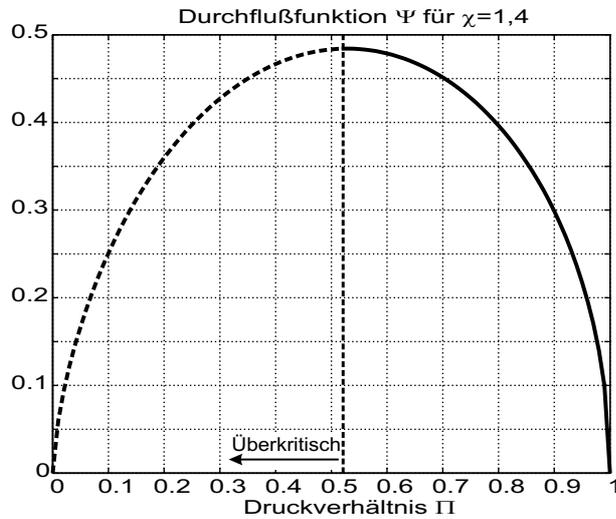


Bild 5.14: Durchflußfunktion einer Düse

selt. Damit sind die zur Bestimmung des Ansaugluftmassenstromes erforderlichen Größen, d.h. Druck und Temperatur des angesaugten Gases, bestimmt. Für die Bestimmung des Ansaugluftmassenstromes wurde ein Ansatz gewählt, der auf der Düsendurchflußgleichung des Gases am Einlassventil und auf der Zustandsgleichung des Gases im Zylinder basiert. Die zu verwendende Durchflußfunktion Ψ hat folgende allgemeine Form [13], [9], wobei Π wieder das Druckverhältnis zwischen Auslass und Einlass beschreibt, das in diesem Fall (Entspannung) kleiner eins ist:

$$\Psi = \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \left[\Pi^{\frac{2}{\chi}} - \Pi^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (5.29)$$

$$\Pi = \frac{p_{\text{Auslass}}}{p_{\text{Eintritt}}} = \frac{p_{\text{Zyl}}}{p_{\text{Ans}}} < 1 \quad (5.30)$$

Mit Hilfe dieser Funktion kann berechnet werden, welcher Volumen- bzw. Massenstrom sich an einer Düse in Abhängigkeit des Druckverhältnisses Π einstellt. Mit dieser Düsenfunktion soll der Druckabfall am Einlassventil nachgebildet werden: im folgenden entspricht daher der Druck auf der Einlass-Seite dem Ansaugluftdruck p_{Ans} . Der Druck an der Auslass-Seite entspricht einem mittleren Zylinderinnendruck beim Ansaugvorgang und wird mit “Zyl“ indexiert. Die Gestalt der Durchflußfunktion ist in Abbildung 5.14 dargestellt. Der maximal mögliche Durchfluß stellt sich für $\chi = 1,4$ bei einem kritischen Druckverhältnis nahe $\Pi = 0,5$ ein. Ein kleineres Druckverhältnis kann sich an der Düse selbst nicht einstellen — bei weiterer Absenkung des Druckverhältnisses würde der Druck erst nach der Düse weiter abgebaut, ohne daß sich der Durchflußstrom ändert [13].

Mit dem Mündungsquerschnitt A_m sowie Druck und Temperatur vor der Düse kann der sich einstellende Massenstrom bestimmt werden, der in diesem Fall dem gesuchten \dot{m}_{Ans} entspricht:

$$\dot{m}_{Ans} = A_m \cdot p_{Ans} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_{i,Gas} \cdot T_{Ans}}} \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \left[\Pi^{\frac{2}{\chi}} - \Pi^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (5.31)$$

Zur Berechnung fehlt der Druckabfall Π am Einlassventil. Eine weitere Information kann jedoch die Zustandsgleichung [3] des Gases im Zylinder liefern:

$$p_{Zyl} \cdot V_{Zyl} = m_{Zyl} \cdot R_{i,Gas} \cdot T_{Zyl} \quad (5.32)$$

Da sich beim Ansaugvorgang alle Zustandsgrößen in Gl. (5.32) ändern, müßte im Prinzip eine Kreisprozessrechnung zur Bestimmung der Zeitverläufe angesetzt werden [24]. Diese würde die Rechnung jedoch erheblich verkomplizieren und den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Der Vorteil von Mittelwertmodellen besteht hingegen darin, daß für die Kreisprozessgrößen über einen Arbeitstakt hinweg mittlere Werte angenommen werden können. Dieser Weg soll auch im folgenden besprochen werden. Für Druck und Temperatur werden im Ansaugvorgang Mittelwerte angesetzt, ebenso für die zeitliche Änderung von Gasmasse und Volumen. Abgeleitet nach der Zeit ergibt sich dann aus Gl. (5.32):

$$p_{Zyl} \cdot \frac{\partial V_{Zyl}}{\partial t} = \frac{\partial m_{Zyl}}{\partial t} \cdot R_{i,Gas} \cdot T_{Zyl} \quad (5.33)$$

Die mittlere Änderung des Zylindergasvolumens bezieht sich dabei auf den gemittelten Ansaugvorgang aller Zylinder, der bei dieser Betrachtung quasi stetig abläuft. Sie kann über das Hubvolumen V_{Hub} , das Verdichtungsverhältnis ϵ und die Motordrehzahl N_{VM} bestimmt werden:

$$\frac{\partial V_{Zyl}}{\partial t} = \dot{V}_{Zyl} = \frac{1}{2} V_{Hub} \cdot \frac{N_{VM}}{60} \cdot \frac{\epsilon - 1}{\epsilon} \quad (5.34)$$

Die mittlere Änderung der Gasmasse im Zylindervolumen entspricht in diesem Fall dem gesuchten Ansaugluftmassenstrom:

$$\frac{\partial m_{Zyl}}{\partial t} = \dot{m}_{Ans} \quad (5.35)$$

Zinner [45] gibt für die Temperatur der Zylinderladung im unteren Totpunkt eine Näherungsformel an, die hier für die mittlere Gastemperatur verwendet werden kann:

$$T_{Zyl} \approx 313 + \frac{5}{6} \cdot (T_{Ans} [^{\circ}C]) \quad (5.36)$$

Als letzte Größe ist noch immer der Druck im Zylinder bzw. das Druckverhältnis am Einlassventil zu bestimmen. Dazu kann zunächst Gl. (5.33) nach dem Ansaugluftmassenstrom aufgelöst werden:

$$\dot{m}_{Ans} = \frac{p_{Zyl} \cdot \dot{V}_{Zyl}}{R_{i,Gas} \cdot T_{Zyl}} \quad (5.37)$$

Nach Gleichsetzen mit Gl. (5.31) und einigen Umformungsschritten mit $\Pi = \frac{p_{Zyl}}{p_{Ans}}$ erhält man:

$$\frac{\dot{V}_{Zyl}}{T_{Zyl} \cdot A_m} \cdot \sqrt{\frac{T_{Ans}}{R_{i,Gas}}} = \Pi^{-1} \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \left[\Pi^{\frac{2}{\chi}} - \Pi^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (5.38)$$

Nach weiteren Rechenschritten kann man dies in eine Quadratische Gleichung für $\Pi^{\frac{1-\chi}{\chi}}$ überführen und auflösen:

$$0 = \left[\Pi^{\frac{1-\chi}{\chi}} \right]^2 - \Pi^{\frac{1-\chi}{\chi}} - \left[\frac{\dot{V}_{Zyl}}{T_{Zyl} \cdot A_m} \right]^2 \cdot \frac{T_{Ans}}{R_{i,Gas}} \cdot \frac{\chi-1}{2\chi} \quad (5.39)$$

$$\Pi = \left[\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \left[\frac{\dot{V}_{Zyl}}{T_{Zyl} \cdot A_m} \right]^2 \cdot \frac{T_{Ans}}{R_{i,Gas}} \cdot \frac{\chi-1}{2\chi}} \right]^{\frac{\chi}{1-\chi}} \quad (5.40)$$

Mit Gl. (5.37), der mittleren Änderung des Ansaugvolumens Gl. (5.34) und der Näherungsformel für die Ladungstemperatur Gl. (5.36) kann somit der gesuchte Ansaugluftmassenstrom endgültig bestimmt werden:

$$\dot{m}_{Ans} = \frac{p_{Zyl} \cdot \dot{V}_{Zyl}}{R_{i,Gas} \cdot T_{Zyl}} = \Pi \cdot \frac{p_{Ans} \cdot \dot{V}_{Zyl}}{R_{i,Gas} \cdot T_{Zyl}} \quad (5.41)$$

Der hier gefundene Rechenansatz erscheint auf den ersten Blick etwas umständlich, erlaubt aber eine formelmäßige Bestimmung des Ansaugluftmassenstromes ohne eine Vielzahl von zu bestimmenden Parametern. In anderen Mittelwertmodellen wird die Zustandsänderung der Ansaugluft vernachlässigt und nur der Volumenstrom gemäß Gl. (5.34) bestimmt. Insgesamt liefert die hier vorgestellte Methode jedoch über

weite Betriebsbereiche eines TDI relativ genaue Werte für den Massenstrom. Dies ist die Grundlage für die weiteren Rechenschritte zur Temperaturbestimmung. Die Mündungsfläche A_m der Düse bzw. des Einlassventils kann als Abgleichparameter verwendet werden.

5.3.2 Abgastrakt mit ATL

Analog zu der mittelwertmäßigen Betrachtung des Ansaugvorganges werden auf der Abgasseite die drei verbleibenden Arbeitstakte des Kreisprozesses — Kompression, Verbrennung mit Expansion sowie der Ausstoßvorgang — bilanziert und durch einen kontinuierlichen, für alle Zylinder gemittelten Vorgang angenähert. Da die mechanische Leistung durch Drehzahl und Moment schon bekannt ist und die in der Verbrennung zugeführte Wärmeleistung über die Einspritzmenge bestimmt werden kann, liefert eine Energiebilanz die Verlustleistung, die im Motor als Abwärme anfallen muß, welche letztlich das Abgas und die Zylinderwände erwärmt. Diese thermische Verlustleistung wurde bereits bei der Onlineoptimierung in der Energiebilanz der Gütefunktion verwendet. Durch das be-Kennfeld ist der Wirkungsgrad der Maschine implizit gegeben, da in jedem Kennfeldpunkt die Einspritzmenge auf die mechanische Leistung bezogen ist. Die zu bestimmenden fiktiven “inneren Größen“ des Mittelwertmodells werden im folgenden mit dem Index “VMI“ bezeichnet.

Das im Verbrennungsmotor erzeugte “innere Moment“ teilt sich auf in das an der Welle abgreifbare Nutzmoment M_{VM} und in das Reibmoment M_{Reib} zur Kompensation der Reibungsverluste im Zylinder und im Kurbeltrieb. Prinzipiell kann diesem Moment auch der Energieverbrauch der Ventilsteuerung zugeschlagen werden, die über den Riementrieb ein zusätzliches Moment von der Welle abzweigt. Für das TDI-Modell wurde eine Kennlinie für das Reibmoment angesetzt, die durch einen zusätzlichen Skalierparameter beeinflusst werden konnte. Dieser ermöglichte einen besseren Modellabgleich über den gesamten Betriebsbereich.

Die Einspritzmenge kann aus dem in der Zyklussimulation verwendeten be-Kennfeld (spez. Verbrauch in g/kWh) bestimmt werden. Im Abgastrakt addiert sich der Brennstoffmassenstrom zum Ansaugluftmassenstrom. Die hier verwendete Einheit ist kg/s:

$$\dot{m}_{Br} = be(N_{VM}, M_{VM}) \cdot N_{VM} \cdot M_{VM} \cdot \frac{2\pi}{60} \cdot \frac{1}{3,6 \cdot 10^9} \quad (5.42)$$

$$\dot{m}_{VMI} = \dot{m}_{Ans} + \dot{m}_{Br} \quad (5.43)$$

Wenn man die Verlustleistung als Wärmestrom in das Abgas interpretiert, kann man aus der Differenz von Verbrennungsleistung und mechanisch abgeführter Leistung die Zunahme der mittleren Gastemperatur im Motor bestimmen:

$$T_{VMI} = T_{AGR} + \frac{\eta_{VB} \cdot \dot{m}_{Br} \cdot H_{Br} - N_{VM} \cdot (M_{VM} + M_{Reib}) \cdot \frac{2\pi}{60}}{cp_{VMI} \cdot \dot{m}_{VMI}} \quad (5.44)$$

Dabei ist η_{VB} der thermische Wirkungsgrad der Verbrennung und H_{Br} der spezifische Heizwert des Brennstoffes. Für Dieselkraftstoff hat er den Wert $H_{Br} = 42,5 \text{ MJ/Kg}$. T_{AGR} war die mittlere Gastemperatur vor dem Ansaugvorgang. Die Erhöhung der Temperatur während des Ansaugvorganges (T_{Zyl}) wird letztlich über die Zylinderwand bzw. den Zylinderkopf durch den Wärmestrom der Verbrennung aufgebracht und ist daher bereits mitbilanziert.

Zur Bestimmung des Wärmestromes vom Abgas über die Zylinderwand bzw. die Auslasskanäle in den Motorblock wurde der Ansatz von Seiler [34] verwendet, der dafür ein unparametriertes Rohrmodell verwendet. (Bei Seiler wurde ein nichtaufgeladener Ottomotor untersucht, sodaß Massenstrom und Temperatur in einfacher Weise aus vermessenen Kennfeldern bestimmt werden konnten. Für die innere Motortemperatur wurde ein Kennfeld aus den Krümmertemperaturen rückgerechnet.) Für den TDI wurde ein modifiziertes EWR-Modell angesetzt. Zur Nachbildung des Kühlerverhaltens wurde die Wandtemperatur ab einem bestimmten Wert begrenzt, was einer Abfuhr des eingebrachten Wärmestromes durch einen temperaturgeregelten Kühler nach außen entspricht. Beim Modellabgleich ergab sich eine Wandgrenztemperatur, die etwas oberhalb der üblichen Motortemperatur von 90°C liegt. Das EWR-Modell wurde als langes und sehr dickes Rohr parametrisiert, dessen Masse annähernd der des Motorblockes entspricht. Für den im EWR erforderlichen Gasdruck wurde der Druck im Krümmer verwendet, der dem Gegendruck der Turbine entspricht und daher aus dem Turbinenmodell rückgeführt werden muß:

$$\begin{aligned} \text{Motorblock : } T_{MB} &= \text{EWR}\{T_{VMI}, p_{Kr}, \dot{m}_{VMI}, v_u\} \\ &\text{mit } p_{Kr} \leftrightarrow \text{Gegendruck Turbine} \end{aligned}$$

Im nächsten Schritt muß der Temperaturverlust im Krümmer berechnet werden, was ebenfalls durch ein Einwandrohrmodell erfolgt. Wegen der großen Verwirbelung muß der Corrective Augmentation Factor CAF möglichst hoch angesetzt werden, d.h. es ergibt sich hier ein besonders großer Wandwärmestrom.

$$\text{Krümmer : } T_{Kr} = \text{EWR}\{T_{MB}, p_{Kr}, \dot{m}_{VMI}, v_u\}$$

Durch das AGR-Ventil wird ein Teil des Abgasmassenstromes vor der Turbine abgezweigt. Die AGR-Rate r_{AGR} wird durch ein Kennfeld über Drehzahl und Moment des TDI vorgegeben:

$$\begin{aligned} \text{AGR} - \text{Ventil} : \quad \dot{m}_{AGR} &= r_{AGR} \cdot \dot{m}_{VMI} \\ \dot{m}_{Tur} &= (1 - r_{AGR}) \cdot \dot{m}_{VMI} \end{aligned}$$

An der Turbine des Abgasturboladers erfährt das Abgas eine (adiabatische) polytrope Zustandsänderung, wobei das Gas Arbeit verrichtet und zusätzlich Wärmeenergie abgibt. Dabei nehmen die innere Energie U sowie die Verschiebungsenergie $p \cdot V$ ab. Die abgegebene mechanische Arbeit läßt sich allgemein über die Enthalpiedifferenz ΔH bestimmen:

$$\text{Enthalpie vor Turbine} : \quad H_1 = U_1 + p_1 \cdot V_1 \quad (5.45)$$

$$\text{Enthalpie nach Turbine} : \quad H_2 = U_2 + p_2 \cdot V_2 \quad (5.46)$$

$$\text{Enthalpiedifferenz} : \quad \Delta H = H_2 - H_1 = W_{mech} \quad (5.47)$$

Die Expansion führt letztlich zu einem Druck- und Temperaturabfall des die Turbine durchströmenden Abgases. Die Modellierung der Turbine kann erheblich vereinfacht werden, wenn man mit einem Ersatzdüsenmodell rechnet. Dabei wird ein Ersatzprozess an einer Düse betrachtet, der mit der schon verwendeten Durchflußgleichung Gl. (5.31) beschrieben werden kann.

Für das TDI-Modell sind der Druck vor der Turbine bzw. im Krümmer p_{Kr} sowie die Temperatur nach der Turbine T_{Tur} in Abhängigkeit des Gegendrucks der Abgasanlage p_{GA} und der schon bestimmten Abgastemperatur nach dem Krümmer T_{Kr} gesucht. Das Druckverhältnis Π_{Tur} ist wieder der Auslassdruck bezogen auf den Einlassdruck und wegen der Expansion kleiner eins:

$$\text{Nach Turbine} : \quad T_{Tur} = T_{Kr} \cdot \Pi_{Tur}^{\frac{\chi-1}{\chi}} \quad (5.48)$$

$$\text{Vor Turbine} : \quad p_{Kr} = p_{GA} / \Pi_{Tur} \quad (5.49)$$

Zu bestimmen wäre somit das Druckverhältnis Π_{Tur} an der Turbine unter Verwendung der Düsen-Durchflußgleichung, die in diesem Falle auch als sogenannte 2. Hauptgleichung des ATL bezeichnet wird [45]:

$$\dot{m}_{Tur} = (A_{Tur} + A_{WG}) \cdot p_{Kr} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_{i,Gas} \cdot T_{Kr}}} \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi-1} \cdot \left[\Pi_{Tur}^{\frac{2}{\chi}} - \Pi_{Tur}^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (5.50)$$

Bei dem untersuchten TDI-Motor besaß der ATL eine Wastgateregelung. Dabei handelt es sich um ein Abblaseventil in Form eines Bypasses parallel zur Turbine, das im Falle eines zu hohen Ladedrucks geöffnet werden kann. Ein Teil des Abgases strömt dann an der Turbine vorbei, wodurch der Gegendruck gesenkt und das Enthalpiegefälle verringert werden kann. Beim Ersatzdüsenmodell kann dies als Parallelschaltung zweier Düsen — Turbine und Wastgate — betrachtet werden, die durch eine Ersatzdüse mit der Mündungsfläche $A_m = A_{Tur} + A_{WG}$ beschrieben werden kann. Der Ventilquerschnitt A_{WG} unterliegt dabei den Eingriffen der Wastgateregelung.

Ähnlich wie bei der Betrachtung des Ansaugvorganges kann man durch Umformung von Gl. (5.50) mit $p_{Kr} = p_{GA}/\Pi_{Tur}$ eine quadratische Gleichung erhalten und diese nach Π_{Tur} auflösen:

$$\frac{\dot{m}_{Tur} \cdot \sqrt{R_{i, Gas} \cdot T_{Kr}}}{(A_{Tur} + A_{WG}) \cdot p_{GA}} = \Pi_{Tur}^{-1} \cdot \sqrt{\frac{2\chi}{\chi - 1} \cdot \left[\Pi_{Tur}^{\frac{2}{\chi}} - \Pi_{Tur}^{\frac{\chi+1}{\chi}} \right]} \quad (5.51)$$

$$0 = \left[\Pi_{Tur}^{\frac{1-\chi}{\chi}} \right]^2 - \Pi_{Tur}^{\frac{1-\chi}{\chi}} - \frac{\dot{m}_{Tur}^2 \cdot R_{i, Gas} \cdot T_{Kr}}{[(A_{Tur} + A_{WG}) \cdot p_{GA}]^2} \cdot \frac{\chi - 1}{2\chi} \quad (5.52)$$

$$\Pi_{Tur} = \left[\frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{\dot{m}_{Tur}^2 \cdot R_{i, Gas} \cdot T_{Kr}}{[(A_{Tur} + A_{WG}) \cdot p_{GA}]^2} \cdot \frac{\chi - 1}{2\chi}} \right]^{\frac{\chi}{1-\chi}} \quad (5.53)$$

Prinzipiell müßte die Größe p_{GA} in den Modellblöcken der Abgasanlage bestimmt und dann rückgeführt werden. Ein mäßiger bis geringer Druckabfall ist in den Katalysatoren zu erwarten, der sich als Gegendruck an der Turbine bemerkbar machen würde. Partikelfilter, die einen signifikanten Gegendruck erzeugen können, was sich auch auf den Kreisprozess und die Verbrauchswerte auswirken kann, sollen hier nicht untersucht werden. Um unnötige Verkopplungen zu vermeiden und um das TDI-Modell auch ohne nachgeschaltete Abgasanlage testen zu können, erfolgt die Berechnung im Block "Turbine". Versuche, die Druckverluste in einem Katalysator durch entsprechende Modelle zu beschreiben, führten wegen Unsicherheiten bei der Parametrierung nicht zu einem zufriedenstellenden Ergebnis. Daher wurde eine Übersichtsformel mit einer pauschalen Berücksichtigung des Massenstromes zur Annäherung typischer Werte für Abgasanlagen angesetzt:

$$p_{GA} \approx p_u \cdot (1 + const. \cdot \dot{m}_{Tur}) \quad (5.54)$$

Nach Bestimmung der turbinenseitigen Verhältnisse des ATL kann über die Energiebilanz und das Wirkungsgradverhalten auf das Verdichtungsverhältnis Π_{VD} an der Ansaugluftseite geschlossen werden. Gemäß Zinner [45] kann dies über die 1. Hauptgleichung des ATL geschehen:

$$\Pi_{VD} = \left[1 + \frac{\dot{m}_{Tur}}{\dot{m}_{VD}} \cdot \frac{cp_{Tur}}{cp_{VD}} \cdot \frac{T_{Kr}}{T_U} \cdot \beta \cdot \eta_{VD} \cdot \eta_{Tur} \cdot \left(1 - \Pi_{Tur}^{\frac{1-\chi}{\kappa}} \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.55)$$

Dazu sind einige Anmerkungen und Änderungen vorzunehmen. Ohne Wastegate wäre das Verhältnis der Massenströme in Verdichter und Turbine ungefähr gleich eins, wenn man den Brennstoffmassenstrom vernachlässigt. Durch den Bypass des Wastegates kann jedoch der Massenstrom durch die Turbine relativ zum Verdichter abgesenkt werden. Es wird angenommen, daß diese relative Absenkung ungefähr dem Verhältnis der Querschnittsflächen entspricht. Die Wirkungsgrade von Verdichter und Turbine werden zu einem ATL-Gesamtwirkungsgrad zusammengefaßt, der durch eine Kennlinie in Abhängigkeit des Massenstromes durch die Turbine (ohne Wastegate) gegeben wird. Diese Kennlinie kann auch zum besseren Abgleich des Ladedruckes in einigen Betriebsbereichen modifiziert werden.

$$\frac{\dot{m}_{Tur}}{\dot{m}_{VD}} = \frac{A_{Tur}}{A_{Tur} + A_{WG}} \quad (5.56)$$

$$\eta_{VD} \cdot \eta_{Tur} = \eta_{ATL} \left(\dot{m}_{Tur} \cdot \frac{A_{Tur}}{A_{Tur} + A_{WG}} \right) \quad (5.57)$$

$$\frac{cp_{Tur}}{cp_{VD}} \approx 1 \quad (\text{Berücksichtigung in } \eta_{ATL}) \quad (5.58)$$

$$\beta \approx 1 \quad (\text{Stauaufladung}) \quad (5.59)$$

Für das Modell ist somit:

$$\Pi_{VD} = \left[1 + \frac{A_{Tur}}{A_{Tur} + A_{WG}} \cdot \frac{T_{Kr}}{T_U} \cdot \eta_{ATL} \cdot \left(1 - \Pi_{Tur}^{\frac{1-\chi}{\kappa}} \right) \right]^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.60)$$

Der Eingriff des Wastegates macht sich in der Weise bemerkbar, daß bei Öffnen des Ventils (Vergrößerung von A_{WG}) das Verdichtungsverhältnis Π_{VD} verkleinert wird, zum einen durch den Term mit den Querschnittsflächen, zum anderen durch ein kleineres Π_{Tur} , das mit Gl. (5.53) bestimmt wurde. Für die Wastegateregulierung wurde ein PI-Regler eingeführt, der den Ladedruck bei Erreichen eines Schwellwertes abregelt, d.h. konstant hält.

Bei moderneren Systemen mit variabler Turbinengeometrie (VTG-Lader) [2] wird durch Verstellung der Leitschaufeln die effektive Querschnittsfläche an der Turbine A_{Tur} verändert, wobei das Wastegate entfällt. In den angegebenen Formel­ausdrücken wäre daher $A_{WG} = 0$. Bei einem VTG-Lader würde der Einfluß der Querschnittsflächen in Gl. (5.60) entfallen und die Ladedrucksteuerung würde nur über das Druckverhältnis an der Turbine geregelt. Wie in Gl. (5.53) ersichtlich, führt eine Vergrößerung von A_{Tur} zu einer Absenkung von Π_{Tur} und damit auch von Π_{VD} in Gl. (5.60). Moderne VTG-Lader werden über einen elektrischen Aktuator von der Motorsteuerung betätigt. Durch eine Verkleinerung des effektiven Querschnitts kann bereits bei niedrigen Drehzahlen bzw. Temperaturen ein ausreichender Ladedruck eingestellt werden. Darüberhinaus entfallen die Drosselverluste des Wastegateventils.

