



Branko Rogic

**Potentialuntersuchung von hybriden
Nutzfahrzeugen**

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades Diplomingenieur

Studienrichtung:

Wirtschaftsingenieurwesen – Maschinenbau
Mechatronik im Maschinenbau

Betreuer:

Univ.-Doz. Dipl.-Ing. Dr.techn. Arno Eichberger
Dipl.-Ing. Martin Ackerl

Technische Universität Graz
Institut für Fahrzeugtechnik

Magna Powertrain

Graz, im Februar 2013

The logo for FTG, with 'FT' in blue and 'G' in grey.

Gesperrt bis Februar 2015

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich all jenen danken, die mich während meines Studiums und der Erstellung dieser Diplomarbeit unterstützt haben.

Zuerst möchte ich mich bei meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Martin Ackerl bedanken, der mir die Durchführung dieser Diplomarbeit am Institut für Fahrzeugtechnik ermöglicht hat. Dank seinem umfangreichen Fachwissen und freundlicher Unterstützung war es mir möglich, sehr viel zu lernen und diese Arbeit erfolgreich zu verfassen.

Besonderer Dank gilt auch meinem guten Freund, Herrn Mag.iur. Fabian Santer, der immer Zeit für die lektorische Korrektur der Arbeit gefunden hat.

Vor allem danke ich meinen Eltern und meiner Familie, die mir diesen Lebensweg ermöglicht haben. Sie sind mir mit ihrer Liebe und ihrer Hilfsbereitschaft während meiner gesamten Ausbildung immer zur Seite gestanden. Ihnen möchte ich auch in meiner Muttersprache danken:

„Dragi roditelji, hvala vam na vašoj velikoj ljubavi i podršci.“

Zuletzt möchte ich mich recht herzlich bei meiner Freundin bedanken, die mich während der gesamten Diplomarbeit unterstützt und motiviert hat und mir immer wieder Verständnis entgegen gebracht hat.

EIDESSTÄTTLICHE ERKLÄRUNG

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

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
(date)

.....
(signature)

Kurzfassung

Knappheit der fossilen Energieträger, steigende Öl-Preise, Umweltverschmutzung und gesetzliche Anforderungen sind die Einflussfaktoren, die die Entwicklung der gesamten Automobilindustrie in den letzten Jahrzehnten signifikant geprägt haben. Auf der Suche nach effizienteren und alternativen Antrieben bietet sich die Technologie des hybriden-elektrischen Antriebs als eine vielversprechende Brückentechnologie zu einer vollwertigen Elektrifizierung des Antriebsstrangs. Auch im Nutzfahrzeugbereich, wo eine große Steigerung der Lastkraftwagen-Güterverkehrsleistung prognostiziert wird, wird der Hybridtechnologie größtes Entwicklungspotential zugesprochen.

Ein Hybridantriebsstrang besitzt mindestens zwei Energiewandler und zwei im Fahrzeug eingebaute Energiespeichersysteme (in diesem Fall eine Verbrennungskraftmaschine und eine elektrische Maschine). Aufgrund der unterschiedlichen Anordnungsmöglichkeiten der zwei Aggregate ergeben sich auch verschiedene Antriebsstrangtopologien, die bei den verschiedensten Einsatzgebieten der Nutzfahrzeuge auch unterschiedliche Kraftstoffeinsparpotentiale zeigen. Die vorliegende Diplomarbeit untersucht die Eignung der parallelen und seriellen Antriebsstrangtopologien für diverse Einsatzszenarien mithilfe von Rechner-Simulationen. Die Simulationsmodelle werden in MATLAB/Simulink[®] mithilfe der Rückwärts-Simulationsmethode analysiert. Dabei sind die einzelnen Antriebsstrangkomponenten modular aufgebaut und ermöglichen somit eine schnelle und beliebige Anordnung solcher in komplexen hybriden Antriebsstrangsystemen.

Die Komplexität eines Hybridantriebsstrangs resultiert auch aus aufwendigen Betriebsstrategien solcher Systeme. Die Effizienz einer intuitiven Betriebsstrategie des parallelen Antriebsstrangmodells wird zusätzlich im Vergleich mit einer optimierten Betriebsstrategie überprüft. Als Zielkriterium dient die Minimierung des Kraftstoffverbrauchs über unterschiedlichste Fahrzyklen mit zusätzlicher Variation der Beladung, welche mit Dynamischer Programmierung gelöst wurde.

In der Modellierungsphase wurden bereits existierende Hybridantriebsstrang-Komponenten zur Parametrierung verwendet. Bei der Erstellung von Simulationsmodellen der verschiedenen Antriebsstrangkomponenten, diente der Prototyp eines mittelschweren, parallelen Hybrid-Nutzfahrzeugs als Referenzobjekt.