In Abbildung 5.15 ist die bei der Umsetzung des Mittelwertmodells in Simulink entstandene Hauptoberfläche zu sehen. Der Block links oben stellt die Schnittstelle zur Fahrzyklussimulation dar. Hier wird der Eingangsdatensatz aus Zeitvektor, Moment, Drehzahl und Fahrgeschwindigkeit eingelesen. Rechts würde sich die Oberfläche mit den Blöcken der Abgassanlage fortsetzen, wobei diese mehr als die Hälfte

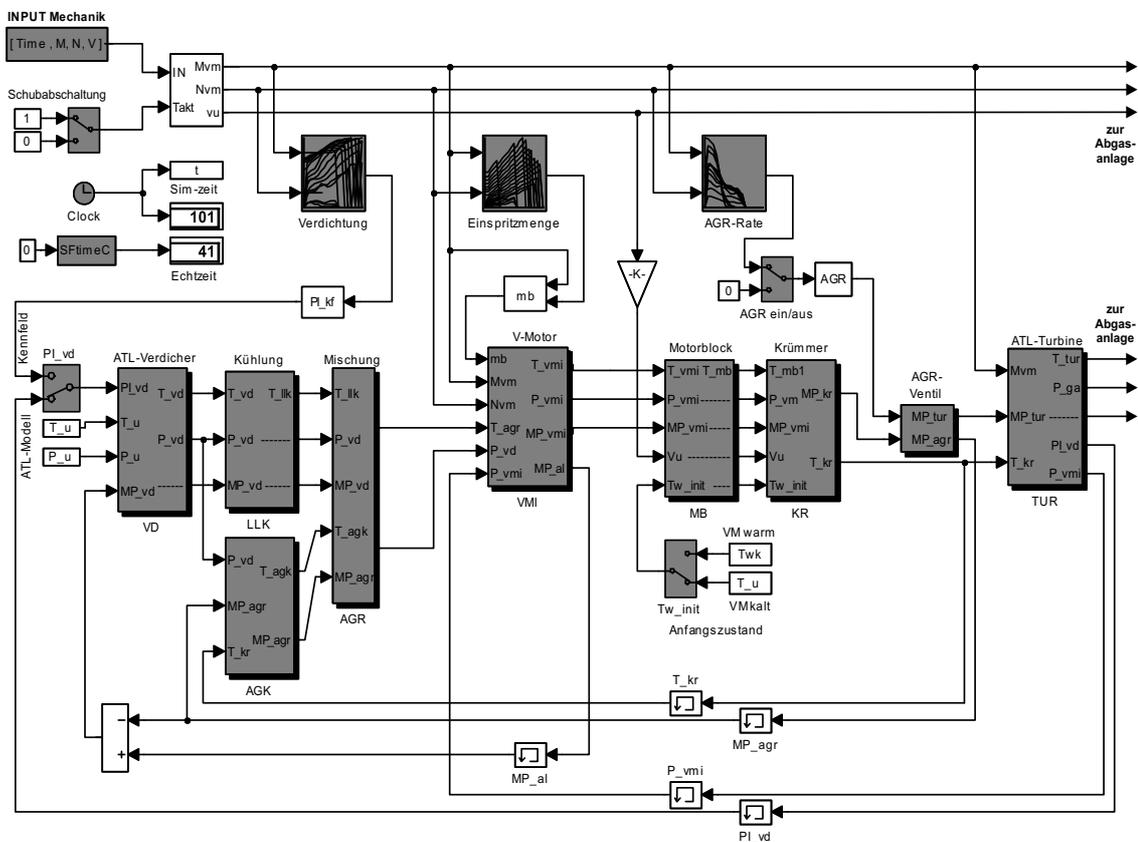


Bild 5.15: Simulinkoberfläche des TDI-Modells

der Gesamtoberfläche ausmachen und hier der Übersichtlichkeit halber abgeschnitten wurden. Dieser Teil wird in den nachfolgenden Abschnitten vorgestellt. Links oben sind auch die simulierte Zykluszeit und die für die Simulation erforderliche Echtzeit zu sehen. Bei einer Schrittweite von 100 ms ist das Modell inklusive der hier nicht sichtbaren Abgasanlage immerhin erheblich schneller als Echtzeit (mit einem P-II Prozessor).

In die Variablenrückführungen wurden Memoryblöcke gesetzt, um algebraische Schleifen zu vermeiden. Bei der für ein Abgasmodell relativ hohen Zeitaufösung ist dies unproblematisch, da die Zeitkonstanten der thermischen Vorgänge erheblich größer sind. Durch Umschalter kann die AGR deaktiviert werden und die Art der Ladedruckbestimmung gewählt werden. Die Simulation kann wahlweise mit kaltem oder warmem Motor gestartet werden.

5.3.3 Methoden für den Modellabgleich und Simulationstest

Allein das TDI-Modell bis zur Schnittstelle nach der Turbine besitzt 130 Parameter und Konstanten. Bei einem Teil handelt es sich um feststehende Materialkonstanten, bei einem weiteren Teil um durch die Bemessungs- und Geometriedaten des Motors festgelegte Größen. Eine erhebliche Anzahl der Parameter ist jedoch nicht im voraus gegeben, entweder aufgrund mangelnder Verfügbarkeit von Daten, oder weil sie zur Parametrierung von Ersatzmodellen (z.B. Ersatzdüsenmodell oder das modifizierte Rohrmodell für den Wärmeübergang im Motor) verwendet werden, die keine direkte physikalische Entsprechung haben. Diese Größen müssen letztlich durch einen Modellabgleich mit den vorhandenen Messwerten bestimmt werden. Die zum Modellabgleich für das TDI-Modell erforderlichen Messgrößen bzw. Daten sind:

- Als Eingangsgrößen für das Modell: Die Einspritzmenge sowie Drehzahl und Moment an der Welle.
- Im Ansaugluftpfad: Der Ansaugluftmassenstrom (üblicherweise vor dem Verdichter gemessen), der Ladedruck nach dem Verdichter sowie die Gastemperatur nach Ladeluftkühler und AGR-Beimengung.
- Im Abgastrakt: Der Gegendruck der Turbine, die Gastemperatur im Krümmerrohr vor der Turbine sowie die Gastemperatur im Abgasrohr nach der Turbine. Zusätzlich wäre eine Messung der Wandtemperaturen im Krümmer- bzw. Abgasrohr hilfreich.
- Die Abgasrückführrate bzw. das AGR-Kennfeld der Motorsteuerung.
- Informationen über die Regelung des ATL: Einflußgrößen der Wastegateregelung bzw. Vorgaben der VTG-Leitapparatregelung in der Motorsteuerung.

Wenn statt der Abgasrückführrate (d.h. der Prozentzahl des abgezeigten Massenstromes vom Gesamtmassenstrom vor dem AGR-Ventil) nur der Öffnungswinkel des AGR-Ventils gegeben ist, muß das Modell erweitert und der rückgeführte Abgasmassenstrom mit Hilfe der Druckdifferenz Gegendruck-Ladedruck und eines Düsenmodells bestimmt werden.

An Messdaten sind prinzipiell die Kennfelder der oben aufgelisteten Zustandsgrößen im stationären Zustand erforderlich sowie Zeitverlaufsmessungen dieser Zustandsgrößen, wobei am Prüfstand unterschiedliche Betriebstrajektorien nachgefahren werden, um das Warmlaufverhalten sowie das transiente Verhalten bei Lastwechseln zu vermessen. Damit gliedern sich Vermessung und Modellabgleich in zwei Schritte:

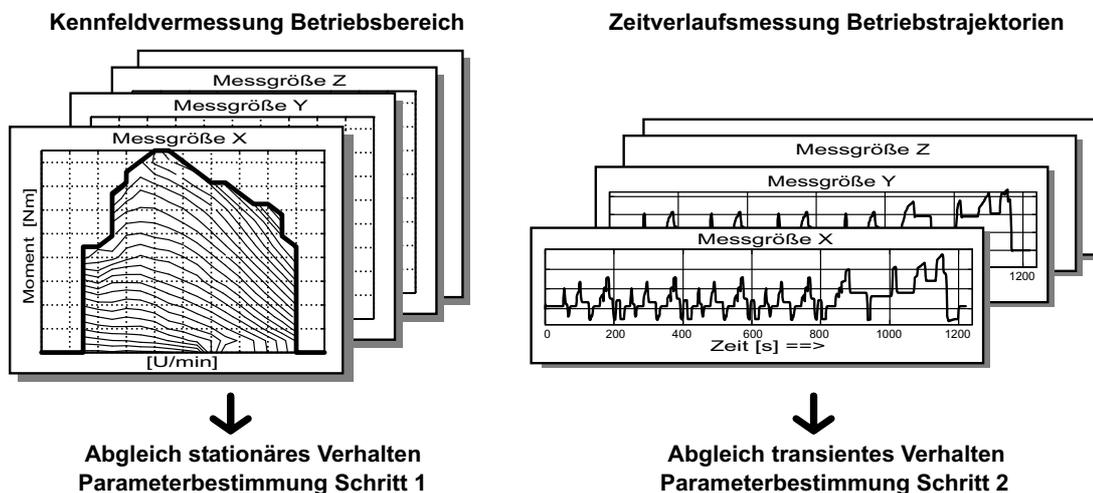


Bild 5.16: Parameterabgleich TDI-Modell

Für das stationäre Verhalten wurde ein eigenes Verfahren entwickelt, welches den Abgleich über den gesamten Betriebsbereich mit Hilfe der vermessenen Kennfelder ermöglicht. Vom ursprünglichen TDI-Modell wurde ein "stationäres" Modell abgeleitet, bei dem sämtliche Terme, die von der Zeit oder deren Ableitung abhängen, zu Null gesetzt wurden. Das Verhalten von Rückkopplungen und Regelkreisen wurde durch Iterationsschleifen angenähert. Als Resultat entstand ein Modell, welches bei Vorgabe eines Betriebspunktes unabhängig vom Zeitverhalten die stationären Zustandswerte liefert, die sich im Beharrungszustand einstellen würden. Dies kann für den gesamten Betriebsbereich des TDI automatisiert werden. Als Ergebnis erhält man wie bei der Vermessung des Motors die Kennfelder der in diesem Fall simulierten "Mess"-größen. Durch einen Vergleich von simulierten und gemessenen Kennfeldern können nun sogenannte Differenzkennfelder erstellt werden, die für jeden Betriebspunkt die Abweichung des Modells von der Messung angeben. Durch Abgleich der entsprechenden Modellparameter kann nun versucht werden, daß die Werte dieser Differenzkennfelder so klein wie möglich werden. Auf diese Weise können die

das stationäre Verhalten beschreibenden Modellparameter bestimmt werden. In der Realität wird es jedoch nie gelingen, die Differenzkennfelder für alle gemessenen Größen exakt abzugleichen. Häufig sind Kompromisse erforderlich. Für die Abgasmodellierung müssen vor allem die Größen im Abgastrakt nach der ATL-Turbine (Massenstrom und Temperatur, eventuell Gegendruck Abgasanlage) gut abgeglichen sein. Dafür können auf der Ansaugluftseite größere Toleranzen hingenommen werden. Gleiches gilt für Kennfeldbereiche, die in der Zyklussimulation sehr häufig angefahren werden gegenüber Randbereichen, in denen praktisch keine Betriebspunkte auftreten.

Als Beispiel für den stationären Abgleich ist in Bild 5.17 das Differenzkennfeld Modell–Messung für die Krümmertemperatur dargestellt und darunter in Bild 5.18 das resultierende Temperaturkennfeld der Stationärsimulation. In großen Bereichen ist die Temperaturdifferenz zwischen Messung und Simulation kleiner als 10 K, was für ein Wärmemodell eine relativ gute Übereinstimmung darstellt. Vor allem in Randbereichen und im unteren Teillastbereich um etwa 1000 U/min müssen jedoch auch größere Abweichungen in Kauf genommen werden, an einigen Punkten bis 25 K und mehr. Ein ungünstiger Fall wäre z.B. der Betriebspunkt bei 1300 U/min und 30 Nm, wo sich bei einer Absoluttemperatur von 240°C eine Abweichung von 25 K ergibt. Bezogen auf die entsprechende Kelvintemperatur von 513 K entspricht das aber einer Ungenauigkeit von nur 5%. Bei der Bewertung der Abgleichtoleranz sollte auch die Genauigkeit der Messung berücksichtigt werden: hier beeinflussen Randbedingungen wie die Konditionierung des Motors, Anfahrtdauer des Lastpunktes, Umwelteinflüsse wie Lufttemperatur und Anströmung des Motors auf dem Prüfstand, das Temperaturverhalten sowie die Anordnung der Sensoren etc. die Messgenauigkeit in ähnlichen Größenordnungen. Die in Bild 5.17 dokumentierten Abweichungen liegen im Bereich vertretbarer Toleranz und in der Größenordnung erheblich komplexerer Modelle, vgl. [29].

Der zweite Schritt des Abgleichs basiert auf dem Vergleich des instationären Betriebsverhaltens. Im Prinzip müssen hierbei nur noch diejenigen Parameter bestimmt werden, die das Warmlauf- und Transientverhalten beschreiben. Ein Beispiel ist in Abbildung 5.19 dargestellt. Es wurde eine Betriebstrajektorie vorgegeben, bei der nach 60 sec Leerlauf ein Lastsprung auf einen Betriebspunkt bei 2000 Upm und 140 Nm erfolgt. Nach 240 sec wird wieder in den Leerlauf gesprungen. Beim Abgleich wurde vor allem auf die Größen im Abgastrakt geachtet, die relativ gut angeglichen werden konnten. Wie an den Temperaturkurven zu erkennen ist, steigt die Temperatur nach der Turbine nach dem Lastsprung weiterhin sehr langsam an. Dieses Verhalten wird durch das TDI-Modell gut wiedergegeben. Da sich im angefahrenen Lastpunkt das Wastegate im Eingriff befindet und der Ladedruck begrenzt wird, folgen die beiden Drücke dem Lastsprung sehr schnell, weil sie dem Reglereingriff des ATL unterliegen. Der Ausregelvorgang ist am Überschwinger in der Kurve des Referenzmodells zu sehen. Im TDI-Modell stellt sich ein etwas zu hoher Ladedruck

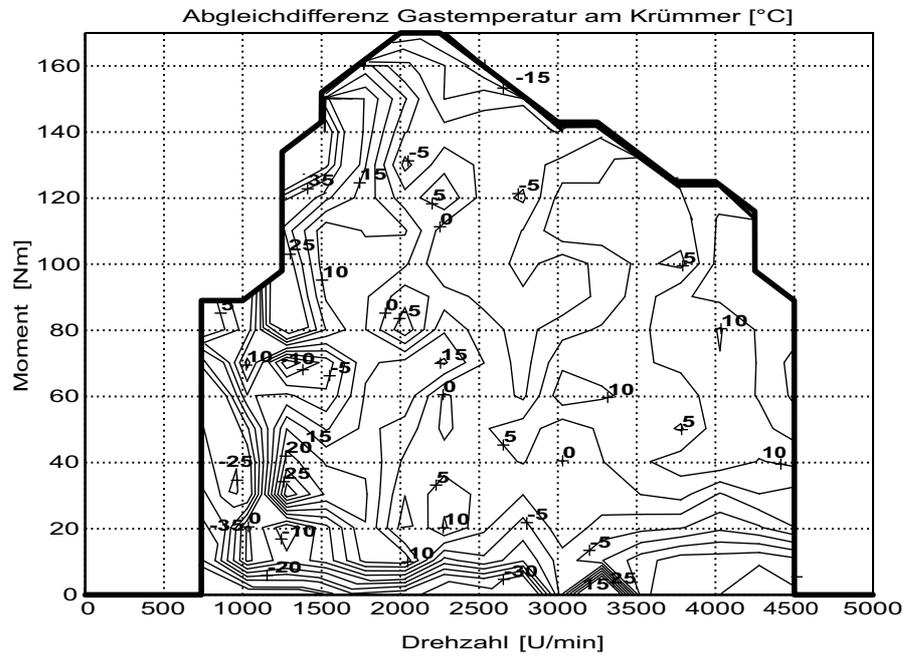


Bild 5.17: Differenzkennfeld Modell-Messung Krümmertemperatur

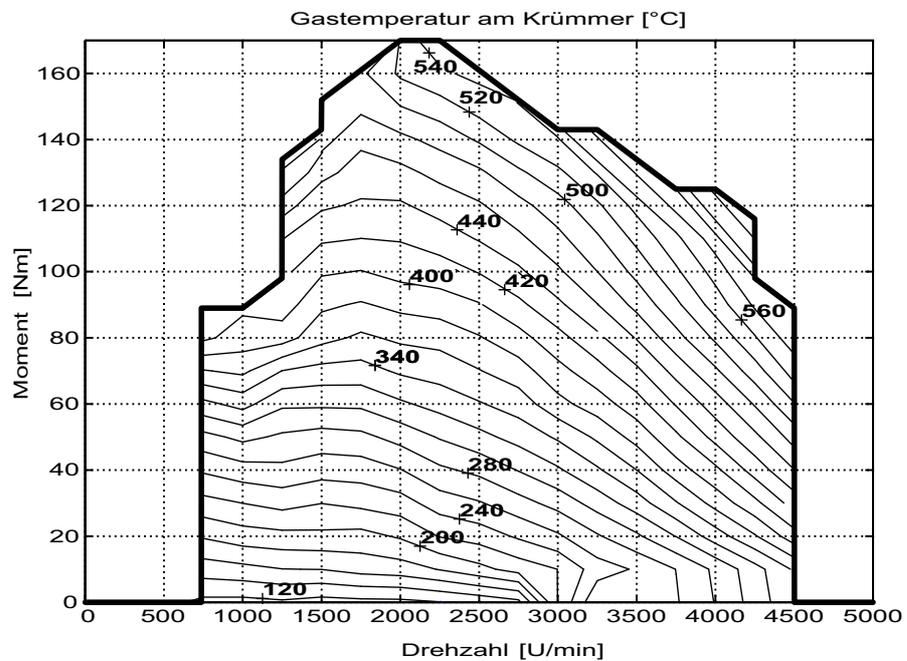


Bild 5.18: Resultierende Krümmertemperatur aus der Stationärsimulation

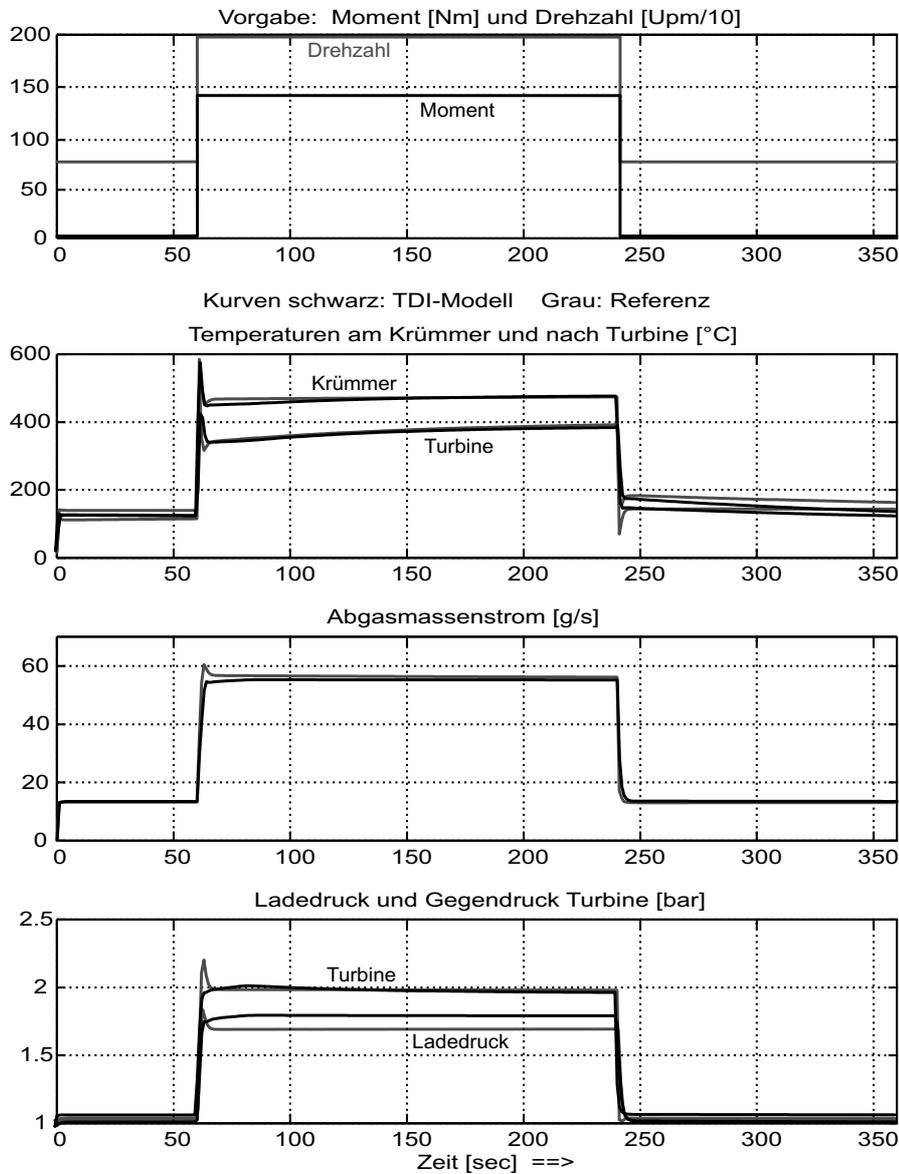


Bild 5.19: Abgleich des transienten Betriebsverhaltens

ein, was zum besseren Abgleich der Abgastraktgrößen in Kauf genommen wird.

Anmerkungen zum Modellabgleich: Zu einem optimalen Abgleich des TDI-Modells müßten die in der "Wunschliste" zu Beginn dieses Abschnittes aufgeführten Größen am Motorprüfstand vermessen worden sein. Idealerweise werden sowohl die Kennfelder als auch die Referenzkurven (am besten eine am Prüfstand nachgefahrene Zyklustrajektorie mit typischen Betriebsbedingungen) unter gleichen Rahmenbedingungen aufgenommen. Es war im Rahmen dieser Arbeit jedoch sehr schwierig, an geeignete Daten für den betrachteten TDI heranzukommen; teilweise mußten unter-

schiedliche Quellen herangezogen werden. Letztlich waren nicht alle der angeführten Messgrößen verfügbar.

Der Modellabgleich erfolgte im Probierverfahren. Angesichts der hohen Parameterzahl würde ein automatisiertes Verfahren sicher zu besseren Ergebnissen führen. Beispielsweise kann das Problem der Minimierung der Differenzkennfelder in ein statisches Optimierungsproblem für die gesuchten Parameter überführt werden. Ebenso könnte für den transienten Abgleich vorgegangen werden. Auf diese Weise wird z.B. beim Abgleich von Reaktionskinetikparametern von Katalysatormodellen vorgegangen. Die Entwicklung eines solchen Verfahrens hätte jedoch den Rahmen dieser Arbeit weit gesprengt.

Trotzdem gelang es, das TDI-Modell soweit abzugleichen, daß sich in der Zyklussimulation Zeitverläufe für Temperatur, Massenstrom und Druck ergaben, die mit den Angaben in Arbeiten des Maschinenbaus gut korrespondieren [29]. Von dieser Seite wurde uns freundlicherweise ein Simulationsprogramm für einen ähnlichen Motor überlassen, das auf einer Nachrechnung des Kreisprozesses und einer sehr tiefgehenden Systembeschreibung beruht. Die Referenzkurven in Abbildung 5.19 wurden mit diesem Programm berechnet, um ein anschauliches Beispiel zu erhalten. Für den dargestellten Abgleich wurden einige Grunddaten des TDI-Modells angepaßt.

5.4 Modellierung des Betriebsverhaltens von Abgasanlagen

In Bezug auf die Abgasanlagenmodellierung sollten in der vorliegenden Arbeit die Grundlagen für weiterführende Untersuchungen des Emissionsverhaltens unterschiedlicher Motorvarianten im Hybridbetrieb geschaffen werden. Als Bausteine wurden Katalysatormodelle für den 3-Wegekat (Ottomotor) sowie für den Oxidations- und SCR-Katalysator (Dieselmotor) entwickelt, die mit den Modellen für Einwand- und Zweiwandrohren kombiniert werden können. In dieser Arbeit wurden sie für den betrachteten TDI-Motor eingesetzt.

Eine Abgasanlage besteht aus einer Abfolge von Abgasrohren und einem oder mehreren Katalysatoren, die in der Simulation als Reihenschaltung der schon vorgestellten Ein- und Zweiwandrohrmodelle und entsprechender Katalysatormodelle abgebildet werden kann. Die Modellierung der Katalysatoren besteht aus zwei miteinander verkoppelten Systemen: der Berechnung des Wärmeüberganges und der Berechnung des Umsatzverhaltens der Abgaskomponenten. Zum einen hängen die Umsatzraten prinzipiell von der Temperatur ab, zum anderen entsteht bei der Konversion ein Reaktionswärmestrom, der den Katalysator wiederum zusätzlich aufheizt. Durch diese Rückkopplung entsteht das sogenannte "Anspringverhalten" eines Katalysators: ab einer bestimmten Temperaturschwelle setzt die Konversion ein, die sich durch die

Reaktionswärme selbst stabilisiert.

Die hier vorgestellte Vorgehensweise zielt darauf ab, die Auswirkungen der Betriebsführung des Verbrennungsmotors auf das Konversionsverhalten der Abgasanlage bestimmen zu können. Es soll vor allem der qualitative Unterschied zwischen Hybrid- und Normalbetrieb herausgearbeitet werden und – quantitativ – inwieweit Abgasnormen eingehalten werden können. Das Modell ist eindimensional, d.h. es wird der Temperaturverlauf bzw. die Konzentrationsabhängigkeit in Richtung der Rohrachse (Strömrichtung) bestimmt. Aussagen über die Auslegung der Abgasanlage können mit dieser Modellierung nur in Bezug auf die verwendeten Rohrgeometrie-Größen, die Anordnung der Katalysatoren und die erforderliche Isolierung (Einwand- oder Zweiwandrohr) getroffen werden. Für eine exakte Auslegung der Rohrgeometrie oder des Katalysators müssen noch erheblich komplexere mehrdimensionale Modelle eingesetzt werden, die z.B. mit Finiten Elementen arbeiten.

Die Eingangsgrößen des Modells sind zum einen die Zustandsgrößen des strömenden Abgases (Druck, Temperatur, Massenstrom), die mit einem vorgeschalteten Mittelwertmodell bestimmt werden können, wie es in den vorangegangenen Abschnitten für einen TDI entwickelt wurde. Für einen nicht aufgeladenen Ottomotor können dazu auch Kennfelder verwendet werden, wie dies in der Arbeit [34] geschehen ist. Zum anderen werden die Konzentrationen der wichtigsten Abgaskomponenten und der Restsauerstoffgehalt benötigt, die aus Kennfeldern für die Rohemissionen des betrachteten Motors bestimmt werden können. Idealerweise existiert je ein Kennfeldsatz für den Motor im kaltem und warmem Betriebszustand. Prinzipiell können die Eingangsgrößen auch als Zeitverläufe vorliegen, die an einem Motorprüfstand vermessen wurden.

5.4.1 Wärmeübergang im Katalysator

Der prinzipielle Aufbau des Katalysatormodells ist in Abbildung 5.20 dargestellt. Für den Wärmeübergang wird eine Reihenschaltung von Rohrmodellen angesetzt. Für die konischen Anschlußstücke wird je ein Zweiwandrohrmodell mit mittleren Radiuswerten und angepaßtem CAF verwendet. Der aktive Teil des Katalysators besteht aus einem Monolithen, einer Isolationsschicht und einer Außenwand. Er wird durch eine Reihenschaltung modifizierter Zweiwandrohrmodelle dargestellt, die jeweils mit einem Modell für das Umsatzverhalten (Reaktionskinetik bzw. Umsatzkurven) gekoppelt sind. Dadurch ergibt sich die 1-dimensionale Betrachtung des Verhaltens.

Der Monolith besteht aus einem Trägermaterial mit sehr vielen parallelen Kanälen, auf das die katalytisch aktive Schicht (Platin, Rhodium, Palladium) aufgebracht ist. Durch verschiedene Verfahren (z.B. Aufbringen eines Wash-Coats aus Aluminiumoxid) wird die Oberfläche des Trägermaterials künstlich vergrößert, um eine

- Der Monolith hat eine ideale Wärmeleitfähigkeit, sodaß sich über den gesamten Querschnitt die gleiche Temperatur ergibt. Natürlich stellt sich im realen System eine 2-dimensionale Temperaturverteilung über der Querschnittsfläche des Monolithelementes ein, die durch den hohen Wärmewiderstand des Monolithen in radialer Richtung, die ungleichmäßige Anströmung und die unterschiedlichen Wandwärmeströme in den Kanälen verursacht wird.
- Es wird also mit einer mittleren Temperatur pro Monolithelement und einem mittleren Wandwärmestrom pro Kanal gerechnet, und nur die räumliche Abhängigkeit in Strömrichtung durch eine Reihenschaltung mehrere Elemente berücksichtigt.
- Für die Kanäle wird aus der Monolithgeometrie ein Ersatzradius (“hydraulischer Radius“) für ein analoges rundes Rohr bestimmt.
- Da sich wegen der Vernachlässigung des radialen Wärmewiderstandes ein zu hoher Gesamtwärmestrom ergeben würde, wird dies durch einen sehr klein angesetzten CAF für den Wärmeübergang vom Gas zur Wand korrigiert.

Für die Berechnung des Wärmeüberganges wird die Anzahl der Zellen, die Innenquerschnittsfläche und die Innenzelloberfläche eines Kanals, die Wandmasse pro Zelle und der hydraulische Ersatzradius benötigt. Die üblicherweise angegebenen Geometriegrößen des Monolithen und ihre Bezeichnung bei der Modellierung sind:

- Die Zelldichte ZD , angegeben in cpsi (cells per square inch). Typische Werte sind 400, 800 oder gar 1200 cpsi.
- Die Wanddicke WD , für Keramikträger typischerweise im Bereich 0,1..0,2 mm
- Der mittlere Radius des Monolithen r_{ia} analog zum Außendurchmesser des Innenrohrs im Zweiwandrohrmodell. Für nicht runde Träger muß die Berechnung entsprechend angepaßt werden.

Damit können die gesuchten Werte anhand der Skizze in Bild 5.20 wie folgt bestimmt werden:

$$\text{Anzahl Zellen} : N_Z = ZD[\text{cpsi}] \cdot 1550 \cdot r_{ia}^2 \cdot \pi$$

$$\text{Querschnittsfläche Zelle} : KL^2 = \frac{1}{ZD \cdot 1550}$$

$$\text{Wandquerschnitt Zelle} : A_W = 2 KL \cdot WD - WD^2$$

$$\text{Querschnittsfläche Kanal} : A_{Zi} = KL^2 - A_W$$

$$\text{Wandoberfläche Kanal} : OF_{Zi} = 4 \cdot (KL - WD) \cdot \Delta x$$

$$\text{Hydraulischer Ersatzradius} : r_{Zi} = \sqrt{\frac{A_{Zi}}{\pi}}$$

$$\text{Wandmasse Zelle} : M_Z = A_W \cdot \Delta x \cdot \rho_{Monolith}$$

Die Temperaturberechnung für die Zellwand erfolgt analog zu den Rechenschritten des Zweiwandrohrmodells, wobei der Wandwärmestrom der einzelnen Zelle mit N_Z multipliziert wird, um den Gesamtwärmestrom $\dot{Q}_{GWi,konv}$ zu erhalten. Es wird angenommen, daß der Reaktionswärmestrom einen zusätzlichen Wärmeeintrag in die Monolithwand bewirkt. Daher muß Gl. (5.17) um diesen Wärmestrom erweitert werden. Da die Kanäle in Bezug auf ihre Querschnittsfläche extrem lang sind, ergeben sich für die Strömung kleine Reynoldszahlen und es kann von einer laminaren Strömung ausgegangen werden. Wegen des kleinen $\frac{2r_{Zi}}{\Delta x}$ kann für die Nusseltzahl $NU_{GW,lam} = 3,66$ angesetzt werden. Für den gesamten Monolithen ergibt sich trotzdem ein sehr großer Wärmeübergang vom Gas zur Wand, sodaß die Wandtemperatur mit nur kurzer Zeitverzögerung und geringer Differenz der Gastemperatur folgt bzw. umgekehrt, wenn der Monolith durch die Reaktionswärme heißer als das Gas ist. Wird das Simulinkmodell mit einer groben Zeitauflösung (über 100 ms) gerechnet, kann dies bei der Bestimmung der Temperaturen gemäß Gl. (5.16) zu Instabilitäten führen, die gegebenenfalls durch eine Näherungsformel für die mittlere Gastemperatur ohne Rückführung von T_{G2} beseitigt werden können.

5.4.2 Reaktionskinetikmodell für einen 3-Wege-Katalysator

In der Literatur finden sich zur Berechnung des Umsatzverhaltens von Abgaskatalysatoren recht unterschiedliche Ansätze, die an die jeweilige Aufgabenstellung angepaßt sind und die sich daher im Detail stark unterscheiden. Im Ansatz von J. Seiler [34] wurde der stöchiometrische Betrieb mit $\lambda = 1$ untersucht. Es wurde ein Satz gemessener Konversionskurven in Abhängigkeit der Gaseintrittstemperatur zugrundegelegt. Die Abhängigkeit von der Raumgeschwindigkeit wurde durch einen eigens zu diesem Zweck hergeleiteten E-Funktionsansatz modelliert.

Gerade in der Kaltstartphase können jedoch kurzfristig magere bzw. angereicherte Betriebszustände (z.B. bei Sekundärlufteinblasung) auftreten, die mit dem hier zu erstellenden Katalysatormodell untersucht werden sollten. Bei Abweichung von $\lambda = 1$ ist der Konversionskurven-Ansatz jedoch nicht mehr verwendbar, da dann die Umsatzraten der einzelnen limitierten Komponenten CO, HC und NO_x durch den Mangel bzw. Überschuß an O₂ stark beeinflußt werden. Auch ist eine getrennte Betrachtung der Komponenten nicht mehr möglich, da sich eine wechselseitige

Abhängigkeit bei den Oxidations- und Reduktionsvorgängen ergibt. Letztlich ist damit eine Betrachtung der Reaktionskinetik erforderlich.

Zur Modellierung wurde im wesentlichen auf den Ansatz in der Dissertation von Kirchner [15] und auf die Angaben der MTZ-Artikel von Stamatelos, Koltsakis und Kandyilas [36], [37], [38] zurückgegriffen. Kirchner verwendet ein 7-stufiges Reaktionsteilschema zur Berechnung eines 3-Wege-Katalysators für das Kaltstartverhalten bei $\lambda \neq 1$. Zur Parameterbestimmung wurden aufwendige Messungen mit Modellgasen in Flachbett- und Differentialkreisreaktoren durchgeführt. Stamatelos gibt die Kinetikansätze an, die er für das Verhalten eines gealterten Katalysators verwendet und beschreibt in weiteren Artikeln die prinzipielle Vorgehensweise zur Emissionsberechnung. Weitere Anhaltspunkte lieferte das SAE-Paper von Montreuil et. al. [25] mit einem stark erweiterten Reaktionsteilschema und mit Auflistung der ermittelten Parameter, welche durch Abgleich der Simulationsergebnisse zu gemessenen Konversionsraten in Abhängigkeit des Reduktionsgrades ermittelt wurden. In den Veröffentlichungen werden zwar die allgemeinen Reaktionskinetikansätze angegeben, aber kein Lösungsweg für die Berechnung der resultierenden Stoffumsätze in durchströmten Abgaskatalysatoren. Hierfür mußte in der vorliegenden Arbeit ein eigener Lösungsweg erarbeitet werden. Problematisch bei der Berechnung der Reaktionskinetik ist ferner die Bestimmung der einzelnen Parameter. Leider sind die in den Veröffentlichungen angegebenen Werte nur als Anhaltspunkte brauchbar. Darüber hinaus wurden die Messungen meist nicht an serienmäßigen Abgaskatalysatoren, sondern an speziellen Versuchsaufbauten (z.B. mit Schüttgutreaktoren) durchgeführt.

Adsorption und Stoffbilanzen

In einem ersten Versuch wurde ein Ansatz entwickelt, der die Modellierung der Ad- und Desorptionsvorgänge umgeht und nur die Reaktionskinetik berücksichtigt. Vereinfachend wurde angenommen, daß die auf der katalytisch aktiven Fläche adsorbierten Stoffkonzentrationen jeweils den Gasraumkonzentrationen entsprachen, die für den Kinetikansatz verwendet wurden. Das hat den Vorteil eines einfacheren Berechnungsschemas und vermeidet das Auftreten zusätzlicher, schwer zu bestimmender Parameter für die Ad- und Desorption sowie für das Speicherverhalten. Allerdings mußten zur Modellierung einige Kunstgriffe vorgenommen werden, die nicht den tatsächlichen Vorgängen im Katalysator entsprechen. Bei Versuchen, dieses erste Modell anhand der gemessenen Zeitverläufe für Temperaturen und Abgaskonzentrationen eines gegebenen Abgassystems abzugleichen, erwies sich der Ansatz als nicht ausreichend: durch die Vernachlässigung von Speicher- und Sättigungseffekten ergaben sich vor allem bei transienten Vorgängen zu große Abweichungen.

Daher wurde in einem zweiten Ansatz der erheblich komplexere Weg eingeschlagen, welcher eine Nachbildung dieser Effekte erlaubt. Da in der Literatur kein verwend-

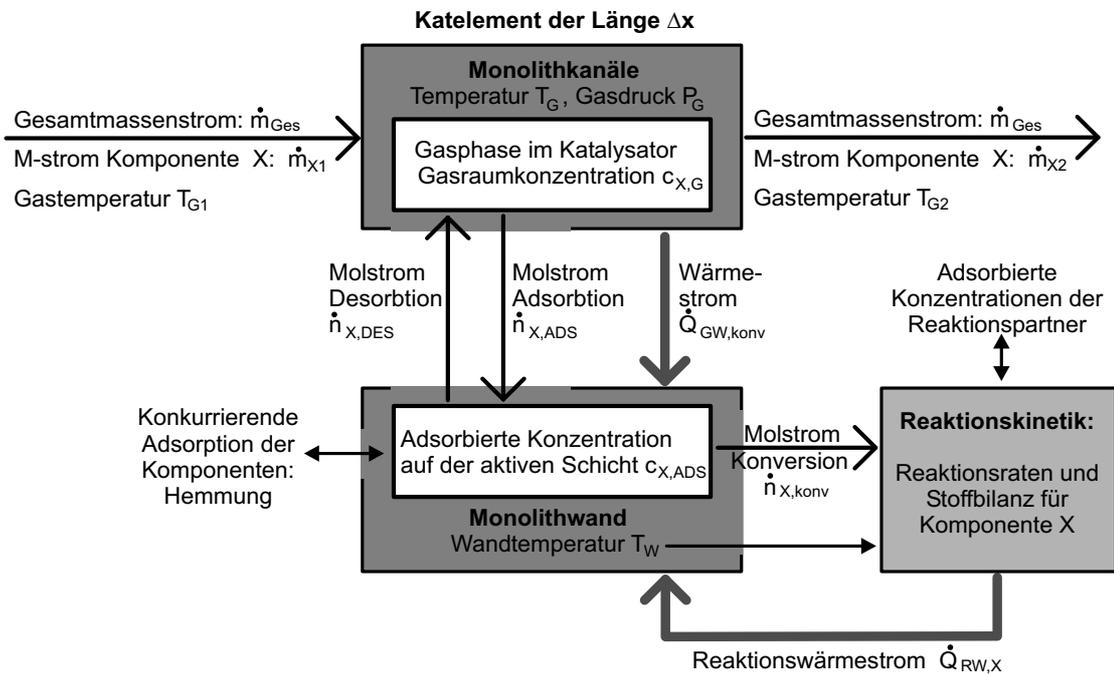


Bild 5.21: Struktur des Reaktionskinetikmodells

bares Schema gefunden werden konnte, wurde der Ansatz selbst erarbeitet: Es wurde der Reaktionskinetikrechnung eine Bilanz der Stoffströme in der Gasphase und auf der katalytisch aktiven Schicht unter Berücksichtigung der Ad- und Desorptionsvorgänge vorgeschaltet, um die adsorbierten Konzentrationen bestimmen zu können. Durch den Konversionsvorgang sind beide Rechenschritte miteinander verknüpft. Es wird davon ausgegangen, daß nur die adsorbierten Stoffanteile an der Reaktion beteiligt sind. Dieser im folgenden beschriebene Ansatz kommt den tatsächlichen physikalischen Vorgängen erheblich näher und erlaubt eine in sich schlüssige Modellierung.

Das Schema des Modells ist in Abbildung 5.21 dargestellt. Die Koppelgrößen des Elementes sind neben Druck, Temperatur und Gesamtmassenstrom (analog zum Rohrmodell) auch die Massenströme der Abgaskomponenten \dot{m}_X , die für die Stoffbilanzen in Molströme \dot{n}_X umgerechnet werden können. Zunächst werden mit dem modifizierten Zweiwandrohrmodell die Temperaturen der Gasphase T_G und der Monolithwand T_W bestimmt, wobei eine Rückkopplung wegen des Reaktionswärmestroms besteht, der erst nach der Kinetikrechnung bestimmt werden kann. Die Konzentration jeder beteiligten Stoffkomponente X in der Gasphase sowie auf der aktiven Schicht ergibt sich aus der Bilanz der resultierenden Molströme. Diese Ströme hängen jedoch wiederum von den sich einstellenden Konzentrationen und von den Reaktionskinetikbeziehungen ab, über welche die Stoffkonzentrationen miteinander

verkoppelt sind. Bei der Umsetzung in ein Simulinkmodell muß insbesondere darauf geachtet werden, daß diese Rück- und Verkopplungen nicht zu einer Instabilität des Gesamtsystems führen.

Formelmäßig ergibt sich nachfolgender Ansatz für die Bestimmung der Gasraumkonzentration $c_{X,G}$. Dabei ist V_G das Gasvolumen im Kanal und M_X die Molmasse der Komponente X bzw. M_{Ges} die Molmasse der Abgasmischung. R ist die universelle Gaskonstante.

$$\text{Adsorbtionsstrom [g/s]} : \dot{m}_{X,ADS} = \dot{n}_{X,ADS} \cdot M_X \quad (5.61)$$

$$\text{Desorbtionsstrom [g/s]} : \dot{m}_{X,DES} = \dot{n}_{X,DES} \cdot M_X \quad (5.62)$$

$$\text{Res. Massenstrom [g/s]} : \dot{m}_{X2} = \dot{m}_{X1} - \dot{m}_{X,ADS} + \dot{m}_{DES} \quad (5.63)$$

$$\text{Gesamtstoffmenge [mol]} : n_{Ges} = \frac{P_G \cdot V_G}{R \cdot T_G} \quad (5.64)$$

$$\text{Stoffmenge X [mol]} : n_{X,G} = n_{Ges} \cdot \frac{\dot{m}_{X2}}{\dot{m}_{Ges}} \cdot \frac{M_{Ges}}{M_X} \quad (5.65)$$

$$\text{Gasraumkonz. [mol/m}^3] : c_{X,G} = \frac{n_{X,G}}{V_G} \quad (5.66)$$

Die Höhe der adsorbierten Konzentration $c_{X,ADS}$ ergibt sich aus dem Integral der zu- und abfließenden Stoffströme. Zur Bestimmung muß zusätzlich ein Bezugsvolumen gegeben sein. Dazu wurde die Innenoberfläche der Zellen OF_{Zi} herangezogen, die mit einer fiktiven Tiefe der aktiven Schicht $d_{X,ADS}$ multipliziert wird, sodaß man ein "aktives Adsorbtionsvolumen" für jede Komponente erhält. Für die adsorbierten Anteile ergibt sich:

$$\text{Konversionsvolumen [m}^3] : V_{KONV} = N_Z \cdot OF_{Zi} \cdot d_{KONV} \quad (5.67)$$

$$\text{Konversionsstrom [mol/s]} : \dot{n}_{X,KONV} = r_X \cdot V_{KONV} \quad (5.68)$$

$$\text{Ads. Stoffmenge [mol]} : n_{X,ADS} = \int \dot{n}_{X,ADS} - \dot{n}_{X,DES} - \dot{n}_{X,KONV} \quad (5.69)$$

$$\text{Adsorbtionsvolumen [m}^3] : V_{ADS} = N_Z \cdot OF_{Zi} \cdot d_{X,ADS} \quad (5.70)$$

$$\text{Adsorbtionskonz. [mol/m}^3] : c_{X,ADS} = \frac{n_{X,ADS}}{V_{ADS}} \quad (5.71)$$

Die Umsatzrate r_X mit der Einheit $\frac{\text{mol}}{\text{m}^3 \cdot \text{s}}$ wird erst später durch die Kinetik bestimmt. Um eine Kopplung der Umsatzrate an das Adsorptionsverhalten zu vermeiden, wurde für das Bezugsvolumen der Konversion eine andere fiktive Tiefe der aktiven Schicht d_{KONV} angesetzt, die für alle Komponenten gleich ist. (Die gesonderte Parametrierung erfolgt bei der Bestimmung von r_X .) Diese Entkopplung hat sich für den Modellabgleich als sehr hilfreich erwiesen.

Sind die Konzentrationen bestimmt, kann der Stofftransport zwischen Gas- und adsorbierter Phase berechnet werden. Es wurde vereinfachend angenommen, daß der Molstrom von Ad- und Desorption linear vom Konzentrationsgefälle abhängt und mit den Konstanten $k_{X,ADS}$ und $k_{X,DES}$ parametrieren werden kann. Die Temperaturabhängigkeit kann durch eine Darstellung der Parameter als Kurve über der Temperatur mitberücksichtigt werden.

$$\text{Adsorptionsstrom [mol/s]} : \dot{n}_{X,ADS} = k_{X,ADS} \cdot (c_{X,G} - c_{X,ADS}) \quad (5.72)$$

$$\text{Desorptionsstrom [mol/s]} : \dot{n}_{X,DES} = k_{X,DES} \cdot (c_{X,ADS} - c_{X,G}) \quad (5.73)$$

Diese Bilanzierung und die Bestimmung der Stoffströme muß für jede am Reaktionsschema auftretende Komponente parallel durchgeführt werden. Letztlich wird über die Betrachtung der Ad- und Desorption auch das Speicherverhalten berücksichtigt, welches über die Tiefe der aktiven Schicht $d_{X,ADS}$ parametrieren werden kann. Findet keine Konversion statt ($r_X = 0$), würde sich bei dieser Modellierung ein Gleichgewichtszustand einstellen, wobei für den Spezialfall $k_{X,ADS} = k_{X,DES}$ die Adsorptionskonzentration den Wert der Gasraumkonzentration erreicht. Das Zeitverhalten entspricht dem eines Verzögerungsgliedes. Findet Konversion statt, sinkt durch den Konversionsmolstrom die Adsorptionskonzentration im Vergleich zur Gasraumkonzentration ab, wodurch ein ständiger Adsorptionsstrom entsteht. Dieser Vorgang wird durch die Ad- und Desorptionskonstanten zusätzlich beeinflußt, wobei die maximale Umsatzrate des Katalysators und das Sättigungsverhalten eingestellt werden können: Bei sehr hohen Umsatzraten r_X oberhalb der Schwellentemperatur sinkt die Adsorptionskonzentration fast auf Null; somit wird der resultierende Umsatz letztlich durch die Adsorptionsgeschwindigkeit begrenzt.

Umsatzraten und Reaktionskinetik

Die berechneten Adsorptionskonzentrationen dienen als Eingangsgrößen für die untereinander verkoppelten Reaktionskinetikbeziehungen. Das hierfür eingesetzte Reaktionsteilschema mit 7 Schritten geht auf die Arbeit von Kirchner [15] zurück. Allerdings wird anstelle der Reduktion von NO durch Propan die Reduktion durch Wasserstoff angenommen, und die Umsätze der Wassergas-Shiftreaktion werden vernachlässigt. Die beteiligten Reaktionspartner (Komponenten) sind CO, HC, NO, H₂

und O_2 , welche an den wichtigsten Stoffumsätzen beteiligt sind. Die Emissionswerte von CO, HC und NO liegen bei Motorvermessungen meist als Kennfelder über Drehzahl und Moment für den Massenstrom oder den spezifischen Ausstoß vor. Die O_2 -Konzentration kann aus Einspritzmenge, Luftbedarf und Luftmassenstrom bestimmt werden. Für H_2 kann behelfsmäßig ein konstanter Wert angenommen werden.

Stellvertretend für die Kohlenwasserstoffe werden C_3H_6 (Propen, schnelle Reaktion) und C_3H_8 (Propan, langsame Reaktion) verwendet. Der Adsorbtionsvorgang und das Speicherverhalten werden gemeinsam für alle HC bestimmt. Bei den Stickoxiden wird nur NO berücksichtigt, das bei den Rohemissionen in erheblich höheren Konzentrationen als NO_2 vorliegt. Es ergibt sich folgendes Reaktionsteilschema mit den Schritten $R_1..R_7$:



Die konkurrierende Adsorbtionshemmung der beteiligten Komponenten wird üblicherweise durch einen Hemmungsterm beschrieben, der die Umsatzraten r_X beeinflusst. Es wird der Ansatz von Kirchner [15] übernommen und vereinfachend ein gleichbleibender Hemmungsterm für alle Reaktionsteilschritte verwendet. Die Hemmung wirkt sich bei dieser Betrachtungsweise allerdings nur indirekt über die Konversionraten auf das Speicherverhalten aus. Eigentlich müßten sich die adsorbierten Konzentrationen direkt auf die Ad- und Desorbtraten auswirken. Ein Ansatz für eine Beschreibung dieses Vorganges konnte jedoch nicht gefunden werden. Der Hemmungsterm wird durch zusätzliche Konstanten K_X und die adsorbierten Konzentrationen $c_{X,ADS}$ bestimmt:

$$\begin{aligned}
 \text{Hemmungsterm : } H_{KONV} = & (1 + K_{CO} \cdot c_{CO,ADS} + K_{HC} \cdot c_{HC,ADS} \\
 & + K_{O_2} \cdot c_{O_2,ADS})^2 \cdot (1 + K_{NO} \cdot c_{NO,ADS})^2 \quad (5.74)
 \end{aligned}$$

Im Katalysator treten gemäß Reaktionsteilschema 7 Teilschritte auf. Es wird von Reaktionen erster Ordnung ausgegangen. Die Reaktionsgeschwindigkeit ist dann jeweils proportional zu den Konzentrationen der beteiligten Reaktanden, zu einer Exponentialfunktion in Abhängigkeit von Aktivierungsenergie E_i und Temperatur T sowie zu einer Reaktionskonstante k_i , die durch den Hemmungsterm dividiert wird (Langmuir-Hinshelwood-Beziehungen). Damit ergeben sich für die Teilschritte folgende Reaktionsgeschwindigkeiten r_i mit der Einheit $\frac{mol}{m^3 \cdot s}$:

$$R_1 : \quad CO \text{ mit } O_2 \quad r_1 = \frac{k_1}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_1}{R \cdot T_W}} \cdot c_{CO,ADS} \cdot c_{O_2,ADS} \quad (5.75)$$

$$R_2 : \quad HC \text{ mit } O_2 \text{ schnell} \quad r_2 = \frac{k_2}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_2}{R \cdot T_W}} \cdot c_{HC,ADS} \cdot c_{O_2,ADS} \quad (5.76)$$

$$R_3 : \quad HC \text{ mit } O_2 \text{ langsam} \quad r_3 = \frac{k_3}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_3}{R \cdot T_W}} \cdot c_{HC,ADS} \cdot c_{O_2,ADS} \quad (5.77)$$

$$R_4 : \quad CO \text{ mit } NO \quad r_4 = \frac{k_4}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_4}{R \cdot T_W}} \cdot c_{CO,ADS} \cdot c_{NO,ADS} \quad (5.78)$$

$$R_5 : \quad HC \text{ mit } NO \quad r_5 = \frac{k_5}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_5}{R \cdot T_W}} \cdot c_{HC,ADS} \cdot c_{NO,ADS} \quad (5.79)$$

$$R_6 : \quad H_2 \text{ mit } O_2 \quad r_6 = \frac{k_6}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_6}{R \cdot T_W}} \cdot c_{H_2,ADS} \cdot c_{O_2,ADS} \quad (5.80)$$

$$R_7 : \quad H_2 \text{ mit } NO \quad r_7 = \frac{k_7}{H_{KONV}} \cdot e^{-\frac{E_7}{R \cdot T_W}} \cdot c_{H_2,ADS} \cdot c_{NO,ADS} \quad (5.81)$$

Es wird angenommen, daß sich die Reaktionsgeschwindigkeiten aus den unterschiedlichen Teilschritten gemäß Reaktionsteilschema überlagern. (Hierzu konnte in der Literatur keine Angabe gefunden werden.) Die resultierenden Umsatzgeschwindigkeiten der Reaktanden würden sich somit aus dem Stoffverbrauch gemäß Reaktionsteilschema und aus den Reaktionsgeschwindigkeiten der Reaktionsteilschritte, an

denen die entsprechende Komponente beteiligt ist, ergeben:

$$\text{Umsatzrate CO : } r_{CO} = r_1 + r_4 \quad (5.82)$$

$$\text{Umsatzrate HC : } r_{HC} = r_2 + r_3 + r_5 \quad (5.83)$$

$$\text{Umsatzrate NO : } r_{NO} = r_4 + 9 \cdot r_5 + r_7 \quad (5.84)$$

$$\text{Umsatzrate O}_2 : r_{O_2} = \frac{1}{2} \cdot r_1 + \frac{9}{2} \cdot r_2 + 5 \cdot r_3 + \frac{1}{2} \cdot r_6 \quad (5.85)$$

$$\text{Umsatzrate H}_2 : r_{H_2} = r_6 + r_7 \quad (5.86)$$

Damit sind die gesuchten Stoffumsätze, die jeweils für r_X in Gl. (5.68) eingesetzt werden müssen, bestimmt. Die Parameter des Reaktionskinetikansatzes sind die stoffbezogenen Hemmungskonstanten K_X sowie in den Reaktionsteilschritten die Aktivierungsenergien E_i und die Reaktionskonstanten k_i . Über diese Parameter kann die Form der Konversionskurven beeinflusst werden. Die Aktivierungsenergien wurden teilweise aus Veröffentlichungen übernommen und als gegeben betrachtet. Alle anderen Parameter sind durch Abgleich zu bestimmen: Über die Reaktionskonstanten in Verbindung mit der fiktive Tiefe der aktiven Schicht d_{KONV} können die Kurven in Bezug auf die Temperaturabhängigkeit verschoben und die Priorität der Reaktion eingestellt werden. Auf die Priorität haben auch die Hemmungskonstanten K_X einen Einfluß. Hinzu kommen die Parameter des Ad- und Desorptionsvorganges $d_{X,ADS}$ und $d_{X,DES}$, mit denen die Konversionskurven in Bezug auf das Sättigungsverhalten beeinflusst werden können. Dieses ist volumenstromabhängig und begrenzt oberhalb der Schwellentemperatur die maximal mögliche Konversion. Gleichzeitig wird das Zeitverhalten des Ad- und Desorptionsvorganges beeinflusst. Die jeweilige fiktive Tiefe der aktiven Schicht $d_{X,ADS}$ parametrisiert das Speichervermögen. Um die Temperaturabhängigkeit des Speichervermögens berücksichtigen zu können, wurden für die $d_{X,ADS}$ je zwei Werte eingeführt, die eine lineare Interpolation in Abhängigkeit der Temperatur erlauben.

Die Berechnung der Reaktionswärmeströme kann über den konvertierten Molstrom und die Bildungsenthalpie für jede Komponente erfolgen.

Zur Bestimmung der Stoffkonzentrationen

Zur Bestimmung der Gasraumkonzentrationen in Gl. (5.61)ff war jeweils die Molmasse der Komponenten erforderlich. Darüberhinaus ist es wichtig, bei der Simulation Anhaltspunkte über die zu erwartenden Stoffkonzentrationen zu haben. Daher sind in Tabelle 5.3 die Stoffwerte der wichtigsten Abgaskomponenten für typisches

Motor	Größe	N ₂	CO ₂	H ₂ O	CO	O ₂	C ₃ H ₈	C ₃ H ₆	NO _x	H ₂
	M [g/Mol]	28	44	18	28	32	44	42	30	2
Otto	a [Gew.-%]	72,0	17,0	8,3	1,4	1,1	HC: 0,130		0,11	0,035
	v [Vol.-%]	72,8	11,0	13,1	1,4	1,0	HC: 0,088		0,10	0,500
Diesel	a [Gew.-%]	75,2	7,1	2,62	0,03	15,0	HC: 0,007		0,03	0,002
	v [Vol.-%]	77,6	4,6	4,20	0,03	13,5	HC: 0,005		0,03	0,030

Tabelle 5.3: Stoffwerte der Abgaskomponenten

Abgas von Otto- und Dieselmotor angegeben [14]. Diese Konzentrationen können z.B. auch zu dem später beschriebenen Abgleichsversuch der Umsatzkurven der Katalysatoren verwendet werden. Beim Vergleich der beiden Motortypen ist zu beachten, daß der Dieselmotor mit einem lastabhängigen, überstöchiometrischen Gemisch betrieben wird. Die Abgaskomponenten sind daher vor allem im Teillastbetrieb durch den größeren Luftmassenstrom stärker verdünnt als beim Ottomotor.

Häufig sind nur die Kennfelder der limitierten Abgaskomponenten, also CO, HC und NO gegeben. Dann muß der Sauerstoffgehalt des Abgases aus der Bilanz der Verbrennung bestimmt werden. Über den Gewichtsanteil des Sauerstoffes in der Ansaugluft $a_{O_2,Ans}$ und den Gesamtmassenstrom kann der zugehörige angesaugte Massenstrom von O₂ bestimmt werden:

$$\dot{m}_{O_2,Ans} = \dot{m}_{VMI} \cdot a_{O_2,Ans} \quad (5.87)$$

Dabei entspricht der Gesamtmassenstrom dem "inneren" Ansaugluftmassenstrom im Motor \dot{m}_{VMI} . Der Restsauerstoffgehalt im Abgas ergibt dann sich aus der Differenz von angesaugtem und umgesetztem Sauerstoffmassenstrom. Der Umsatz kann mit der eingespritzten Kraftstoffmenge \dot{m}_{Br} und dem Luftbedarf berechnet werden. Der Luftbedarf beträgt für Otto- und Dieselmotor etwa 14,5 g Frischluft pro 1 g eingespritztem Kraftstoff. Für Frischluft gilt $a_{O_2,Fl} = 23,2$ Gew.-%. Bei vollständiger Verbrennung ist im Abgas:

$$a_{O_2} = \frac{m_{O_2,Ans} - 14,5 \cdot \dot{m}_{Br} \cdot a_{O_2,Fl}}{\dot{m}_{VMI}} \quad (5.88)$$

Näherungsweise kann damit auch das Luft-/Kraftstoffverhältnis bestimmt werden:

$$\lambda = \frac{\dot{m}_{O_2,Ans}}{14,5 \cdot \dot{m}_{Br} \cdot a_{O_2,Fl}} \quad (5.89)$$

Da die Verbrennung jedoch nicht ideal abläuft, wird durch unvollständige Oxidation tatsächlich weniger Sauerstoff umgesetzt. Zugleich reagiert ein Teil des Sauerstoffes mit dem Luftstickstoff. Daher muß die Bilanz in Gl. (5.88) korrigiert werden. Aus den Molströmen der entsprechenden Verbrennungsprodukte kann auf den zusätzlichen O_2 -Molstrom der unvollständigen Verbrennung geschlossen werden:

$$\dot{n}_{O_2,unv.} = \frac{1}{2} \cdot \dot{n}_{CO} + \frac{9}{2} \cdot \dot{n}_{C_3H_6} + \frac{1}{2} \cdot \dot{n}_{H_2} - \frac{1}{2} \cdot \dot{n}_{NO} \quad (5.90)$$

Durch die zugehörigen Molmassen können die Molströme in Massenströme umgerechnet werden. Dividiert man diese durch den Gesamtmassenstrom, erhält man eine Bilanz der Gewichtsanteile:

$$a_{O_2,unv.} = \frac{1}{2} \frac{M_{O_2}}{M_{CO}} \cdot a_{CO} + \frac{9}{2} \frac{M_{O_2}}{M_{C_3H_6}} \cdot a_{C_3H_6} + \frac{1}{2} \frac{M_{O_2}}{M_{H_2}} \cdot a_{H_2} - \frac{1}{2} \frac{M_{O_2}}{M_{NO}} \cdot a_{NO} \quad (5.91)$$

Stellvertretend für die Kohlenwasserstoffe wurde hier der am häufigsten auftretende Bestandteil Propen angesetzt. Bei Motoren ohne Abgasrückführung entspricht der Sauerstoffgehalt der Ansaugluft dem der Frischluft: $a_{O_2,Ans} = a_{O_2,Fl}$. Anders jedoch bei aktiver AGR, wo durch das rückgeführte Abgas die Sauerstoffkonzentration der Ansaugluft gesenkt wird. (Dies vermindert neben der niedrigeren Verbrennungsspitzen­temperatur die NO_x -Bildungsrate.) Bei der Modellierung kann dies mit Hilfe der Rückführ­rate berücksichtigt werden:

$$a_{O_2,Ans} = (1 - r_{AGR}) \cdot a_{O_2,Fl} + r_{AGR} \cdot a_{O_2} \quad (5.92)$$

Im Modell ergibt sich hierbei eine Rückkopplung, weil der Wert von a_{O_2} benötigt wird, der erst in Gl. (5.93) zu bestimmen ist. Es ergibt sich schlußendlich für das Abgas:

$$a_{O_2} = \frac{\dot{m}_{VMI} \cdot a_{O_2,Ans} - 14,5 \cdot \dot{m}_{Br} \cdot a_{O_2,Fl}}{\dot{m}_{VMI}} + a_{O_2,unv.} \quad (5.93)$$

Im Reaktionskinetikmodell wurde neben den limitierten Komponenten auch der im Abgas enthaltene Wasserstoff angesetzt, weil es sich gezeigt hat, daß das Konversionsverhalten ohne Berücksichtigung dieser Komponente nicht richtig abgebildet

werden kann. Wie in Tabelle 5.3 ersichtlich, liegt die Volumenkonzentration von H_2 in der Größenordnung der limitierten Komponenten. Da der H_2 -Ausstoß jedoch meist nicht vermessen wird, muß im Bereich der angegebenen Werte in Tabelle 5.3 eine Schätzung erfolgen (die z.B. auch zum besseren Modellabgleich “mißbraucht“ werden kann).

Umsetzung und Abgleich

Die Umsetzung des Katalysatormodells erfolgte als eigener Modellblock, der in das modifizierte Zweiwandrohrmodell eingebunden wird. Abbildung 5.22 soll einen Eindruck davon vermitteln, wie die Umsetzung des Katalysatormodells unter Simulink aussehen kann. Modelliert wurde eine typische Abgasanlage für Ottomotoren mit Vor- und Hauptkatalysator. Die Abgasanlagenrohre zwischen den Katalysatoren sowie die Anschlußstücke werden durch Rohrstücke (Rohrelementmodelle, in diesem Fall mit Zweiwandisolierung) wiedergegeben. Das Abgasanlagenmodell kann an ein Motormodell gekoppelt werden. Die Rohemissionswerte werden durch Kennfelder eingelesen; eventuell muß noch der Sauerstoffgehalt im Abgas berechnet werden.

In Abbildung 5.22 sind einige der Modellblöcke bis zur 5. Ebene hin geöffnet dargestellt. Der Block für den Hauptkatalysator beinhaltet eine Reihenschaltung aus 5 Katelementen. Diese Anzahl hat sich beim Abgleich als hinreichend erwiesen und ermöglicht in Bezug auf Rechenzeit, Speicherplatzbedarf und Übersichtlichkeit einen effizienten Umgang mit dem Modell. Die Rechenzeit liegt bei einer Auflösung von 100 ms noch deutlich unter Echtzeit. Eventuell ist es sinnvoll, mit variabler Elementlänge Δx zu arbeiten und diese zu den ersten Elementen hin zu verkleinern, da die Konversion bei kleinen und mittleren Massenströmen hauptsächlich im vorderen Teil des Katalysators abläuft. Ein Katelementmodell besteht wiederum aus Blöcken für die Wärmeübergangskoeffizienten, die Differentialgleichungen für die Wandtemperatur (“Wärmeübergang“) und die Reaktionskinetik. Wie anhand der Struktur ersichtlich, wurde bezüglich der Gastemperatur eine Vereinfachung gegenüber dem ursprünglichen Rohrmodell getroffen: Für die Austrittstemperatur des Gases wird die Wandtemperatur des Monolithen angesetzt; der Modellblock für die Gastemperaturgleichung entfällt hier. Das hat den Vorteil einer Rechenzeitverkürzung und vermeidet eine schwer beherrschbare Schwingneigung des Modells, die wegen der Modifikationen bezüglich des Monolithen sonst auftreten würde. Die Vereinfachung ist zulässig, da sich Austritts- und Wandtemperatur aufgrund des hohen Wärmeübergangs in den Monolithkanälen nur geringfügig unterscheiden.

Der Block für die Reaktionskinetik beinhaltet in der ersten Schicht die Berechnung von Adsorption und Stoffbilanz für jeden der beteiligten Reaktionspartner. Einer dieser Blöcke ist geöffnet und stellt in diesem Fall die unterste Ebene dar, in der die Berechnung im Blockschaltbild erfolgt. Die Exponentialansätze für die einzelnen Reaktionsteilschritte werden in einem nachgeschalteten Block abgearbeitet

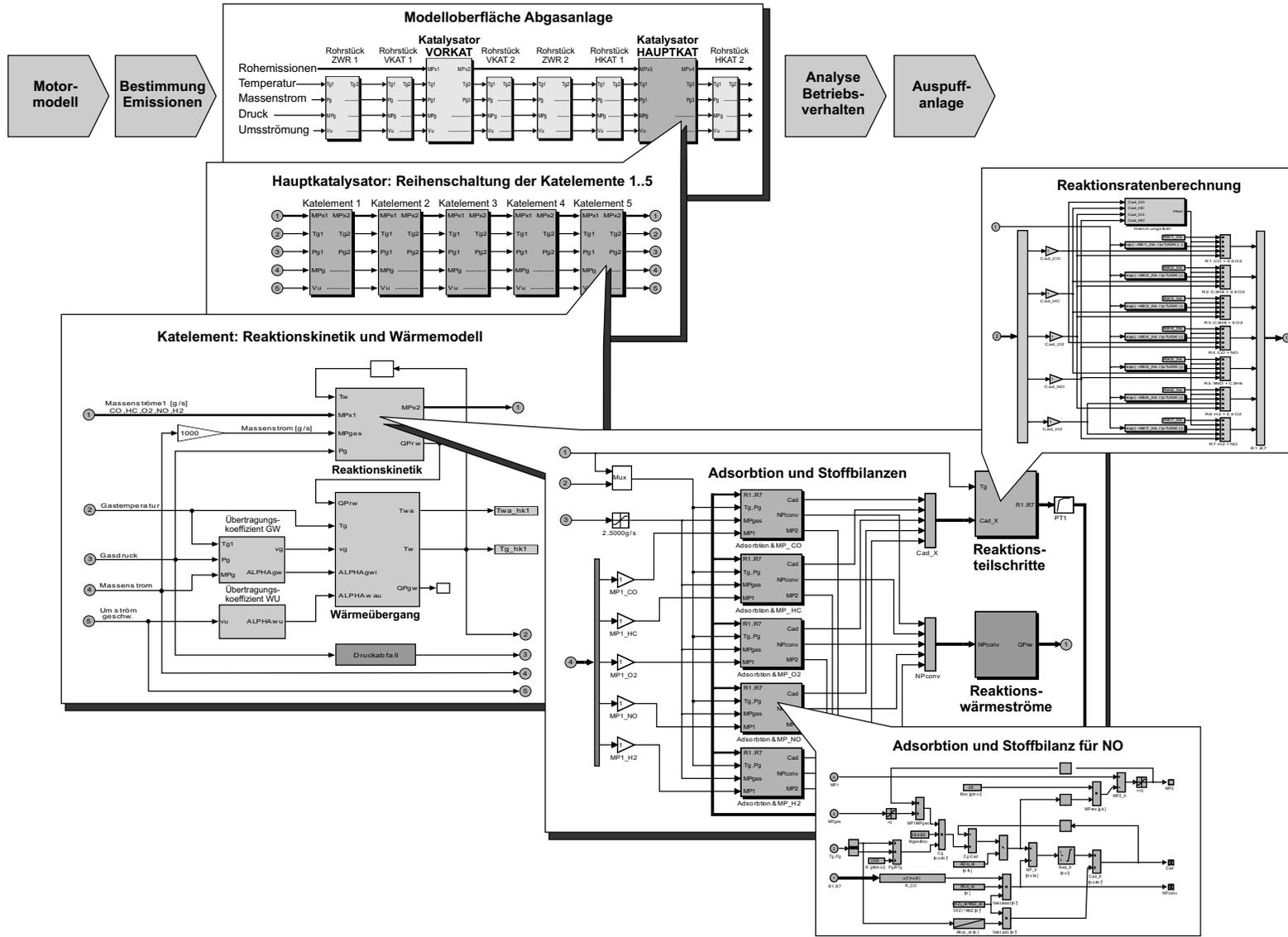


Bild 5.22: Simulinkoberfläche des Abgasanlagenmodells für einen Ottomotor

und die resultierenden Reaktionsraten in einem Vektor gebündelt zu den Stoffbilanzen rückgeführt. Ein weiterer, hier nicht geöffneter Block wäre die Berechnung der Reaktionswärmeströme.

Der Modellabgleich erfolgt in zwei Schritten:

- Abgleich der Reaktionskinetikparameter an Referenzkurven für die Temperaturabhängigkeit der Konversion (Konversionskurven).
- Abgleich der Parameter für den Wärmeübergang und das Adsorptions- bzw. Speicherverhalten anhand von Zeitverlaufskurven, die an einem Motorprüfstand mit einer zeitlich hochauflösenden Abgasanalytik aufgenommen wurden.

Gegebenenfalls müssen im zweiten Schritt auch die Reaktionskinetikparameter angepaßt werden. Dabei muß wiederum überprüft werden, ob die Konversionskurven noch korrekt darstellbar sind und ob gegebenenfalls Abweichungen akzeptiert werden können.

Um mit dem Reaktionskinetikmodell Konversionskurven berechnen zu können, wurde für die Katalysatoren (z.B. Vor- und Hauptkat aus Abbildung 5.22) eine Simulation durchgeführt, bei der eine Temperaturrampe vorgegeben wurde. Als Rohemission wurde ein typisches Abgasgemisch für Ottomotoren vorgegeben. Die Umsatzraten wurden dann über der resultierenden mittleren Katalysatortemperatur dargestellt und mit Referenzkurven verglichen. Der Massenstrom in der Simulation wurde so angepaßt, daß sich im Monolithen ungefähr die Raumgeschwindigkeit einstellte, bei der diese Referenzkurven aufgenommen worden waren.

Das Ergebnis ist in Bild 5.23 dargestellt, wobei hier die Kompromisse bezüglich Schritt 2 des Abgleichvorganges schon enthalten sind. Bedenkt man, daß mit dem Kinetikmodell hochkomplexe chemische und physikalische Prozesse beschrieben werden, von denen nur die grundlegenden Vorgänge qualitativ betrachtet wurden, ergibt sich schon eine recht gute Übereinstimmung mit den Referenzkurven, vor allem in Bezug auf die Schwellentemperatur. Allerdings wird bei NO das Sättigungsverhalten oberhalb der Schwellentemperatur nicht richtig wiedergegeben. Die Temperaturrampe wurde linear zur Simulationszeit gegeben, sodaß $T=0^{\circ}\text{C}$ auch dem Simulationsbeginn $t=0\text{s}$ entspricht. Der anfängliche Peak bei den Umsatzraten wird durch das Speicherverhalten verursacht, weil die Integratoren bei Simulationsstart noch auf Null gesetzt sind oder – physikalisch gesehen – weil die aktive Schicht noch unbeladen ist und daher die Abgaskomponenten adsorbiert werden.

Für den 2. Schritt des Abgleichs wird mit dem Abgasanlagenmodell ein Prüfstandsversuch nachsimuliert, wobei als Eingangsgrößen für das Modell die vorher am Eingang der realen Abgasanlage aufgenommenen Messkurven für Druck, Temperatur und Massenstrom sowie die Konzentrationen der Abgaskomponenten vorgegeben

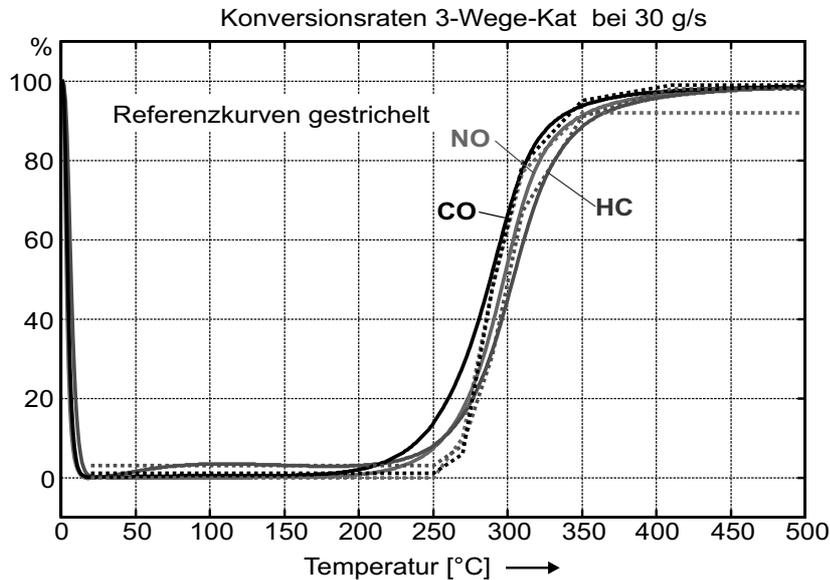


Bild 5.23: Abgleich der Konversionskurven 3-Wege-Katalysator

werden. Als Vorgabe für den zugehörigen Verbrennungsmotor kann z.B. nach Kaltstart ein Zyklus nachgefahren werden oder es können verschiedene Lastpunkte angefahren werden, in denen eine λ -Variation erfolgt. Der Abgleich des Modells erfolgt in der Weise, daß die an den Messtellen nach den Katalysatoren aufgenommenen Referenzverläufe mit den Simulationsergebnissen verglichen werden. Die dazu erforderlichen Messungen zur Aufnahme der Zeitverläufe von Stoffkonzentrationen in der Abgasanlage benötigen eine extrem aufwändige Abgasanalytik und sind daher sehr kostenintensiv.

Freundlicherweise stellte uns Herr Prof. Hohenberg von der Universität Darmstadt für einen ersten Versuch entsprechende Referenzkurven zur Verfügung. An dieser Stelle möchte ich ihm und seinem Assistenten, Herrn Dipl.-Ing. T. Combé, für den damit verbundenen Aufwand nocheinmal danken. Der Versuch, das Abgasanlagenmodell anhand der gegebenen Kurven abzugleichen, kann prinzipiell als erfolgreich betrachtet werden. Eine besondere Schwierigkeit bestand darin, daß dies gleichzeitig auch für das Temperaturverhalten der gesamten Anlage erfolgen mußte, welches wegen der Reaktionswärmeströme mit dem Konversionsverhalten gekoppelt ist. Qualitativ konnten die Zeitverläufe der Temperaturen und Abgaskonzentrationen sowohl für einen Zyklusversuch mit Kaltstart als auch für eine Lamdavaration wiedergegeben werden. Der besonders wichtige Vorgang des Anspringens konnte gut erfaßt werden werden; andererseits mußten beim Temperaturverlauf im oberen Bereich auch größere Abweichungen hingenommen werden. Diese liegen allerdings weit über der Anspringtemperatur und haben daher wenig Auswirkung auf das Umsatzverhalten.

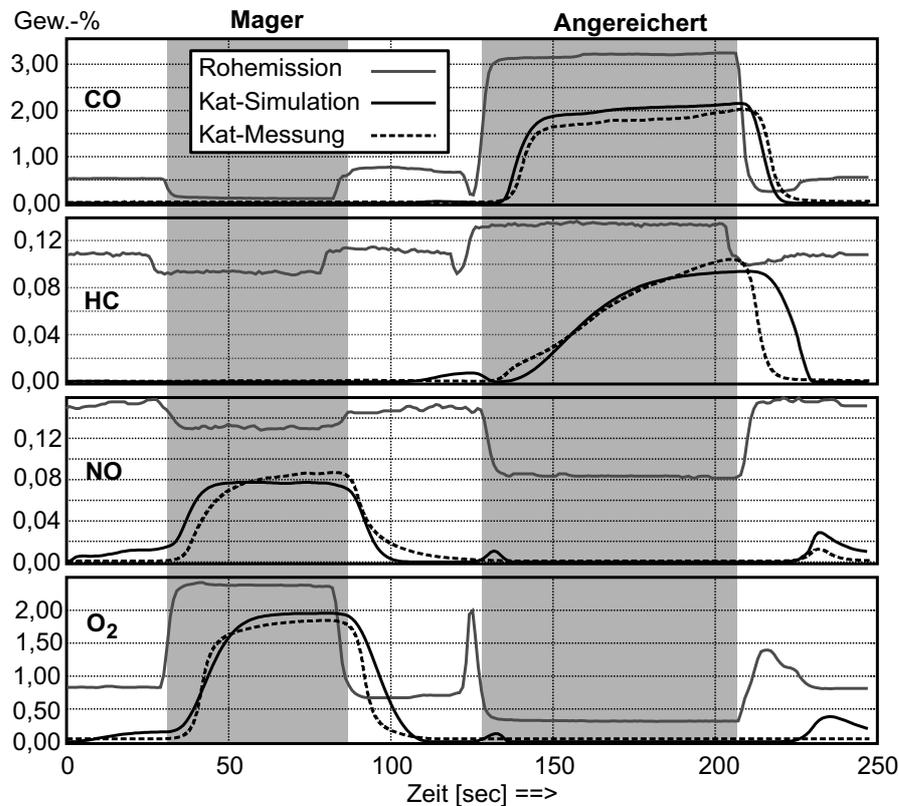


Bild 5.24: Abgaskonzentrationen nach den Katalysatoren bei Lambdavariation

In Abbildung 5.24 ist ein Beispiel dargestellt, wo in einem angefahrenen Lastpunkt das Gemisch innerhalb der grau hinterlegten Zonen in Richtung mager bzw. angereichert verstellt wurde. Dargestellt sind die Zeitverläufe der Konzentrationen. Die grauen Kurven sind die gemessenen Rohemissionen, die gestrichelten Referenzkurven die Messwerte nach dem Hauptkatalysator (Prof. Hohenberg). Im Magerbetrieb bei O₂-Überschuß läuft die Oxidation von CO und HC auf Kosten der Reduktion der Stickoxide bevorzugt ab, weshalb die Austrittskonzentration von NO ansteigt.

Umgekehrt im angereicherten Betrieb: hier können CO und HC aufgrund des Sauerstoffmangels nicht vollständig umgesetzt werden. Wegen des Speicherverhaltens bricht die Umsatzrate für HC erst langsam ein, daher steigt die Konzentration am Auspuff verzögert an. Bei dieser Lambdavariation erfolgte die Nachbildung des Umsatzverhaltens (schwarze Kurven) qualitativ richtig, aber vor allem bei NO und HC mit gewissen Toleranzen. So fällt die Konzentration von HC in der Simulation verspätet ab. Für diesen Fall müßte bei HC das Ad- und Desorbitionsverhalten sowie das Speicherverhalten noch besser abgeglichen bzw. genauer modelliert werden. Bei NO macht sich der ganz geringfügige Sauerstoffüberschuß am Beginn der Messung (vor dem Magerbetrieb) stärker bemerkbar als beim realen System, sodaß sich in der Simulation ein NO-Schlupf ergibt.

Aktivierungsenergie [$\frac{kJ}{mol}$]	Reaktionskonstante [$\frac{m^3}{mol \cdot s}$]	Hemmungskonstante [$\frac{m^3}{mol}$]
$E_1 = 75$	$k_1 = 1,5 \cdot 10^9$	$K_{CO} = 6,0$
$E_2 = 80$	$k_2 = 2,4 \cdot 10^9$	$K_{HC} = 10,0$
$E_3 = 110$	$k_3 = 10,0 \cdot 10^9$	$K_{O_2} = 2,0$
$E_4 = 90$	$k_4 = 0,4 \cdot 10^9$	$K_{NO} = 5,0$
$E_5 = 80$	$k_5 = 6,0 \cdot 10^9$	
$E_6 = 75$	$k_6 = 1,0 \cdot 10^9$	
$E_7 = 90$	$k_7 = 0,4 \cdot 10^9$	

Tabelle 5.4: Ergebnis der Parametrierung 3-Wegekat (Hauptkatalysator)

Der Modellabgleich erfolgte aus Zeitgründen “von Hand“ im Probierversahren und trug einiges zum Verständnis des Betriebsverhaltens bei. So zeigte es sich, daß für den Vorkatalysator auf eine deutlich niedrigere Schwellentemperatur parametrieren werden mußte als für den Hauptkat (vgl. Bild 5.23). Das Konversionsverhalten entsprach eher dem eines Oxidationskatalysators, vgl. Bild 5.25. Zugleich mußte der Vorkat – wie zu erwarten – auf eine möglichst geringe Wärmespeicherfähigkeit eingestellt werden, um den in der Messung frühen Light-off nachbilden zu können. Andererseits waren zum Abgleich – inklusive einiger Modellverbesserungen und des Umsatzkurvenabgleichs – mehrere Wochen erforderlich. Allein für ein einzelnes Katalysatorelementmodell existieren knapp 60 Parameter, von denen etwa ein Drittel durch den Abgleich zu bestimmen sind. Im Prinzip ergibt sich hier das gleiche Problem wie beim Mittelwertmodell des TDI: zum Abgleich der hohen Zahl an Modellparametern müßte ein automatisiertes Verfahren entwickelt werden. Wie schon angeführt bietet sich dazu beispielsweise eine statische Optimierung an, wobei die Differenzkurven der Soll- und Istwerte zu einem quadratischen Gütefunktional aufintegriert werden, das zu minimieren ist. Wegen der hohen Dimension des Eingangsraumes und der nichtlinearen Beziehungen des gesamten Abgasanlagenmodells dürfte sich ein relativ komplexes Problem ergeben. Möglicherweise könnte aber die Genauigkeit des Modells noch erheblich verbessert werden. Ein wichtiges Ergebnis des Abgleichs war die Bestimmung der Reaktionskinetikparameter für das Modell, siehe Tabelle 5.4. Die Aktivierungsenergien liegen in der Größenordnung der Angaben von Stamatelos [36]. Je höher eine Aktivierungsenergie angesetzt wird, desto langsamer läuft die Reaktion ab. Daher weist auch die langsame Oxidation von HC mit E_3 die größte Aktivierungsenergie auf. Die Konversionskurve wird dabei zu höheren Temperaturen hin verschoben. Der Einfluß der Reaktionskonstanten macht sich in umgekehrter Weise bemerkbar.

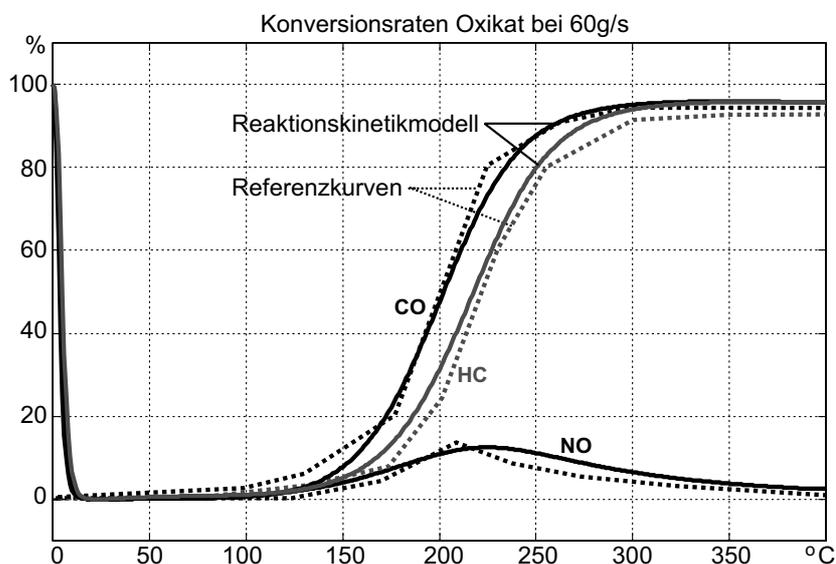


Bild 5.25: Konversionsraten beim Oxidationskatalysator

5.4.3 Umparametrierung für einen Oxidationskatalysator

In dieser Arbeit sollte das Katalysatormodell hauptsächlich für die Untersuchung des TDI-Motors genutzt werden. Da bei Dieselmotoren das Luft–Kraftstoffverhältnis mit der Last stark variiert, führt dies zu einer starken Beeinflussung der Abgaszusammensetzung. Im Leerlauf können sich λ -Werte von bis zu 10 ergeben, bei Vollast kann λ in den Bereich von 1,5 absinken. Ein weiterer Einflußfaktor ist die AGR, die vor allem im Teillastbereich zu einer Absenkung von NO und O_2 führt. Wegen der variablen Abgaszusammensetzung sind mit einem Reaktionskinetikmodell genauere Ergebnisse zu erwarten als mit einem Konversionskurvenansatz. Zur Modellierung eines Diesel-Oxidationskatalysators wurde das beschriebene Modell des 3-Wegekats übernommen und umparametriert. Dieser Weg ist bereits in [38] eingeschlagen worden. Allerdings wurde auf Modifikationen des Reaktionskinetikansatzes verzichtet. Beispielsweise könnte noch die bei Oxidationskatalysatoren auftretende Bildung von NO_2 berücksichtigt werden. Das wäre erforderlich, wenn diesbezügliche Reaktionen in einem nachgeschalteten Partikelfilter oder SCR-Katalysator untersucht werden sollen.

Das Ergebnis der Umparametrierung ist in Abbildung 5.25 zu sehen. Unter Vorgabe der typischen Dieselabgasmischung aus Tabelle 5.3 konnten die gegebenen Referenzkurven gut nachgebildet werden. Insbesondere wird die aufgrund des Sauerstoffüberschusses nur ansatzweise stattfindende Konversion der Stickoxide qualitativ richtig wiedergegeben. Die Reduktion läuft mit geringen Umsätzen im Bereich der Schwellentemperatur ab, weil dort noch nicht oxidiertes CO und HC (und H_2)

Aktivierungsenergie [$\frac{kJ}{mol}$]	Reaktionskonstante [$\frac{m^3}{mol \cdot s}$]	Hemmungskonstante [$\frac{m^3}{mol}$]
$E_1 = 75$	$k_1 = 2,0 \cdot 10^9$	$K_{CO} = 4,0$
$E_2 = 80$	$k_2 = 6,0 \cdot 10^9$	$K_{HC} = 10,0$
$E_3 = 110$	$k_3 = 40,0 \cdot 10^9$	$K_{O_2} = 0,5$
$E_4 = 50$	$k_4 = 4,0 \cdot 10^6$	$K_{NO} = 1,0$
$E_5 = 45$	$k_5 = 3,0 \cdot 10^6$	
$E_6 = 75$	$k_6 = 2,0 \cdot 10^9$	
$E_7 = 50$	$k_7 = 1,0 \cdot 10^6$	

Tabelle 5.5: Ergebnis der Parametrierung Oxidationskatalysator

zur Verfügung steht. Oberhalb der Schwellentemperatur läuft die Oxidation bevorzugt ab und führt zu einem vollständigen Verbrauch von CO und HC, sodaß der NO-Umsatz wieder abnimmt. Im Gegensatz zum 3-Wegekat sind die Reaktionskurven beim Oxidationskatalysator zu niedrigeren Temperaturen hin verschoben. (Das ist wegen des niedrigeren Temperaturniveaus von Dieselaßgas erforderlich.) Zum Vergleich sind in Tabelle 5.5 die neu ermittelten Parameter der Reaktionskinetik dargestellt. Bei den Reduktionsreaktionen mußten die Aktivierungsenergien und die Reaktionskonstanten deutlich abgesenkt werden. Änderungen ergaben sich auch bei den Parametern des Speicherverhaltens und bei den Volumenfaktoren (Tiefe der aktiven Schicht für die Konversion), die sich auf die Schwellentemperatur auswirkt.

5.4.4 Umsatzkurvenmodell für einen SCR-Katalysator

Bei der Emissionsuntersuchung des TDI-Motors sollten auch die erzielbaren Stoffumsätze einer Stickoxidnachbehandlung am Beispiel eines SCR-Systems berücksichtigt werden. Bei einem SCR-System (Selective Catalytic Reduction) muß ein Reduktionsmittel eingebracht werden. Als Reduktionsmittel kommen Kohlenwasserstoffe oder besonders Ammoniak in Frage, mit denen an der speziell beschichteten aktiven Oberfläche des SCR-Kats (verschiedene Metalloxide mit Vanadium, Wolfram, Molybdän) die gewünschte selektive Reaktion mit NO und NO₂ stattfindet. Für den serienmäßigen Einsatz kann der Ammoniak auch in Form einer leicht zu handhabenden und ungefährlichen Harnstofflösung (Harnstoff:(NH₂)₂CO)eingebracht werden. Diese wird vor dem SCR-Kat ins heiße Abgas eingedüst und zersetzt sich dort. Über verschiedene Reaktionsschritte mit Thermolyse und Hydrolyse und einer Reihe von Nebenprodukten entsteht letztlich Ammoniak (NH₃) [14]. Die Reaktion kann durch einen vorgeschalteten Hydrolysekatalysator beschleunigt werden. Im SCR-

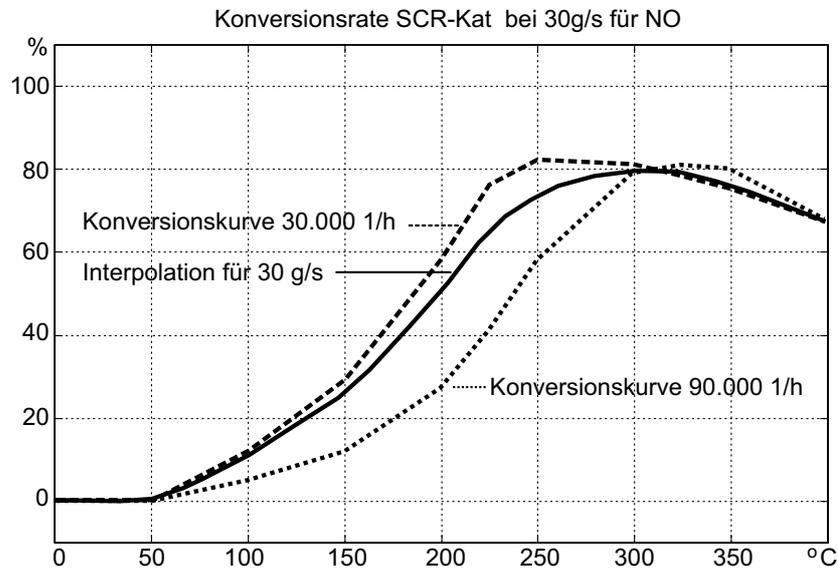


Bild 5.26: Umsatzkurveninterpolation beim SCR-Katalysator

Kat werden dann die Stickoxide mit NH_3 durch verschiedene Reaktionsschritte in molekularen Stickstoff, Sauerstoff und Wasser umgewandelt. Bei der Harnstoffzerersetzung entsteht zusätzlich noch Kohlendioxid. Unerwünschte Nebeneffekte sind Ammoniakschlupf und Nebenreaktionen, bei denen wiederum Stickoxide entstehen können. Eventuell muß wegen des NH_3 -Schlupfes ein Sperrkatalysator nachgeschaltet werden [14]. Ein weiteres Problem ist die Empfindlichkeit der SCR-Katalysatoren gegenüber SO_2 , weshalb schwefelfreier Kraftstoff benötigt wird. Die Zudosierung des Reduktionsmittels geschieht durch einen Regelkreis.

Diese Vorgänge sind für eine Modellierung im Rahmen dieser Arbeit zu komplex und darüberhinaus müßten entsprechende Daten verfügbar sein. Zur Nachbildung des Konversionsverhaltens wurde daher der sehr viel einfachere Umsatzkurvenansatz gewählt. Die Reaktion wird hierbei als "black box" betrachtet und die resultierende Konversion durch vermessene Kurven in Abhängigkeit von Temperatur und Raumgeschwindigkeit wiedergegeben. Es können damit die Einflüsse der Abgaszusammensetzung nicht berücksichtigt werden; andererseits existiert in diesem Falle ein Regelkreis für den Stoffumsatz. Anstelle der Reaktionskinetik wird in das Wärmemodell des Katalysators eine Umsatzkurveninterpolation eingebaut.

Die Vorgehensweise ist in Bild 5.26 dargestellt: Es ist ein Satz temperaturabhängiger Kurven für verschiedene Raumgeschwindigkeiten gegeben, zwischen denen für den aktuellen Abgasmassenstrom interpoliert wird. Mittlerweile sind auch deutlich bessere maximale Umsätze als hier dargestellt erzielbar. Die Raumgeschwindigkeit ist definiert durch:

$$RG \left[\frac{1}{h} \right] = \frac{\dot{V}_G}{V_{Kat}} \cdot 3600 = \frac{\dot{m}_G \cdot T_G \cdot R_{iG}}{V_{Kat} \cdot p_G} \cdot 3600 \quad (5.94)$$

Sie kann mit den im Rohrmodell vorhandenen Größen bestimmt werden. Da der absolute Stickoxidausstoß mit steigender Abgastemperatur und Drehzahl (\sim Massenstrom) zunimmt, kann mit dem in Bild 5.26 dargestellten Konversionsverhalten ein Gesamtumsatz von 60-70 % im Zyklus erreicht werden.

Aus den Rohrmodellen und den Modellen für den Oxidations- und den SCR-Katalysator wurde eine Abgasanlage für den in dieser Arbeit untersuchten TDI-Motor zusammengestellt, die an das Mittelwertmodell des TDI gekoppelt wurde. Die in Abbildung 5.27 dargestellte Modelloberfläche stellt somit die "Fortsetzung" der Oberfläche des TDI-Modells von Abbildung 5.15 dar. Die Reihenschaltung der beiden Katalysatoren erlaubt eine Analyse des Emissionsverhaltens des TDI mit konventioneller Abgasanlage, wenn die Werte nach dem Oxidationskatalysator abgegriffen werden, und die Ermittlung des Einflusses einer zusätzlichen Stickoxidnachbehandlung bei Abgriff nach dem SCR-Kat. Die Ergebnisse, die mit diesem Modell für das Betriebsverhalten des TDI im Normal- und Hybridbetrieb berechnet wurden, werden in Kapitel 6 vorgestellt.

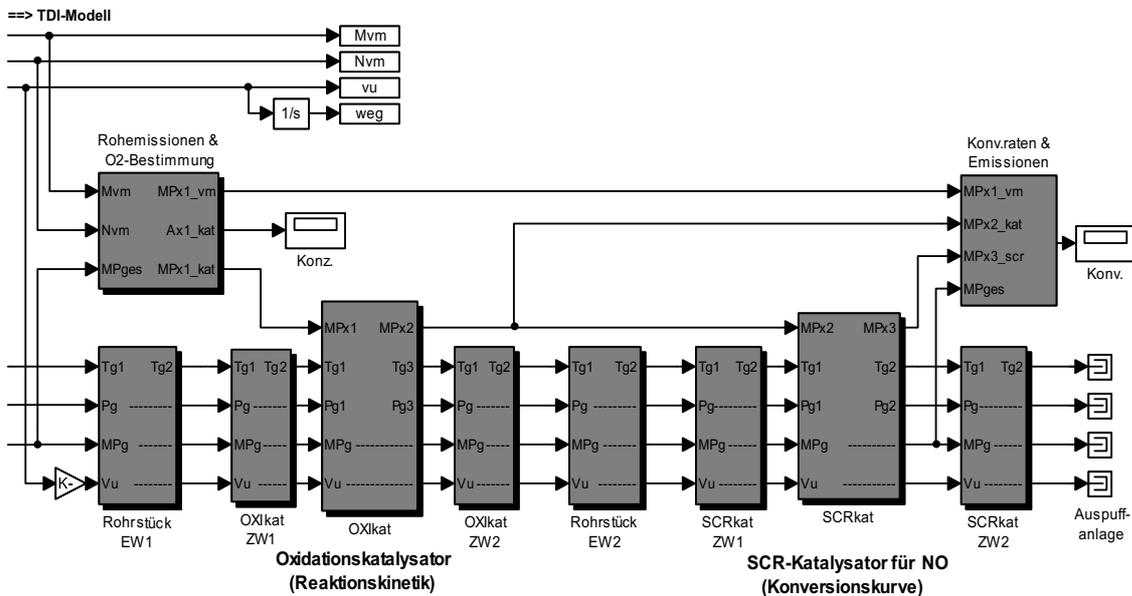


Bild 5.27: Simulinkoberfläche des TDI-Abgasmodells

6 Emissionsverhalten

Das Emissionsverhalten wurde sowohl für den derzeit im Prüfstand bzw. Fahrzeug verbauten TD-Motor und als auch für den modernen TDI untersucht. Für den TD konnten Messwerte am interimsmäßig aufgebauten Motorprüfstand vorgenommen werden, die durch Simulationenwerte ergänzt wurden. Für den TDI wurden alle für die Untersuchung benötigten Größen aus der Simulation mit dem im Kapitel 5 vorgestellten Modell von Motor und Abgasanlage gewonnen. Als Vorgabe für die Emissionsbetrachtung dienten die Betriebstrajektorien des Verbrennungsmotors, welche mit der Offlineoptimierung für den Hybridbetrieb berechnet worden waren. Es erfolgte jeweils ein direkter Vergleich mit dem Referenzfahrzeug. Als Referenzvorgabe wurden die Betriebstrajektorien der Simulation des Fahrzeugs im Originalzustand mit Handschaltgetriebe verwendet. So nicht anders erwähnt, lag den vorgestellten Ergebnissen als Fahrzeugvariante jeweils der projektierte Zustand zu Grunde, weil das Fahrzeug bzw. der Antriebsstrangprüfstand zum Zeitpunkt der Untersuchungen noch nicht fertiggestellt waren.

Durch den direkten Vergleich Hybrid—Referenz unter sonst exakt gleichen Bedingungen für die Simulation bzw. Vermessung am Motorprüfstand sollte vor allem eine qualitative Analyse erfolgen, um die Unterschiede zwischen Hybrid und Normalbetrieb darzustellen. Von quantitativer Bedeutung sind im wesentlichen die Endemissionen der Zyklusversuche, die anhand der Abgasgrenzwerte Euro-III bzw. Euro-IV zu bewerten sind. Der Schwerpunkt dieses Kapitels soll wegen der Aktualität der Motorvariante auf der Untersuchung des TDI liegen.

6.1 Ergebnisse für den TDI-Motor

6.1.1 Analyse der Emissionswerte

Aus der Simulation wurden die Temperaturen an wichtigen Messpunkten der Abgasanlage, die Massenströme im Abgaspfad und im AGR-Ventil sowie die Anteile der Abgaskomponenten vor bzw. nach den Katalysatoren analysiert. Eine Zusammenfassung der Eckdaten der Ergebnisse ist umseitig in Tabelle 6.1 zu sehen. Neben den mittleren Temperaturen im Krümmer bzw. im Oxidationskatalysator sowie dem Abgasmassendurchsatz im AGR-Zweig bzw. in der Abgasanlage wurden die Rohemissionen, die Umsatzraten sowie die Endemissionen am Auspuff gegenübergestellt. Die Emissionswerte entsprechen dem Integral der Massenströme am Zyklusende, die Umsatzraten jeweils der Gesamtmassenbilanz. Da durch die Katalysatormodelle kei-

NEDC-Zyklus	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid	Euro III/IV
Kraftstoffverbrauch	5,27 l/100km	4,44 l/100km	
Durchsatz M_{Abgas}	21,3 kg	10,9 kg	
Durchsatz M_{AGR}	6,9 kg	1,5 kg	
Mittelwert $T_{\text{Gas,Krümm}}$	230,2 °C	232,1 °C	
Mittelwert $T_{\text{Gas,OxiKat}}$	206,5 °C	250,1 °C	
Rohemission CO	0,737 g/km	0,250 g/km	
Rohemission HC	0,130 g/km	0,116 g/km	
Rohemission NO _X	0,490 g/km	1,042 g/km	
Rohemission PM	0,037 g/km	0,036 g/km	
Umsatzrate Oxikat, CO	84,7 %	89,2 %	
Umsatzrate Oxikat, HC	82,0 %	92,7 %	
Umsatzrate Oxikat, NO _X	6,7 %	4,6 %	
Umsatzrate SCRkat, NO _X	66,6 %	69,7 %	
Endemission CO	0,113 g/km	0,027 g/km	0,64/0,50 g/km
Endemission HC	0,023 g/km	0,008 g/km	0,06/0,05 g/km
Emission NO _X nach Oxikat	0,458 g/km	0,994 g/km	
Endemission NO _X	0,164 g/km	0,316 g/km	0,50/0,25 g/km
Endemission PM	0,037 g/km	0,036 g/km	0,05/0,025 g/km
Endemission CO ₂	136,7 g/km	118,1 g/km	(2012: 120 g/km)

Tabelle 6.1: Emissionswerte für den TDI im NEDC

ne Konversion von Rußpartikeln (PM) nachgebildet wurde, stimmen hier die Roh- und Endemissionen überein. Als zulässiger Grenzwert sind jeweils in der letzten Spalte die Daten aus Euro-III (Neuzulassungen ab 2001) und Euro-IV (Neuzulassungen ab 2005) angegeben. In der Euronorm wird für HC und NO_X ein Summengrenzwert angegeben, innerhalb dessen wiederum eine Obergrenze für NO_X gilt. In Tabelle 6.1 ist für NO_X diese Obergrenze angegeben, und für HC die Differenz aus Summengrenzwert und Obergrenze.

Gemäß einer von der deutschen Industrie festgelegten Selbstverpflichtung sollen die CO₂-Emissionen der gesamten Fahrzeugflotte stufenweise abgesenkt werden. Als Ziel ist für das Jahr 2012 ein Flottenwert von durchschnittlich 120 g/km anvisiert, der für Dieselmotoren einem Verbrauchswert von 4,4 l/100km entsprechen würde. Der Autarke Hybrid im projektierten Zustand mit TDI und einem rechnerischen Verbrauch von 4,44 l/100km sowie einem Emissionswert von 118,1 g/km würde diesem Ziel sehr gut entsprechen.

In Tabelle 6.1 treten einige deutliche Unterschiede zwischen Hybrid- und Referenzfahrzeug auf. Folgende Aussagen und Rückschlüsse können aus diesen Ergebnissen gezogen werden:

- Durch den Taktbetrieb geht der gesamte Abgasmassendurchsatz im Hybridbetrieb um die Hälfte zurück. Relativ zum Durchsatz M_{Abgas} ist jedoch die abgezweigte Rückführmenge M_{AGR} noch deutlich geringer.
- Die mittleren Temperaturen im Krümmer liegen fast auf gleichem Niveau, dafür ergeben sich im Hybridbetrieb höhere Werte im Katalysator. Das bedeutet, daß das Wärmespeichervermögen der Katalysatoren auf jeden Fall ausreichend ist, um die Motorstillstandsperioden zu überbrücken.
- Die Rohemissionen von CO sind im Hybridbetrieb deutlich günstiger, die Partikelemmissionen sind fast gleich, die HC-Emissionen geringfügig niedriger. Dafür betragen die NO_x-Emissionen mehr als das Doppelte.
- Durch das höhere Temperaturniveau im Oxidationskatalysator liegen die Konversionsraten für CO und HC im Hybridbetrieb günstiger.
- Das Referenzfahrzeug mit Oxidationskatalysator würde die derzeit gültige Euro-III-Norm einhalten. Für Euro-IV wären jedoch der zusätzliche SCR-Katalysator sowie ein Partikelfilter erforderlich.
- Wegen der hohen Rohemissionen von NO_x wäre beim Hybridfahrzeug schon zur Einhaltung von Euro-III ein SCR-System erforderlich. Für Euro-IV müßte dieses noch verbessert werden oder es müßten Änderungen an der Betriebsführung bzw. am Motor selbst vorgenommen werden.

Prinzipiell kann bezüglich der Emissionen folgender Schluß gezogen werden: im Hybridbetrieb stellen lediglich die NO_x-Rohemissionen ein Problem dar, während die Endemissionen der restlichen limitierten Abgaskomponenten auf gleichem Niveau (PM) oder sogar deutlich besser (CO, HC) sind. Durch günstigere Temperaturen im Katalysator ergeben sich für CO und HC bessere Umsatzraten. Soll die Emissionsproblematik mit in die Optimierung der Betriebsführung einbezogen werden, kann dies in einfacher Weise durch Einbau des NO_x-Rohemissionskennfeldes geschehen.

Dieser Weg wurde bereits mit der Onlineoptimierung besprochen, wo die Gütefunktion optional um eine Zusatzbedingung mit dem skalierten NO_x -Massenstromwert erweitert werden kann. Die NO_x -Rohemissionen im NEDC können durch eine Anpassung der Betriebsführung um bis zu 45 % abgesenkt werden, wobei allerdings ein Mehrverbrauch von 0,21/100km in Kauf genommen werden müßte, vgl. Tabelle 4.4. Durch eine schwächere Gewichtung könnten die Emissionen nach dem SCR-Katalysator gerade unter den Euro-IV-Grenzwert abgesenkt werden (0,316 g/km um 21 % auf 0,250 g/km), wobei dann ein geringerer Mehrverbrauch zu erwarten wäre.

FTP72-Zyklus	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid	Euro III/IV
Kraftstoffverbrauch	5,01 l/100km	4,36 l/100km	
Durchsatz M_{Abgas}	22,5 kg	12,8 kg	
Durchsatz M_{AGR}	7,2 kg	2,5 kg	
Mittelwert $T_{\text{Gas,Krümm}}$	243,5 °C	259,3 °C	
Mittelwert $T_{\text{Gas,OxiKat}}$	224,5 °C	262,4 °C	
Rohemission CO	0,707 g/km	0,363 g/km	
Rohemission HC	0,101 g/km	0,118 g/km	
Rohemission NO_x	0,434 g/km	0,864 g/km	
Rohemission PM	0,029 g/km	0,032 g/km	
Umsatzrate Oxikat, CO	92,1 %	94,7 %	
Umsatzrate Oxikat, HC	85,3 %	94,5 %	
Umsatzrate Oxikat, NO_x	10,1 %	9,4 %	
Umsatzrate SCRkat, NO_x	57,1 %	65,8 %	
Endemission CO	0,056 g/km	0,019 g/km	0,64/0,50 g/km
Endemission HC	0,015 g/km	0,006 g/km	0,06/0,05 g/km
Endemission NO_x , Oxikat	0,390 g/km	0,783 g/km	
Endemission NO_x , SCRkat	0,186 g/km	0,296 g/km	0,50/0,25 g/km
Endemission PM	0,029 g/km	0,032 g/km	0,05/0,025 g/km
Endemission CO_2	130,8 g/km	116,2 g/km	(2012: 120 g/km)

Tabelle 6.2: Emissionswerte für den TDI im FTP72

Zum Vergleich sind in Tabelle 6.2 die Ergebnisse aus der parallel durchgeführten Untersuchung mit dem FTP72-Zyklus als Vorgabe eingetragen. Trotz deutlicher Unterschiede im Fahrprofil stimmen die Ergebnisse recht gut mit den NEDC-Werten überein, auch was den relativen Anstieg der NO_x -Emissionen betrifft. Allerdings ergibt sich im Oxidationskatalysator ein etwas höheres Temperaturniveau und damit ein besseres Konversionsverhalten.

6.1.2 Analyse der Zeitverläufe

In Bild 6.1 und Bild 6.2 sind die Zeitverläufe aus der Simulation für das Temperatur- und Emissionsverhalten bei Hybrid- und Normalbetrieb gegenübergestellt.

Beim Hybrid ist der TDI außerhalb der Taktperioden abgestellt und ausgekuppelt. Das Moment ist daher gleich Null, siehe oberster Plot in Bild 6.1. Darunter sind die Abgastemperaturverläufe dargestellt. Die graue Kurve ist die Gastemperatur im Abgasrohr zwischen Turbine und Oxidationskatalysator. Bei inaktivem Motor entspricht die Gastemperatur in etwa der Wandtemperatur des Rohres und bricht daher stark ein. Durch das Speicherverhalten bleibt die Temperatur in der Katalysatormitte (Oxikat) jedoch auch zwischen den Taktperioden auf hohem Niveau, siehe schwarze Kurve. Im nachfolgenden SCR-Katalysator ist das Temperaturniveau (gepunktete Kurve) deutlich tiefer wegen der Wärmeverluste im Verbindungsrohr zum Oxikat. Anstelle des im Modell angenommenen Einwandrohres wäre hier vielleicht ein luftspaltisoliertes Zweiwandrohr günstiger. Allerdings nimmt die Konversion bei zu hohen Temperaturen wieder ab.

Wie im 3. Plot zu sehen, werden trotz des Taktbetriebes im Oxidationskatalysator sehr schnell gute Umsatzraten von CO und HC erzielt. Im SCR-Katalysator wird das Maximum der Konversionskurve von NO_x , das bei etwa 80% liegt, bei warmem Motor fast erreicht. In den unteren 4 Diagrammen sind die aufsummierten Emissionsverläufe dargestellt. Bei CO und HC entsteht der größte Anteil der Emissionen in den ersten Taktperioden, wo das System noch kalt ist. Nennenswerte Umsätze von NO werden wie zu erwarten erst mit dem SCR-System erzielt.

In Bild 6.2 sind Ergebnisse für das Referenzfahrzeug zu sehen. Bei den Bremsvorgängen im ECE-Citycycleabschnitt arbeitet der Verbrennungsmotor im Schubbetrieb (negatives Moment) mit Schubabschaltung. Durch den ungefeuerten Betrieb wird kalte Luft durch die Abgasanlage gepumpt. In den daran anschließenden Stillstandsperioden des Fahrprofils arbeitet der V-Motor im Leerlauf, hier sind die Abgastemperaturen ebenfalls niedrig. Dies führt in Summa zu starken Einbrüchen der Temperatur im Abgasrohr nach der Turbine und in den Katalysatoren. Wegen des Wärmespeicherverhaltens steigt die Temperatur in den Katalysatoren während der Beschleunigungsphasen erst mit einer gewissen Verzögerung an. Das wiederum verursacht die deutlich sichtbaren Einbrüche in den Konversionsraten. Da aber beim

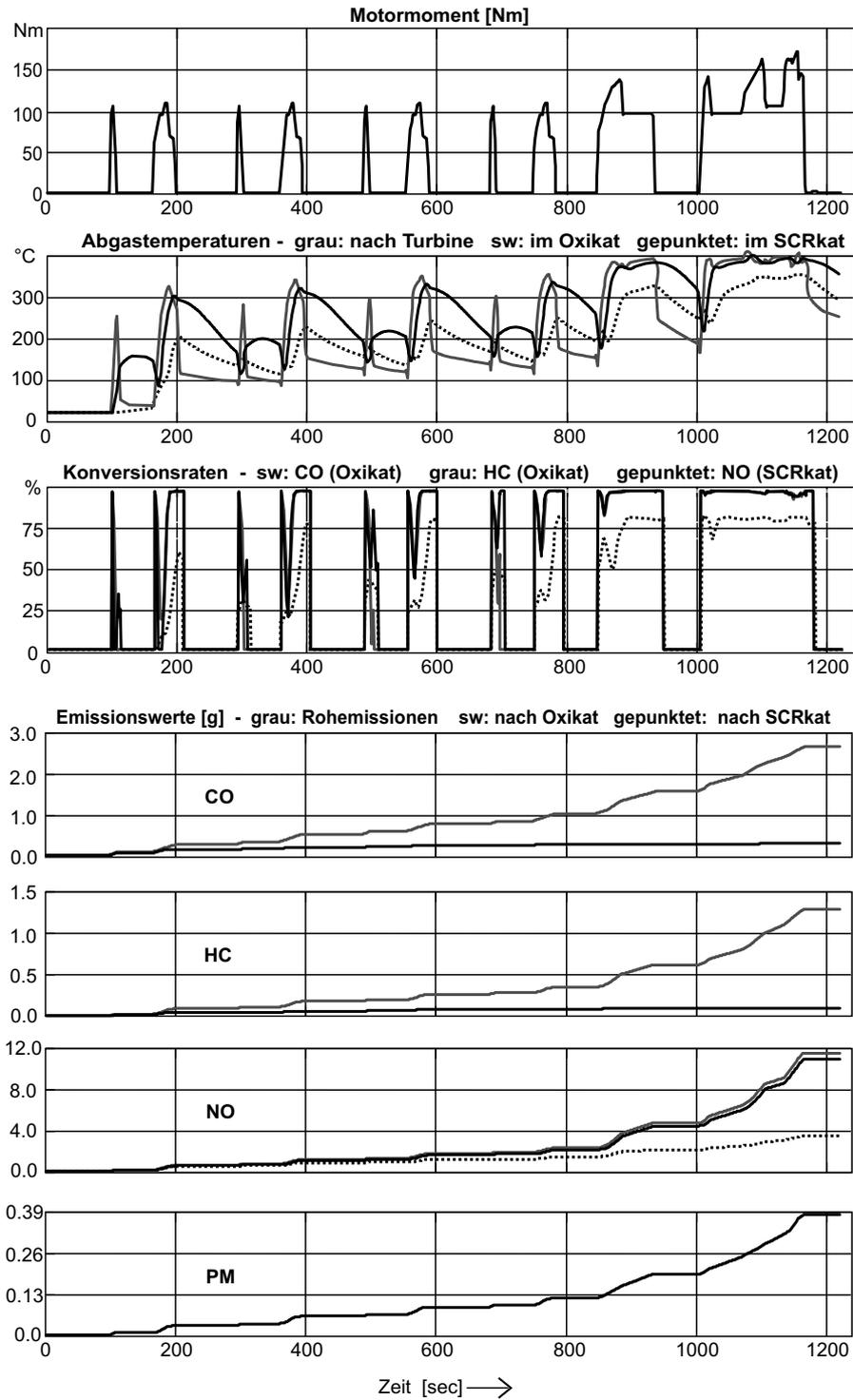


Bild 6.1: Emissionsverhalten im Hybridbetrieb (TDI, NEDC)

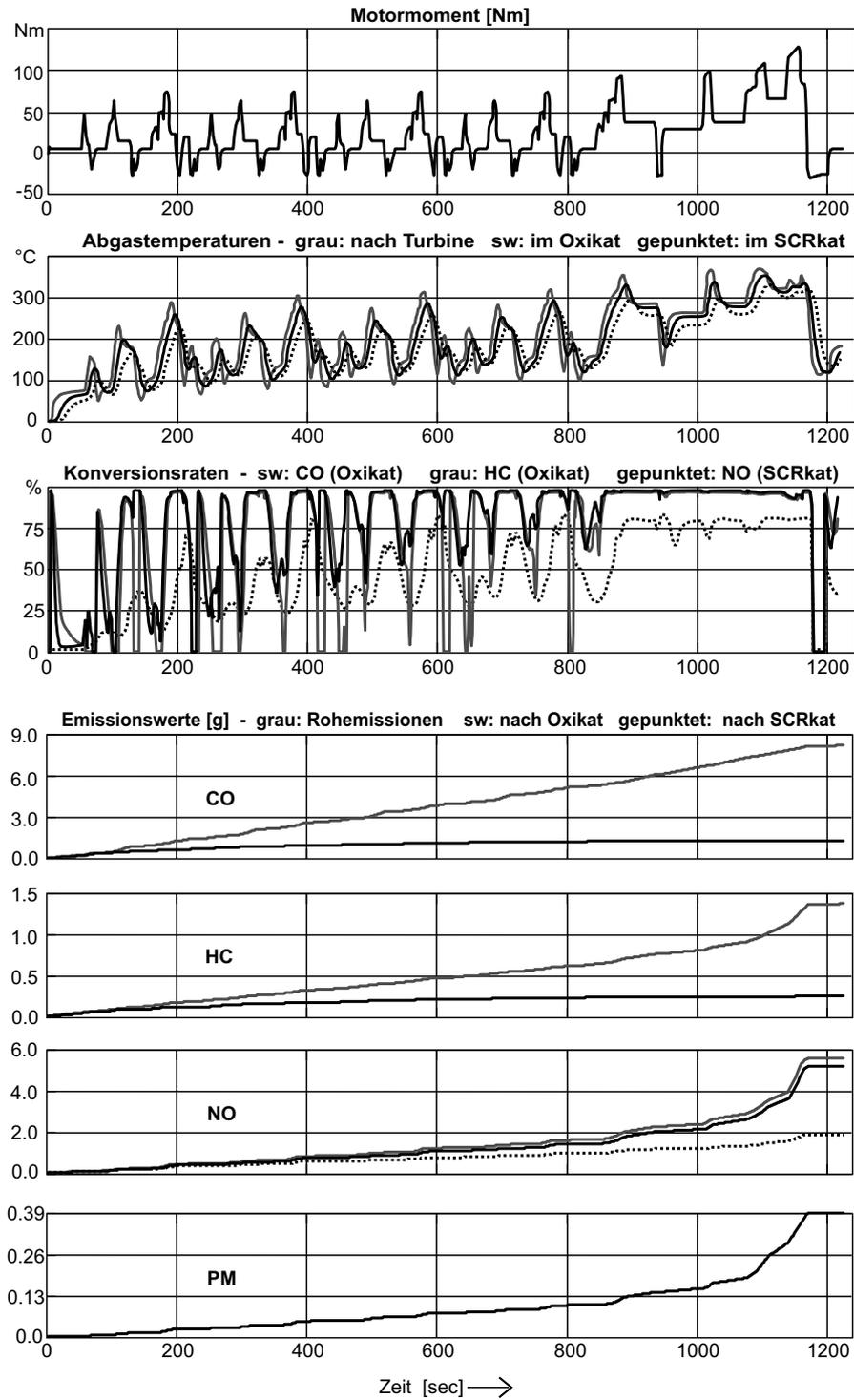


Bild 6.2: Emissionsverhalten im Normalbetrieb (TDI, NEDC)

Beschleunigen sowohl Gesamtmassenstrom als auch die Massenströme der einzelnen Komponenten hoch sind, entsteht hier ein großer Teil der Endemissionen, was zu einer Gesamtumsatzrate von nur 84,7% bei CO bzw. 82,0% bei HC führt.

Im EUDC-Abschnitt sind die Rohemissionsraten ebenfalls hoch, es ergeben sich aber auch sehr gute Umsatzraten ohne zwischenzeitliche Einbrüche, so daß die Endemissionen nicht überproportional ansteigen. Bei HC und NO ist das an den Verläufen der aufintegrierten Massenströme (Emissionswerte in Gramm) gut zu erkennen.

6.1.3 Analyse der NO_x-Rohemissionen

Wie bereits anhand der Eckdaten aus den Simulationsläufen zu erkennen war, ist der Anteil der AGR-Menge in Bezug auf den Abgasmassenstrom im Hybridbetrieb deutlich geringer als im Normalbetrieb. Dies ist letztlich auch der Grund für den drastischen Anstieg der NO_x-Rohemissionen im Hybridbetrieb. In Abbildung 6.3 ist das Emissionskennfeld des TDI dargestellt. Der Bereich, in dem die Abgasrückführung aktiv ist, wurde grau hinterlegt. Die maximale Rückführrate wird im unteren Teillastbereich erreicht und beträgt bei dem betrachteten Motor bis zu 50%. Anhand der Höhenlinien ist die Auswirkung der AGR auf den NO_x-Ausstoß gut zu erkennen: im AGR-Bereich kann dieser auf niedrigem Niveau gehalten werden; er steigt

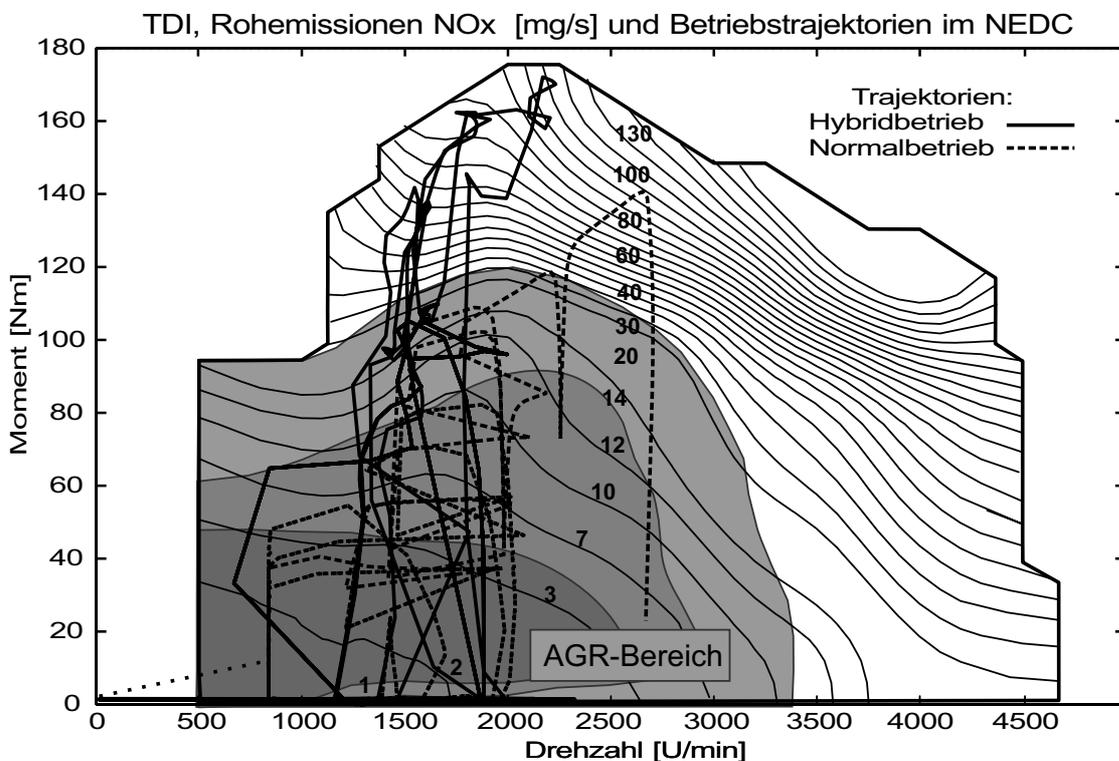


Bild 6.3: NO_x-Rohemissionen und Betriebstrajektorien im NEDC

innerhalb des grau hinterlegten Bereiches auf etwa 30 mg/s an. Im Vollastbereich oberhalb der AGR-Grenze steigt der Ausstoß dann sehr stark an und erreicht Werte bis 130 mg/s. Auch im Bestpunkt des spezifischen Verbrauches werden immerhin etwa 90 mg/s erreicht.

Die Stickoxidbildungsrate hängt sowohl von der Sauerstoffkonzentration als auch von der maximalen (lokalen und zeitlichen) Brennraumtemperatur ab. Beides kann durch die Abgasrückführung gesenkt werden. Eine Applikation von AGR-Raten im oberen Lastbereich ist jedoch nicht mehr sinnvoll, da das Luft-Kraftstoffverhältnis von Dieselmotoren hier immer kleiner wird und einen Wert von 1,2 nicht unterschreiten sollte. Ein Sauerstoffmangel würde die Leistungsgrenze absenken und die Rußbildung begünstigen.

In Bild 6.3 sind zusätzlich die Trajektorien von Hybrid- und Normalbetrieb eingezeichnet. Es ist deutlich zu erkennen, daß die AGR recht gut auf den Betriebsbereich des Referenzfahrzeuges abgestimmt ist (gestrichelte Kurve), der bis auf den letzten Beschleunigungsvorgang des EUDC-Abschnittes mit dem AGR-Bereich übereinstimmt. Anders beim Hybridbetrieb (durchgezogene Kurve), wo der AGR-Bereich verlassen wird, um den Bestpunkt anzufahren.

6.2 Ergebnisse für den TD-Motor

6.2.1 Prüfstandsaufbauten zur Vermessung

Die Untersuchungen für den TD-Motor erfolgten an den Prüfständen des SFB 365 und wurden durch Werte aus den Simulationsrechnungen ergänzt. Mit dem interimsmäßigen Aufbau eines Motorprüfstandes aus TD-Motor und Belastungsmaschine sollte das Verbrauchskennfeld neu vermessen werden (vgl. Kapitel 4, Kennfeld des realisierten Zustandes) und die Versuche zum Temperaturverhalten von Motor und Abgasanlage durchgeführt werden. Im Anschluß an diese Messungen wurde der TD-Motor in den Antriebsstrangprüfstand des Autarken Hybrid integriert, wo dann u.a. die Testläufe der Onlineoptimierung durchgeführt wurden. Die hier beschriebenen Versuche erfolgten jeweils in Zusammenarbeit mit dem Lehrstuhl für Maschinenelemente (FZG) in Garching, wo die Prüfstände aufgebaut wurden.

Für die Untersuchungen am Verbrennungsmotor wurden Sensoren für Temperatur, Druck und Massenstrom angebracht und eine Messwertaufbereitung entwickelt, die eine Übergabe der Sensorsignale an den Prüfstandsregler zur Weiterverarbeitung und Speicherung ermöglicht. Die Messung des Kraftstoffverbrauches erfolgte über ein PLU-Messgerät (Zeitverlauf Volumenstrom, daraus Berechnung des spezifischen Verbrauches) und parallel über eine Kraftstoffwaage zur genauen Bestimmung des Zyklusverbrauches. Der Verbrennungsmotor wurde mit einem Axiallüfter frontseitig angeblasen, um ähnliche Verhältnisse wie in einem Motorraum während der

Fahrt zu schaffen. Die Drehzahl wurde mit der Belastungsmaschine, das Moment mit dem Dieselmotor eingeprägt. Die Regelung wurde von meinem Kollegen Claus Müller realisiert, dem ich an dieser Stelle noch einmal für die Unterstützung bei meinen Versuchen danken möchte. Mit dem Interimsaufbau konnten vorgegebene Betriebspunkttrajektorien für den Verbrennungsmotor nachgefahren werden, um zunächst die Kennfelder für Verbrauch, Ladedruck, Massenstrom und Temperaturverhalten aufzunehmen. Dann wurde das Betriebsverhalten des V-Motors aus den zuvor durchgeführten Simulationsrechnungen nachgefahren und validiert. Dazu wurden die simulierten Zeitverläufe von Drehzahl und Moment direkt als Sollwerte vorgegeben. Wie bei der Untersuchung des TDI wurde die Hybridbetriebsführung (Optimum des Offlineverfahrens) mit dem Normalbetrieb des Referenzfahrzeuges verglichen. Als Fahrprofil war der NEDC zugrunde gelegt worden.

Für die Druck- und Temperaturmessung wurden robuste Sensoren aus der Prozessmesstechnik in 2-Leitertechnik verwendet, bei denen das Stromsignal gleichzeitig zur Sensorversorgung dient. Die Temperatursensoren im Abgasstrang haben einen Messbereich von 0..600°C und sind mit einer integrierten Kühlstrecke ausgestattet. Die Platzierung erfolgte am Krümmer vor der Turbine, nach der Turbine sowie nach dem Oxidationskatalysator. Nachteilig wirkte sich bei dieser Bauart der hohe Wärmeübergang von der Rohrwand zum Sensor aus, der in einer Stahlummantelung vergossen ist, die etwa 1 cm in den Abgasstrom ragt. Die gemessene Temperatur liegt somit deutlich niedriger als die zu erwartende Gastemperatur. Die Messergebnisse sollen hier jedoch einem quantitativen Vergleich zwischen Taktbetrieb und konventionellem Betrieb dienen. Die Messungen wurden mit kaltem Motor gefahren und waren sehr gut reproduzierbar: Bei Wiederholung eines Versuches mit identischer Betriebstrajektorie waren die gemessenen Temperaturverläufe fast deckungsgleich. Da für diese Versuche keine Abgasanalytik verfügbar war, wurden die Emissionswerte aus den vom Hersteller zur Verfügung gestellten Kennfeldern in der zuvor durchgeführten Simulation ermittelt.

6.2.2 Analyse der Ergebnisse

In Tabelle 6.3 sind die Werte für die mittleren Abgastemperaturen angegeben. Der erste Wert steht für die über die gesamte Zyklusdauer gemittelte Temperatur, der zweite für die Mittelung nur über die Betriebsperioden des Verbrennungsmotors, wenn dieser gefeuert ist (Angabe "ges" = gesamt, "gef" = gefeuert). Wie man anhand der Zahlenwerte erkennen kann, ergibt sich für den Taktbetrieb vor dem Katalysator fast das gleiche Temperaturniveau wie im Normalbetrieb. Im Taktbetrieb reicht das Wärmespeichervermögen des Abgasstranges offenbar aus, um die Temperaturen bei stillstehendem Motor lange genug auf ausreichendem Niveau zu halten. Im Prinzip bestätigt dies auch die Simulationsergebnisse für den TDI. Betrachtet man nur die Perioden, in welchen der Motor gefeuert ist, so ergeben sich

NEDC	Mess-/Simulationsgröße	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid
Messung	Durchsatz M_{Abgas}	27,1 kg	12,4 kg
	Mittelwert $T_{\text{Krümmer ges/gef.}}$	119/119 °C	134/187 °C
	Mittelwert $T_{\text{vorKat ges/gef.}}$	85/84 °C	87/115 °C
	Mittelwert $T_{\text{nachKat ges/gef.}}$	87/85 °C	81/107 °C
	Kraftstoffverbrauch	6,29 l/100km	5,29 l/100km
Simulation	Kraftstoffverbrauch	6,02 l/100km	5,09 l/100km
	Endemission CO	0,359 g/km	0,118 g/km
	Endemission HC	0,099 g/km	0,028 g/km
	Endemission NO _X	0,572 g/km	0,450 g/km
	Endemission PM	0,095 g/km	0,131 g/km

Tabelle 6.3: Emissionswerte für den TD im NEDC, projektierter Zustand

im Hybridbetrieb sogar deutlich höhere Temperaturen im gesamten Abgasstrang, was eine bessere Konvertierung im Katalysator erwarten läßt. Im Normalbetrieb ist bezüglich der Mittelwerte gesamt/gefeuert kein nennenswerter Unterschied zu erkennen. Der Temperaturabfall an der Turbine entsteht durch die Enthalpieänderung während der Expansion. Wie schon angemerkt, sind diese Messwerte sehr durch die Wandtemperaturen beeinflusst und entsprechen daher nicht den tatsächlichen Gastemperaturen im Abgasstrang.

Die Zyklusverbrauchswerte wurden mit der Gewichtsmethode bestimmt und liegen 0,27 bzw. 0,20l/100km über den Simulationswerten, da die Simulation mit dem Herstellerkennfeld (projektierter Zustand, $be_{\text{opt}} = 240 \text{ g/kWh}$) durchgeführt worden war, sich aber im vermessenen Kennfeld des Prüfstandsmotors ungünstigere Werte ergaben ($be_{\text{opt}} = 260 \text{ g/kWh}$). Das korrespondiert auch zu den Zahlen in Tabelle 4.5, wo zu einem späteren Zeitpunkt die Zyklussimulation (Onlineoptimierung, NEDC) einmal mit dem ursprünglichen und einmal mit dem vermessenen Kennfeld durchgeführt wurde und wo sich ein Verbrauchsunterschied von 0,24l/100km ergab.

Bei den Emissionswerten in Tabelle 6.3 fällt auf, daß die Werte für CO und HC erstaunlich niedrig sind. Der Stickoxidausstoß des TD wäre im Hybridbetrieb sogar niedriger als im Normalbetrieb. Die NO_X-Problematik bei Lastpunktanhebung besteht bei Wirbelkammermaschinen offenbar nicht. In den TD-Motoren wurde noch keine AGR eingesetzt, zum einen, weil die NO_X-Emissionen auf einem niedrigeren Niveau als bei Direkteinspritzern liegen, zum anderen, weil die Grenzwerte damals

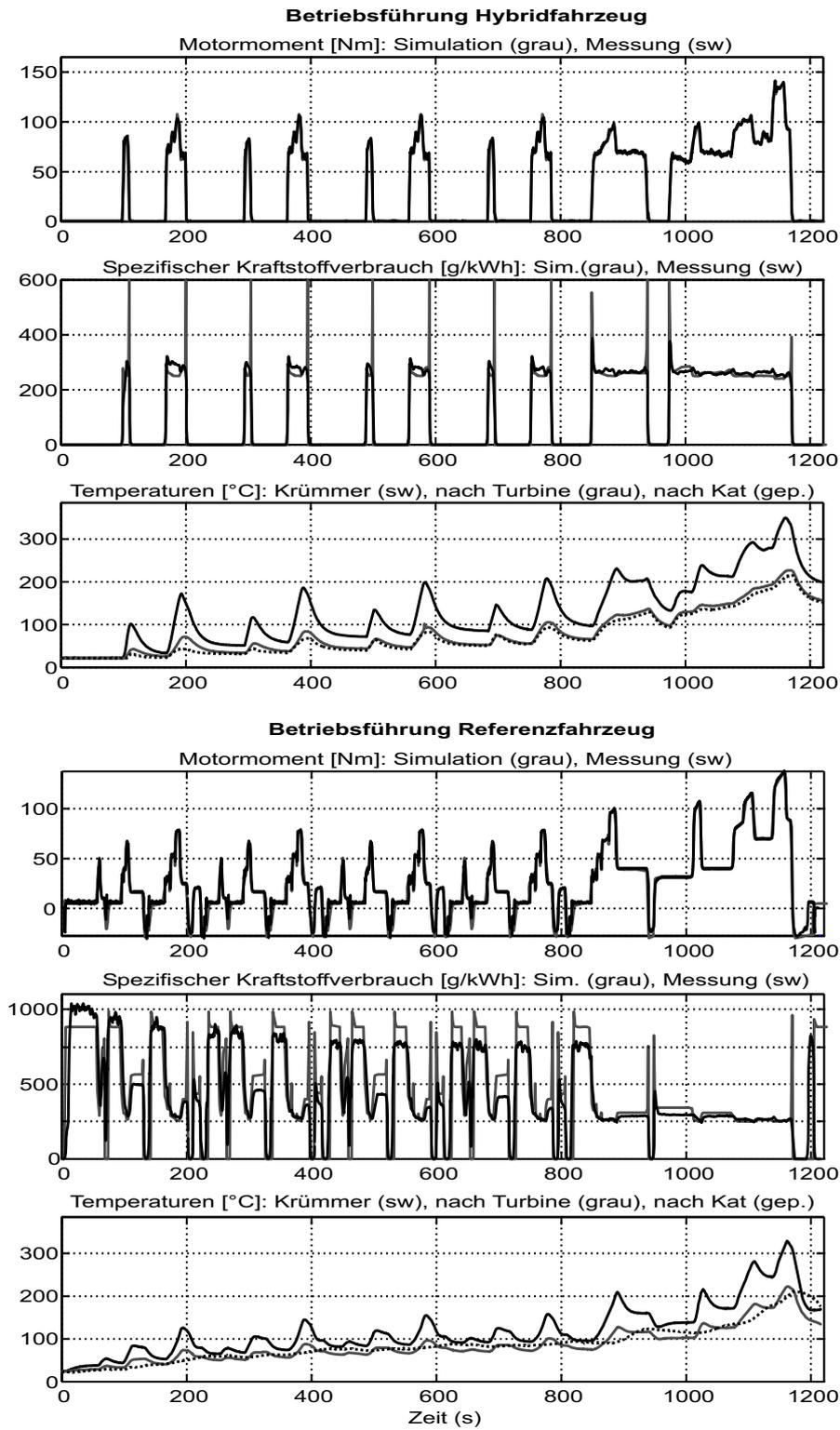


Bild 6.4: Betriebsverhalten im Hybrid- und Normalbetrieb (TD, NEDC)

(1993) deutlich höher angesetzt waren. Immerhin würden aber die Rohmissionen des Autarken Hybrid mit TD-Motor bezüglich CO, HC und NO_x die Euro-III Grenzwerte unterschreiten. Allerdings wäre der Partikelaustritt mehr als doppelt so hoch wie die Euro-III-Grenze.

In Abbildung 6.4 sind die Zeitverläufe aus den Prüfstandsmessungen für beide Betriebsarten gegenübergestellt. Im Hybridbetrieb stimmt der Verlauf des spezifischen Verbrauches gut mit der Messung überein, liegt aber wegen des ungünstigeren Verbrauches etwas über den Simulationsergebnissen. Durch den Taktbetrieb unterliegt vor allem die Temperatur am Krümmer großen Schwankungen, allerdings ist der Verlauf durch die Wärmekopplung des Sensors mit der Rohrwand schon stark geglättet. An den Meßstellen vor und nach den Oxidationskatalysator fallen diese Schwankungen weniger stark aus, hier macht sich das Wärmespeicherverhalten der Abgasanlage bemerkbar.

Beim Referenzfahrzeug liegt der gemessene Verlauf des spezifischen Verbrauches teilweise deutlich niedriger als in der Simulation, was hier an der Ungenauigkeit der Volumenstrommessung bei niedrigen Durchsätzen liegt. Beim Abgleich des PLU-Gerätes erwies sich der untere Messbereich als problematisch. Der nach der genaueren Gewichtsmethode bestimmte Wert des Zyklusverbrauches liegt jedoch wie zu erwarten über den Simulationsergebnissen, siehe Tabelle 6.3. Zudem ist zu erkennen, wie mit zunehmender Erwärmung des Motors und damit einer Abnahme des Reibwiderstandes der spezifische Verbrauch im Leerlauf deutlich zurückgeht, während in der Simulation ein konstanter Wert aus dem Kennfeld ausgelesen wurde. Dieser Effekt macht sich vor allem im Leerlauf bemerkbar. Das Temperaturverhalten ist im Normalbetrieb ausgeglichener, verläuft aber auf fast dem gleichen Niveau wie im Hybridbetrieb.

6.2.3 Abgaswerte im realisierten Zustand

Nach der zu Projektende erfolgten Inbetriebnahme von Fahrzeug und Antriebstrang hatten sich mit dem realisierten Fahrzeugzustand deutlich höhere Verbrauchswerte ergeben. Die Gründe sind in Kapitel 4 ausführlich diskutiert worden. Aufgrund der Unterschiede in der Betriebsführung und in den Verbrauchswerten ist zu erwarten, daß sich auch andere Emissionswerte einstellen als ursprünglich vorhergesagt. Abschließend soll abgeschätzt werden, welche Werte mit dem derzeit realisierten Fahrzeug zu erwarten sind. Dazu wurden die Emissionswerte mit dem angepaßten Fahrzeugmodell (vg. Kapitel 4) neu bestimmt. Aufgrund des höheren spezifischen Verbrauches des Prüfstandsmotors müßten jedoch auch die Emissionskennfelder angepaßt bzw. neu vermessen werden.

Um wenigstens eine Abschätzung vornehmen zu können, wurden die Kennfeldwerte um den Mehrverbrauch (Faktor $\frac{260 \text{ g/kWh}}{240 \text{ g/kWh}}$) hochgerechnet. Das Ergebnis ist in

Tabelle 6.4 aufgelistet. Die Werte liegen vor allem durch die Änderungen in der Betriebsführung höher als im projektierten Zustand (vgl. Tabelle 6.3). Neben dem Partikelaustritt liegen jetzt auch die Stickoxide über der Euro-III-Norm.

NEDC	Mess-/Simulationsgröße	Referenzfahrzeug	Autarker Hybrid
Simulation angepaßtes Modell	Kraftstoffverbrauch	6,80 l/100km	5,82 l/100km
	Endemission CO	0,367 g/km	0,145 g/km
	Endemission HC	0,104 g/km	0,034 g/km
	Endemission NO _x	0,691 g/km	0,551 g/km
	Endemission PM	0,092 g/km	0,132 g/km

Tabelle 6.4: Emissionswerte für den TD im NEDC, realisierter Zustand

7 Zusammenfassung und Ausblick

7.1 Inhalt und Ergebnisse

In dieser Arbeit wurden Methoden zur Optimierung und Analyse der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen entwickelt. Die Arbeiten wurden im Rahmen des Sonderforschungsbereiches SFB 365 “umweltfreundliche Antriebstechnik für Fahrzeuge“ durchgeführt. In diesem Projekt wurde der “Autarke Hybrid“, ein Parallelhybridfahrzeug mit einem speziell entwickelten i^2 -CVT-Getriebe, entwickelt und aufgebaut.

Da bei Hybridfahrzeugen zwei Momentenquellen und ein zusätzlicher Energiespeicher zur Verfügung stehen, existiert für die Betriebsführung des Antriebsstranges ein zusätzlicher Freiheitsgrad im Vergleich zu herkömmlichen Systemen. Soll zusätzlich die Getriebesteuerung automatisiert werden, kommt in Bezug auf die Wahl der Motordrehzahl ein weiterer Freiheitsgrad hinzu. Das zentrale Ziel bei der Entwicklung eines Hybridfahrzeuges ist die Realisierung möglichst niedriger Verbrauchswerte. Soll dies erreicht werden, ist eine Antriebsstrangsteuerung, welche diese Freiheitsgrade optimal einsetzt, von zentraler Bedeutung. Letztlich führt diese Aufgabenstellung jedoch auf ein Tradeoff-Problem: einerseits soll der Betrieb des Verbrennungsmotors optimiert werden, wozu eine Vermeidung des Teillastbetriebes erforderlich ist, andererseits ist dazu die Zwischenspeicherung elektrischer Energie erforderlich, die wiederum mit Verlusten verbunden ist. Der Teillastbetrieb kann durch Elektrobetrieb im unteren Geschwindigkeitsbereich und durch Lastpunktanhebung des Verbrennungsmotors im mittleren Fahrbereich vermieden werden — für das elektrische Fahren muß jedoch die während der Lastpunktanhebung gewonnene Energie umgewandelt und elektrisch gespeichert werden. Zusätzlich ergeben sich für den Hybridbetrieb Randbedingungen: der Ladezustand des Energiespeichers darf dauerhaft nicht abdriften, und es müssen für den Taktbetrieb des Verbrennungsmotors geeignete Umschaltzeitpunkte gefunden werden. Eine optimale Betriebsführung muß eine Lösung dieser Problematik darstellen.

Die Offlineoptimierung war der erste Ansatz zur Lösung dieser Aufgabe. Im Gegensatz zu bisherigen Arbeiten, wo die Betriebsführung mit Hilfe einer sogenannten “Betriebsstrategie“ berechnet wurde — hierbei wird ein empirisches Grundgerüst vorgegeben, innerhalb dessen Parameter angepaßt werden können, die sich indirekt auf den Betrieb auswirken — war es hier das Ziel, den optimalen Zeitverlauf der Steuertrajektorien für den Antriebsstrang direkt zu berechnen. Dazu wurde das Problem der Antriebsstrangsteuerung als Optimalsteuerungsproblem aufgefaßt und dieses mit Methoden der Optimalsteuerungstheorie gelöst. Es mußte zunächst das

Übertragungsverhalten des Antriebsstranges in Zustandsraumdarstellung abgebildet werden. Zur Problemformulierung ist ferner die Vorgabe eines Fahrprofils und die Definition von Randbedingungen erforderlich, für welche die Steuertrajektorie bestimmt werden soll. Die wichtigste Randbedingung ist die exakte Einhaltung einer ausgeglichenen Ladezustandsbilanz: der Ladezustand des elektrischen Energiespeichers muß am Ende des untersuchten Zeitintervalls wieder dem Anfangswert entsprechen. Die Lösung des Problems erfolgte mit dem Programm "DIRCOL", welches speziell für die numerische Lösung optimaler Steuerungsprobleme entwickelt worden war [40], [41]. Der skizzierte Lösungsweg für Hybridfahrzeuge war in [46] erstmals untersucht worden und wurde im Rahmen dieser Arbeit weitergeführt. Mit einer veränderten Problemformulierung und einem stark verfeinerten Modell konnten nun die optimalen Steuertrajektorien für die Normfahrzyklen NEDC und FTP72 berechnet und die optimale Auslegung der E-Maschine untersucht werden. Die Frage nach der Auslegung der E-Maschine ist bei einem parallelen Hybridantrieb von zentraler Bedeutung. Gegenüber herkömmlichen Methoden hat der eingeschlagene Weg den Vorteil, daß mit der optimalen Betriebsführung für einen bestimmten Fahrzyklus gleichzeitig auch der minimal mögliche Verbrauch bei exakt ausgeglichener Ladezustandsbilanz bestimmt werden kann. Anderenfalls wäre der erzielte Verbrauchswert nicht zu bewerten.

Der zweite Ansatz war die Onlineoptimierung. Da das Offlineverfahren die Vorgabe des Zeitverlaufes eines gegebenen Fahrprofils benötigt, ist es nur in der Simulation einsetzbar. Im realen Fahrbetrieb ist das Fahrprofil jedoch nicht im voraus bekannt. Daher war es ein grundlegendes Ziel dieser Arbeit, ein neues, für Hybridantriebe einsetzbares Steuerverfahren zu entwickeln, welches die Antriebsstrangsteuergrößen direkt durch eine Optimierung bestimmt und dabei den Referenzwerten der Offlineoptimierung möglichst nahe kommt. Im Gegensatz zum Offlineverfahren mußte die Onlineoptimierung in das Fahrzeugreglersystem des Autarken Hybrid, das in der parallel durchgeführten Arbeit [26] realisiert wurde, eingebunden werden können und echtzeitfähig sein.

Der Ansatz des Onlineverfahrens beruht auf einer Gütefunktion, welche die Energiebilanz des jeweils aktuellen Systemzustandes des Antriebsstranges wiedergibt. Letztlich sollen die Verluste minimiert werden. Daher enthält der erste Teil der Gütefunktion die aktuelle Verlustleistung des Hybridantriebes, welche überwiegend durch die thermischen Verluste des Verbrennungsmotors bestimmt ist, aber auch vom Wirkungsgradverhalten der anderen Komponenten beeinflusst wird. Der zweite Teil der Gütefunktion gibt die Energiespeicherproblematik wieder: die Verlustleistung wird um die mit der Traktionsbatterie ausgetauschten Leistung korrigiert. Diese innere Batterieleistung wird wiederum mit einem Faktor skaliert, der direkt vom Ladezustand abhängt und der letztlich bewirkt, daß die Betriebsführung den Ladezustand in einem relativ kleinen Fenster halten kann. In die Gütefunktion sind

ferner verschiedene Nebenbedingungen eingefügt, z.B. für die Systemgrenzen. Aus der Minimierung der beschriebenen Gütefunktion werden letztlich die gesuchten optimalen Steuergrößen bestimmt, welche die Sollwerte für den Fahrzeugregler darstellen. Die Steuergrößen sind in diesem Fall die Momente der beiden Motoren sowie die CVT-Eingangsdrehzahl. Die Onlineoptimierung erreicht in der Simulation sehr gute Verbrauchswerte, die im Bereich der DIRCOL-Ergebnisse liegen. Sie konnte am Antriebsstrangprüfstand unter Echtzeitbedingungen erfolgreich getestet werden. Das neue Verfahren ist sehr robust gegenüber der Vorgabe unterschiedlicher Fahrprofile, wobei die Parametrierung nur angepaßt werden muß, wenn zu Vergleichszwecken über einen bestimmten Testzyklus ein exakt ausgeglichener Ladezustand erreicht werden soll. Es konnte somit gezeigt werden, daß eine Antriebsstrangsteuerung auf Basis einer Optimierung realisierbar und praxistauglich ist. Damit existiert eine neue Alternative zu den bisher eingesetzten Betriebsstrategien.

Das dritte große Arbeitspaket dieser Arbeit war die Entwicklung von Abgasmodellen zur simulativen Analyse des Emissionsverhaltens. Es sollte ein direkter Vergleich zwischen der Betriebsführung des Verbrennungsmotors im Hybridbetrieb und im Normalbetrieb möglich sein. Wegen des günstigen Verbrauchsverhaltens sollte vor allem ein moderner TDI-Motor untersucht werden. Dazu ist sowohl ein entsprechendes Modell des Motors als auch der Abgasanlage erforderlich, die in diesem Falle um eine zusätzliche NO_x -Nachbehandlung erweitert wurde. Für den TDI wurde ein spezielles Mittelwertmodell für das Temperaturverhalten entwickelt. Da dies gleichzeitig eine Bestimmung der Drücke und Massenströme im Motor erfordert und vielfältige Rückkopplungen durch den Turbolader und die Abgasrückführung existieren, läßt sich diese Aufgabe nur mit einem sehr hohen Simulationsaufwand lösen. Die Modellierung des Verhaltens der Katalysatoren erfordert ein Temperaturmodell, das über die Wärmeströme von Konvektion und Reaktionswärme mit einem Konversionsmodell gekoppelt ist. Die Berechnung der Umsatzraten kann in einfacher Weise über gemessene Konversionskurven in Abhängigkeit von Raumgeschwindigkeit und Temperatur erfolgen, oder über die erheblich aufwändigere Modellierung der chemischen Reaktionen, des Speicherverhaltens und der Stoffbilanzen. Ein Konversionskurvenmodell wurde für den zusätzlich angenommenen SCR-Katalysator zur NO_x -Nachbehandlung verwendet, weil die Vorgänge in einem SCR-System durch einen Regelkreis kontrolliert werden. Für den Oxidationskatalysator wurde ein Reaktionskinetikmodell verwendet, um die Abhängigkeit der Umsatzraten von der Abgaszusammensetzung und vom Speicherverhalten besser nachbilden zu können. Das Reaktionskinetikmodell war ursprünglich für einen 3-Wege-Katalysator entwickelt worden, weil im Rahmen dieser Arbeit zusätzlich auch das Light-off-Verhalten von Ottomotoren bei Lambdavarisation untersucht worden war.

Die entwickelten Methoden wurden im Laufe des Projektes eingesetzt, um die optimale Betriebsführung und Auslegung des Autarken Hybridfahrzeuges zu untersuchen. Zur Bestimmung des relativen Einsparpotentials und zum Vergleich des

Emissionsverhaltens wurde ein Referenzmodell verwendet, welches dem ursprünglichen Opel Astra Caravan mit konventionellem Triebstrang und Handschaltgetriebe entspricht, aus dem der Autarke Hybrid entwickelt worden war. Aus den Ergebnissen der Untersuchungen kann für das Hybridfahrzeug folgendes zusammengefaßt werden:

- Das derzeitige Einsparpotential des Autarken Hybrid liegt in den Normzyklen (NEDC, FTP72, 10·15 Mode) im Bereich von 7–16 %. Der größte Verbrauchsvorteil gegenüber dem Vergleichsfahrzeug kann im Stadtverkehr erzielt werden, wo Einsparungen von mehr als 30 % möglich sind. Dafür ergibt sich in Fahrsituationen, wo auch herkömmliche Fahrzeuge optimal betrieben werden können (z.B. Überlandfahrt) kein Vorteil.
- Mit einem modernen TDI anstelle der derzeit verbauten TD-Wirbelkammermaschine würde sich das gleiche relative Einsparpotential ergeben. Der Autarke Hybrid könnte damit in optimaler Konfiguration einen Absolutwert von bis zu 4,44 l/100km erreichen. Das entspricht einem CO₂-Emissionswert von 120 g/km und dem angestrebten Flottenwert für das Jahr 2012.
- Das Einsparpotential könnte auf über 20 % in den Normzyklen gesteigert werden, wenn der projektierte Fahrzeugzustand erreicht würde. Derzeit verursachen ein höheres Fahrzeuggewicht, ein ungünstigerer Motorwirkungsgrad und der Anlassvorgang einen zusätzlichen Mehrverbrauch.
- Als optimale Leistungsgrenze für die E-Maschine hat sich ein Bereich von 12–16 kW ergeben, der vor allem für das rekuperative Bremsen erforderlich ist. Die bisherige Auslegung auf 8 kW Nennleistung wäre ausreichend, wenn eine entsprechende Überlastfähigkeit sichergestellt werden kann.
- Das Temperaturverhalten der Abgasanlage erreicht im Hybridbetrieb ein ähnliches Niveau wie im Normalbetrieb. Betrachtet man nur die Taktperioden, ergeben sich sogar höhere Temperaturen und ein besseres Konversionsverhalten.
- Für die beiden untersuchten Dieselmotorvarianten TD und TDI sind die Endemissionen von HC und CO deutlich geringer als im Normalbetrieb. Beim TDI wären die Partikelemissionen ungefähr gleich, beim TD erhöht. Die Stickoxidemissionen lägen beim TD günstiger als im Normalbetrieb.
- Wird ein TDI Motor eingesetzt, würden die Stickoxidemissionen, verursacht durch den Betrieb im verbrauchsoptimalen Bereich, um mehr als das Doppelte ansteigen. Schon für die Euro-III-Norm wäre daher eine zusätzliche Nachbehandlung erforderlich, etwa durch ein SCR-System. Eine Absenkung wäre auch durch eine Änderung der Betriebsführung möglich, wobei allerdings ein Mehrverbrauch in Kauf genommen werden müßte.

7.2 Ausblick

Ein wichtiges Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung von Methoden zur Optimierung und Analyse der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen. Diese Methoden stehen nun zur Untersuchung weiterer Hybridvarianten zur Verfügung und sollen in Nachfolgeprojekten eingesetzt werden. Die Offlineoptimierung kann dazu verwendet werden, grundlegende Informationen über die Gestalt der erforderlichen Steuertrajektorien und die erzielbaren Verbrauchswerte zu erhalten. Die Onlineoptimierung ist sowohl für die Simulation als auch als echtzeitfähiges Steuerverfahren für einen Hybridantrieb einsetzbar. Die Optimierungsverfahren müssen jeweils an die entsprechende Topologie angepaßt werden. Würde z.B. anstelle eines kontinuierlich verstellbaren CVTs ein Schaltgetriebe eingesetzt, müßte die Gütefunktion der Onlineoptimierung entsprechend umgebaut werden: Es wären nur diskrete Schritte der Motordrehzahl möglich, für die sich je ein eindimensionales Problem der Momentenaufteilung ergeben würde. Der optimale Gang kann aus dem Vergleich der Gütefunktionswerte in den berechneten Minima bestimmt werden.

Die Emissionsmodelle stehen ebenfalls für einen weiteren Einsatz zur Verfügung. Da hier die Schnittstelle zur Fahrzeugsimulation in der Betriebstrajektorie des Verbrennungsmotors besteht, sind diese Modelle unabhängig von der betrachteten Topologie. Aufgrund des sehr umfangreichen Gebietes, das mit dieser Arbeit abgedeckt werden sollte, mußten beim Abgleich der Emissionsmodelle, insbesondere bei der Parametrierung der Katalysatoren, Kompromisse eingegangen werden. Anstelle des hier praktizierten Abgleiches von Hand wäre der Einsatz automatisierter Verfahren wünschenswert, etwa auf der Basis einer Parameteroptimierung. Dann wären z.B. für das Modell des 3-Wegekatalysators noch deutliche Verbesserungen in den Zeitverläufen der Abgaskonzentrationen zu erwarten.

Schon der Prototyp des Autarken Hybrid würde je nach Fahrsituation nennenswerte Verbrauchseinsparungen erzielen. Eine weitere Verbesserung wäre durch eine Konzeptoptimierung möglich. Der Verbrauchsvorteil liegt in der Wirkungsgradoptimierung des Verbrennungsmotors und in der Bremsenergieerückgewinnung. Diese Punkte können zunächst sicherlich auch mit einfacheren Konzepten angestrebt werden. Sollten sich künftig Fahrzeuge mit Starter-Generator und einem leistungsfähigen Bordnetz durchsetzen, ist der Schritt zu einem Parallelhybrid nicht mehr groß.

Für die Zukunft sollten Hybridkonzepte möglich sein, die auch im realen Fahrbetrieb eine mittlere Einsparung von mehr als 20 % erzielen können und die somit einen kleinen, aber sinnvollen Schritt auf dem Weg zu einer ökologisch nachhaltigen Energienutzung darstellen. Da jedoch die rein ökonomischen Steuerungsmechanismen nur bei signifikant erhöhten Energiepreisen zur einer wirklich sparsamen Energienutzung zwingen würden, wäre eine zunehmende gesellschaftliche Akzeptanz und Wertschätzung solcher Konzepte wünschenswert.

Daß fossile Energiereserven nur in endlichem Umfange verfügbar sind und daß die ungebremste Emission von CO₂ zu langfristig unkalkulierbaren Klimaveränderungen führen kann, ist bekannt.

Symbolverzeichnis

α	Skalierfaktor von P_{iBatt} in der Onlineoptimierung
α_0	1. Skalierfaktor Onlinegütefunktion
α_{GW}	Wärmeübergangskoeffizient Gas \rightarrow Wand [J/Km ² s]
α_{WU}	Wärmeübergangskoeffizient Wand \rightarrow Umg. [J/Km ² s]
β	2. Skalierfaktor Onlinegütefunktion
χ	Polytropenexponent
δi_{CVT}	normierte Getriebeverstellgeschwindigkeit
δ	Stefan-Boltzmann-Konstante [W/m ² K ⁴]
η_{ATL}	Gesamtwirkungsgrad Abgasturbolader
η_{Batt}	Lade/Entladewirkungsgrad Traktionsbatterie
η_{CVT}	mech. Übertragungswirkungsgrad CVT-Getriebe
η_{EM}	el. Wirkungsgrad E-Maschine
η_{TUR}	Gesamtwirkungsgrad Turbine
κ	Polytropenexponent
λ	Wärmeleitfähigkeit [J/Kms]
ν	Kinematische Viskosität [m ² /s]
γ	3. Skalierfaktor Onlinegütefunktion
ω_1	Winkelgeschwindigkeit CVT-Eingangswelle [rad/s]
ω_2	Winkelgeschwindigkeit CVT-Abgangswelle [rad/s]
Π	Verdichtungs- bzw. Druckverhältnis
Φ_{Online}	Gütefunktion Onlineoptimierung [W]
Ψ	Durchflußfunktion
ρ_G	Gasdichte [Kg/m ³]
τ_{CVT}	Zeitkonstante Getriebeverstellung [s]
τ_{VM}	Zeitkonstante V-Motormoment [s]

Θ_1	Trägheitsmoment CVT-Eingangsseite [Kgm ²]
Θ_2	Trägheitsmoment CVT-Abgangsseite [Kgm ²]
a_X	Gewichtsanteil, Komponente X
A_{Tur}	Öffnungsfläche Turbine [m ²]
A_{WG}	Öffnungsfläche Wastegate [m ²]
be_{VM}	spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh]
c_X	Konzentration, Komponente X [mol/m ³]
c_w	Spezifische Wärmekapazität Wandmaterial [J/KgK]
cp_G	Spezifische Wärmekapazität Abgas [J/KgK]
E_i	Aktivierungsenergie [kJ/mol]
$EW R$	Einwandrohrmodell
H_{Konv}	Hemmungskonstante [$\frac{m^3}{mol}$]
i_{CVT}	Getriebeübersetzung [$\frac{N_{An}}{N_{Ab}}$]
J	Gütefunktional
k_i	Reaktionskonstante [$\frac{m^3}{mol \cdot s}$]
K_{Hys}	Einschalthysterese V-Motor, Onlinegütefunktion [W]
lz_{Batt}	Ladezustand Traktionsbatterie [%]
\dot{m}_G	Gasmassenstrom [Kg/s]
\dot{m}_X	Massenstrom, Komponente X [Kg/s]
M_{Fzg}	Fahrzeugmasse [kg]
M_{VM}	Moment V-Motor an der CVT-Eingangswelle [Nm]
M_{EM}	Moment E-Maschine an der CVT-Eingangswelle [Nm]
M_{Br}	Moment der mech. Bremse am Rad [Nm]
M_{2CVT}	Abtriebsmoment CVT-Getriebe bzw. am Rad [Nm]
M_{Ab}	Abtriebsmoment CVT-Getriebe bzw. am Rad [Nm]
\dot{n}_X	Molstrom, Komponente X [mol/s]
N_1	Drehzahl CVT-Eingangswelle [Upm]

N_2	Drehzahl CVT-Abgangswelle bzw. Rad [Upm]
N_{An}	Drehzahl CVT-Eingangswelle [Upm]
N_{Ab}	Drehzahl CVT-Abgangswelle bzw. Rad [Upm]
Nu	Nusseltzahl
p	Steuerparametervektor
p_G	Gasdruck [N/m ²]
P_{An}	Wellenleistung CVT-Eingangswelle [W]
P_{Ab}	Wellenleistung CVT-Abgangswelle [W]
P_{Hyd}	Leistungsaufnahme E-Hydraulikpumpe [W]
P_{iBatt}	Innere Leistung der Traktionsbatterie [W]
P_{NV}	Leistungsaufnahme Nebenverbraucher [W]
P_{ENV}	Leistungsaufnahme E-Nebenverbraucher [W]
P_{Vges}	Gesamtverlustleistung Antriebstrang [W]
Pr	Prandtlzahl
\dot{Q}_{GW}	Wärmestrom Gas \rightarrow Wand [J/s]
\dot{Q}_{WU}	Wärmestrom Wand \rightarrow Umgebung [J/s]
r_i	Reaktionsgeschwindigkeit [$\frac{mol}{m^3 \cdot s}$]
R	universelle Gaskonstante [J/molK]
R_i	innere Gaskonstante [J/kgK]
R_{Rad}	Reifenradius [m]
Re	Reynoldszahl
T_G	Gastemperatur [K]
T_W	Wandtemperatur [K]
u(t)	Steuervektor
v_X	Volumenanteil, Komponente X
v_G	Strömgeschwindigkeit Gas [m/s]
VM	Verbrennungsmotor
w_{Diesel}	Kraftstoffverbrauch [l]

$\mathbf{x}(t)$	Zustandsvektor
<i>ZWR</i>	Zweiwandrohrmodell

Abbildungsverzeichnis

1.1	Antriebstrangstruktur des Autarken Hybrid	3
1.2	Prinzip der Lastpunktanhebung beim Autarken Hybrid	4
1.3	Topologie eines Minihybrid mit 2 Kupplungen	6
1.4	Planetenradgetriebe beim leistungsverzweigten Hybrid	8
1.5	Tradeoff-Problem des Hybridbetriebs	10
1.6	Die Normzyklen NEDC und FTP72	11
1.7	Verteilung der Radleistung im FTP-Zyklus	13
1.8	Verteilung der Radleistung im NEDC-Zyklus	13
2.1	Optimierungsproblem der Betriebsführung von Hybridfahrzeugen . .	16
2.2	Diskretisierung und Approximation der Steuer- und Zustandsgrößen .	21
2.3	Anwenderoberfläche des DIRCOL-Paketes und Ergänzungen	25
2.4	Struktur des erweiterten Antriebstrangmodells	26
2.5	Verbrauchskennfeld TDI	32
2.6	Stellbereiche und Aufbau des CVT	33
2.7	Wirkungsgradkennfeld des CVT für die Optimierung	34
2.8	Kennlinien der Strategie	36
2.9	Unterteilung der Normfahrzyklen	41
2.10	Flaches Minimum des Autarken Hybrid (TDI-Motor)	44
3.1	Gesamtfahrzeugregler und Onlineoptimierung	50
3.2	Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 3 \text{ kW}$	58
3.3	Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 8 \text{ kW}$	60
3.4	Gütefunktion 1-dimensional für $P_{An,soll} = 16 \text{ kW}$	60

3.5	Gütefunktion 2-dimensional für $P_{An,soll} = 8 \text{ kW}$	61
3.6	Gütefunktion 2-dimensional für $P_{An,soll} = 16 \text{ kW}$	61
3.7	Simulinkmodell für die Simulation mit Onlineoptimierung	63
3.8	Glättungszeitkonstante für $P_{An,soll}$ im Fahrbetrieb	64
3.9	Vergleich Offline — Onlineoptimierung (TD-Motor)	66
3.10	Ladezustandsverlauf in Abhängigkeit von α_0	69
3.11	Auswirkung eines zu hohen Wertes von α_0	71
3.12	Prüfstandsmessung NEDC: Ausschnitt eines ECE-Citycycle	76
4.1	Betriebsführung des TD im NEDC (Offlineoptimierung)	84
4.2	Vergleich der Kennfeldtrajektorien (TD/NEDC)	85
4.3	Betriebsführung des TDI im NEDC (Offlineoptimierung)	88
4.4	Vergleich der Kennfeldtrajektorien (TDI/NEDC)	89
4.5	Auswirkung der E-Maschinengröße auf die Betriebsführung (TD,FTP72)	94
4.6	Wahrscheinlichkeitsdichte der Motorleistung (TD,FTP72)	95
4.7	Überlastbetriebspunkte bei 16 kW-Grenze bezüglich 8 kW (TD,FTP72)	96
4.8	Betriebsführung des TD im NEDC (Onlineoptimierung, Prüfstand)	100
4.9	Kennfeldtrajektorie des TD im Prüfstandsversuch (NEDC)	101
4.10	Taktblöcke im FTP72-Zyklus am Prüfstand	103
4.11	Geschwindigkeitsprofile weiterer Fahrzyklen	105
5.1	Skizze möglicher Abgasanlagen von Otto- und Dieselmotor	109
5.2	Hybridbetrieb und konventioneller Verbrennungsmotorbetrieb	111
5.3	Vorgehensweise der Emissionsbetrachtung	112
5.4	Struktur des modellierten Systems: TDI mit erweiterter Abgasanlage	113
5.5	Geometrie und Wärmegrößen für das Einwandrohrelement	114
5.6	Reihenschaltung von Einwandrohrelementen	119

5.7	Zeitverlauf der Temperaturen beim Rohrversuch	121
5.8	Räumliche Temperaturverteilung mit heißem Gas bei t=100 sec . . .	122
5.9	Räumliche Temperaturverteilung mit kaltem Gas bei t=200 sec	122
5.10	Geometrie und Wärmegrößen für das Zweiwandrohrelement	124
5.11	Zeitverlauf der Temperaturen beim Zweiwandrohrversuch	126
5.12	Räumliche Temperaturverteilung mit heißem Gas bei t=100 sec . . .	127
5.13	Struktur des TDI-Modells mit Modellschnittstellen	129
5.14	Durchflußfunktion einer Düse	131
5.15	Simulinkoberfläche des TDI-Modells	139
5.16	Parameterabgleich TDI-Modell	141
5.17	Differenzkennfeld Modell–Messung Krümmertemperatur	143
5.18	Resultierende Krümmertemperatur aus der Stationärsimulation . . .	143
5.19	Abgleich des transienten Betriebsverhaltens	144
5.20	Geometrischer Aufbau des Katalysatormodells	147
5.21	Struktur des Reaktionskinetikmodells	151
5.22	Simulinkoberfläche des Abgasanlagenmodells für einen Ottomotor . .	160
5.23	Abgleich der Konversionskurven 3-Wege-Katalysator	162
5.24	Abgaskonzentrationen nach den Katalysatoren bei Lambdavariation .	163
5.25	Konversionsraten beim Oxidationskatalysator	165
5.26	Umsatzkurveninterpolation beim SCR-Katalysator	167
5.27	Simulinkoberfläche des TDI-Abgasmodells	168
6.1	Emissionsverhalten im Hybridbetrieb (TDI,NEDC)	174
6.2	Emissionsverhalten im Normalbetrieb (TDI,NEDC)	175
6.3	NO _x -Rohemissionen und Betriebstrajektorien im NEDC	176
6.4	Betriebsverhalten im Hybrid- und Normalbetrieb (TD,NEDC)	180

Tabellenverzeichnis

3.1	Vergleich des Kraftstoffverbrauches (Angaben in l/100km)	67
3.2	Einfluß der Parametrierung im NEDC-Zyklus	70
3.3	Einfluß der Nebenverbraucher auf die Parametrierung	72
4.1	Vergleich der Verbrauchswerte auf 100 km sowie Einsparpotential . .	82
4.2	Datenvergleich Autarker Hybrid — Referenzfahrzeug (TD/NEDC) . .	87
4.3	Datenvergleich Autarker Hybrid — Referenzfahrzeug (TDI/NEDC) .	90
4.4	Auslegung von E-Maschine und Verbrennungsmotor	92
4.5	Anpassung der Onlineoptimierung an den realisierten Zustand	97
4.6	Referenzwerte für den Prüfstandsversuch	98
4.7	Ergebnisse der Onlineoptimierung am Prüfstand	99
4.8	Eckdaten der Prüfstandsversuche	102
4.9	Simulation unterschiedlicher Zyklen, realisierter Fahrzeugzustand . .	106
4.10	Wirkungsgrade aus der Energiebilanz des Autarken Hybrid	106
5.1	Europäische Emissionsgrenzwerte	107
5.2	Einheit und Wertebereich einiger Wärme- und Materialgrößen	128
5.3	Stoffwerte der Abgaskomponenten	157
5.4	Ergebnis der Parametrierung 3-Wegekat (Hauptkatalysator)	164
5.5	Ergebnis der Parametrierung Oxidationskatalysator	166
6.1	Emissionswerte für den TDI im NEDC	170
6.2	Emissionswerte für den TDI im FTP72	172
6.3	Emissionswerte für den TD im NEDC, projektierter Zustand	179
6.4	Emissionswerte für den TD im NEDC, realisierter Zustand	182

Literaturverzeichnis

- [1] A. Bauer: *Berechnung einer Betriebsführung für den Autarken Hybrid im FTP72-Zyklus mit den Optimierungsverfahren DIRCOL*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme, TU München, Juni 2001.
- [2] T. Bürki: *Verbesserung der Aufladung eines Dieselmotors durch einen Abgas-Turbolader mit variabler Geometrie*. Dissertation, ETH Zürich 1985.
- [3] G. Cerbe und H.-J. Hoffmann: *Einführung in die Thermodynamik*. 12. Auflage, Hanser-Verlag München Wien 1999, ISBN 3-446-21110-1.
- [4] S. Delprat, T. Guerra, J. Rimaux: *Optimal Control of a Parallel Powertrain: From global Optimization to Real Time Control Strategy*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Okt. 2001.
- [5] A. Gifhorn: *Einfluß der Abgaszusammensetzung auf die N_2O -Konvertierung an einem Dreibegekatalysator mit Pd/Rh-Beschichtung* Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12. Nr. 337. VDI-Verlag Düsseldorf, 1997.
- [6] P. E. Gill, W. Murray, M. A. Sanders: *User's Guide for SNOPT 5.3: a Fortran Package for Large-Scale Nonlinear Programming*. Technical Report NA 97-5, Department of Mathematics, University of California, San Diego, 1998.
- [7] P. E. Gill, W. Murray, M. A. Sanders: *User's Guide for NPSOL (Version 5.0)*. Technical Report SOL 86-1, Department of Mathematics, University of California, San Diego, 1998.
- [8] V. Gnielinski: *Wärmeübergang in Rohren*. VDI-Wärmeatlas 1979, Blätter Gb1-Gb5, VDI-Verlag.
- [9] E. Hahne: *Technische Thermodynamik : Einführung und Anwendung*. 2. Auflage, Addison-Wesley-Verlag Bonn 1993, ISBN 3-89319-663-3.
- [10] I. Kandylas und A. Stamatelos: *Berechnung des Wärmeüberganges in Motorabgassystemen*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 59 Heft 7/8 1998.
- [11] S. Kersch: *Der Autarke Hybrid – Optimierung des Antriebsstrangs hinsichtlich Energieverbrauch und Bestimmung des Einsparpotentials*. Dissertation, Lehrstuhl für Maschinenelemente der TU München, Garching 1998.
- [12] G. Killmann, T. Yeagashi, K. Hirose, T. Takaoka: *Toyota Prius — Development and market experiences*. VDI Fachtagung Hybridantriebe, Garching, Germany, Feb. 1999; VDI-Berichte Nr. 1459, S. 109-121.

- [13] W. Kalide: *Einführung in die technische Strömungslehre*. 6. Auflage, Hanser Verlag München Wien 1984, ISBN 3-446-14194-4.
- [14] W. Kind: *Beitrag zur NO_x-Verminderung im Abgas von Dieselmotoren durch selektive katalytische Reduktion mit Harnstoff*. Dissertation, Universität Kaiserslautern. VDI-Fortschrittberichte Reihe 12 Nr. 355, VDI-Verlag, Düsseldorf 1998.
- [15] T. Kirchner: *Experimentielle Untersuchungen und dynamische Simulation der Autoabgaskatalyse zur Verbesserung des Kaltstartverhaltens*. Dissertation, Universität Stuttgart. VDI-Fortschrittberichte Reihe 12 Nr. 331, VDI-Verlag, Düsseldorf 1997.
- [16] A. Kleimaier, D. Schröder: *Optimal Control and Emission Behaviour of a Hybrid Powertrain*. CVT 2002 Congress, Forum Hotel, Munich, Germany, Oct. 2002; VDI-Berichte Nr. 1709, S. 603-621.
- [17] A. Kleimaier, D. Schröder: *An Approach for the Online Optimized Control of a Hybrid Powertrain*. 7th International Workshop on Advanced Motion Control, Maribor, Slovenia, Jul. 2002; Proceedings, PP. 215-220.
- [18] A. Kleimaier, D. Schröder: *Optimal Rating of the Electric Drive in a Hybrid Vehicle*. 2nd International Conference on Integrated Power Systems (CIPS 2002), Bremen, Germany, June 2002.
- [19] A. Kleimaier, D. Schröder: *The Autark Hybrid Vehicle - Optimal Engine Operation*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Germany, Oct. 2001; Proceedings auf CD-ROM.
- [20] A. Kleimaier, D. Schröder: *Optimized Design and Control of a Hybrid Vehicle with CVT*. 1st IFAC Conference on Mechatronic Systems, Darmstadt, Germany, Sept. 2000; Proceedings, PP 197-202.
- [21] A. Kleimaier, D. Schröder: *Design and Control of a Hybrid Vehicle by Optimal Control Theory*. 4th International Power Electronics Conference, Tokyo, Japan, April 2000; Proceedings, vol. 4, pp. 2186-2191).
- [22] A. Kleimaier, D. Schröder: *Optimization Strategy for Design and Control of a Hybrid Vehicle*. 6th International Workshop on Advanced Motion Control, Nagoya, Japan, Mar. 2000.
- [23] A. Kleimaier, D. Schröder: *Dynamisch optimierter Fahrzyklus-Ergebnis für den Autarken Hybrid*. VDI Fachtagung Hybridantriebe, Garching, Germany, Feb. 1999; VDI-Berichte Nr. 1459, S. 385-394.

- [24] H.-J. Linnhoff: *Die Berechnung des Ladungswechsels und Ansprechverhaltens von Verbrennungsmotoren mit Abgasturboaufladung*. Dissertation, Fakultät für Maschinenbau der Ruhr-Universität Bochum, 1985.
- [25] C. Montreuil et. al.: *Modelling Current Generation Catalytic Converters: Laboratory Experiments and Kinetic Parameter Optimization - Steady State Kinetics*. SAE-Paper No. 920096, Society of Automotive Engineers, Warrendale USA, 1992.
- [26] C. Müller, D. Schröder: *CVT Shift Control for a Hybrid Driveline*. CVT 2002 Congress, Forum Hotel, Munich, Germany, Oct. 2002; VDI-Berichte Nr. 1709, S. 495-510.
- [27] M. Papageorgiou: *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung 2*. Auflage, Oldenbourg Verlag München Wien 1996. ISBN 3-486-23775-6.
- [28] M. Rampeltshammer: *Entwicklung einer Betriebsstrategie für einen KFZ-Antriebsstrang mit Starter-Generator*. Diplomarbeit, Lehrstuhl für elektrische Antriebssysteme, TU München, März 2000.
- [29] C. Reulein: *Simulation des Instationären Warmlaufverhaltens von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge der TU München, 1998.
- [30] W. Reik: *Startergenerator im Antriebsstrang*. Tagungsband zur Fachtagung "E-Maschine im Antriebsstrang", April 1999.
- [31] Sauer, G.: *Grundlagen und Betriebsverhalten eines Zugketten-Umschlingungsgetriebes*. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12. Nr. 293. VDI-Verlag Düsseldorf, 1996.
- [32] K.-V. Schaller, S. Kersch, K. Dörner: *Diesel-electric Drive Systems for City Buses: Improvement of Efficiency by using Double Layer Capacitors as a high Power Storage*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Germany, Oct. 2001; Proceedings auf CD-ROM.
- [33] C. Schwarz: *Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren*. Dissertation, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen und Kraftfahrzeuge der TU München, 1993.
- [34] J. Seiler: *Betriebsstrategien für Hybridfahrzeuge mit Verbrennungsmotoren unter Berücksichtigung von Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemissionen während der Warmlaufphase*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der TU München, 2000

- [35] U. Spicher, G. Lepperhoff: *Instationärverhalten des Abgaskatalysators*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 56 Heft 6/1995 S.335ff.
- [36] A. M. Stamatelos, I. P. Kandylas: *Zyklus-Emissionsverhalten eines gealterten Dreiwege-Katalysators*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 61 Heft 2/2000 S.98ff.
- [37] A. M. Stamatelos, I. P. Kandylas: *Computergestützter Entwurf von Abgas-Nachbehandlungskonzepten, Teil 1: Ottomotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 60 Heft 2/1999 S.116ff.
- [38] A. M. Stamatelos, I. P. Kandylas: *Computergestützter Entwurf von Abgas-Nachbehandlungskonzepten, Teil 2: Dieselmotoren*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 60 Heft 3/1999 S.194ff.
- [39] J.-P. Stringaro: *Modellierung der Kinetik der selektiven katalytischen Reduktion von Stickoxid mit Ammoniak an einem oxidischen Katalysator*. Dissertation ETH Zürich 1981.
- [40] O. von Stryk: *Numerische Lösung optimaler Steuerungsprobleme: Diskretisierung, Parameteroptimierung und Berechnung der adjungierten Variablen*. Dissertation, Mathematisches Institut der TU München, 1994.
- [41] O. von Stryk: *User's Guide for DIRCOL (Version 2.0)*. Lehrstuhl M2 Höhere Mathematik und Numerische Mathematik, TU München, 1999.
(Internetadresse: www.sim.informatik.tu-darmstadt.de/sw/dircol/dircol.html)
- [42] P. Tenberge: *Automatisiertes Fahrzeuggetriebe mit elektrischer Regelung: Hybridgetriebe*. Tagungsband zur Fachtagung "E-Maschine im Antriebsstrang", April 1999.
- [43] F. Terres, J. Michelin, H. Weltens: *Partikelfilter für Diesel-PKW*. MTZ Motortechnische Zeitschrift, Jahrgang 63 Heft 7/8 2002.
- [44] A. Wagener, C. Körner, P. Seger, H. Kabza: *Cost Function Based Adaptive Energy Management in Hybrid Drivetrains*. 18th International Electric Vehicle Symposium (EVS 18), Berlin, Okt. 2001.
- [45] K. Zinner: *Aufladung von Verbrennungsmotoren*. 3. Auflage, Springer-Verlag Berlin Heidelberg 1985, ISBN 3-540-15902-9.
- [46] U. Zoelch: *Ein Beitrag zu optimaler Auslegung und Betrieb von Hybridfahrzeugen*. Dissertation, Lehrstuhl für Elektrische Antriebssysteme der TU München, 1998.