Abstract

The scarcity of fossil fuels, the increase of oil prices, the environmental pollution and the legal requirements have significantly influenced the development of the entire automobile industry during the last decades. On the way towards more efficient and/or alternative propulsion systems, the hybrid technology offers a promising alternative to bridge the gap between powertrain architectures with conventional internal combustion engines and those fully electrified. The hybrid technology offers also a great development potential in commercial vehicle sector where a large increase in truck freight traffic is to be expected.

Hybrid powertrain has at least two distinct motors on board operating with different power sources (in this case an internal combustion engine and an electric motor). The different assembling possibilities for the two propulsion motors result in different propulsion topologies, which also show different fuel savings in various application cases regarding commercial vehicles. This master thesis analyses, with the aid of computer simulations, the suitability of parallel and serial hybrid-powertrain topologies for commercial vehicles in various application scenarios. The simulation models are based on MATLAB/Simulink[®] using the reverse-simulation method. The separate propulsion components are built modular and can be therefore quick ordered in an optional complex hybrid powertrain.

The complexity of the hybrid powertrains results in a complex system operation management as well. The efficiency of the intuitive management-strategy for the parallel hybrid powertrain model is additionally evaluated and compared with an optimized management-strategy. A dynamic programming method is used for the optimization of the management-strategy and also more precisely described in this thesis.

During the development phase of the models presented in this work real hybrid powertrain components were used as a reference. Their validation was carried out based on measured data obtained with the prototype of a medium-heavy, parallel hybrid commercial vehicle.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1.	Motivation	3
1.2.	Aufgabenstellung	6
1.3.	Aufbau der Arbeit	7
2	Hybridfahrzeuge	8
2.1.	Allgemein	8
2.2.	Topologien von Hybridfahrzeugen	9
2.2.1.	Serieller Hybridantriebsstrang	11
2.2.2.	Paralleler Hybridantriebsstrang	12
2.2.3.	Mischhybrid-Antriebsstrang	13
2.2.3.1.	Kombinierter Hybrid-Antriebsstrang	13
2.2.3.2.	Leistungsverzweigter Hybrid-Antriebsstrang	14
3	Simulationsmethodik	15
3.1.	Quasistatische Simulation	15
3.2.	Dynamische Simulation	18
4	Simulationsmodelle	20
4.1.	Komponenten und Fahrzyklen	20
4.1.1.	Fahrzyklen	21
4.1.2.	Fahrwiderstände	24
4.1.2.1.	Luftwiderstand	26
4.1.2.2.	Rollwiderstand	26
4.1.2.3.	Steigungswiderstand	28
4.1.2.4.	Beschleunigungswiderstand	28
4.1.3.	Getriebe	29
4.1.3.1.	Schaltstrategie	31
4.1.4.	Elektrische Maschine	33
4.1.5.	Batterie	37
4.1.6.	Verbrennungsmotor	40
4.2.	Topologiemodellierung	43
4.2.1.	Modell des konventionellen Antriebsstranges	43

4.2.2.	Modell des seriellen Hybridfahrzeugs	45
4.2.2.1.	Betriebsstrategie	48
4.2.3.	Modell des parallelen Hybridfahrzeugs	51
4.2.3.1.	Betriebsstrategie	52
5	Optimierung [19] [20]	55
5.1.	Dynamische Programmierung	55
5.1.1.	Anwendung	58
5.1.2.	Analyse	62
6	Auswertung	68
6.1.	Simulationsergebnisse	68
6.1.1.	Variation der Fahrzyklen	70
6.1.2.	Variation der Beladung	74
7	Schlussfolgerungen und Ausblick	76
	Literaturverzeichnis.....	78
	Abbildungsverzeichnis	80
	Tabellenverzeichnis.....	83
	Anhang	84

Abkürzungen

Symbol	Beschreibung
<i>PKW</i>	Personenkraftwagen
<i>LKW</i>	Lastkraftwagen
<i>HEF</i>	Hybridelektrofahrzeug
<i>VKM</i>	Verbrennungskraftmaschine
<i>EM</i>	Elektromotor
<i>GM</i>	Gleichstrommaschine
<i>SM</i>	Synchronmaschine
<i>AM</i>	Asynchronmaschine
<i>HUDDS (HD-UDDS)</i>	Heavy Duty - Urban Dynamometer Driving Schedule
<i>SOC</i>	State Of Charge (Englisch)
<i>DP</i>	Dynamische Programmierung
<i>GPS</i>	Global Positioning System (Englisch)

1 Einleitung

Transport und Mobilität sind die Grundlagen und die Voraussetzungen jeder erfolgreichen Wirtschaft. Somit sind auch der wirtschaftliche Fortschritt und die Konkurrenzfähigkeit Europas von effektivem Transport und Mobilität abhängig. Dabei ist der Straßenverkehr mit Abstand der wichtigste Verkehrsträger, was auch in Zukunft so bleiben wird. In Europa wird der Hauptteil des Personenverkehrs, rund 80 %, mit Personenkraftwagen zurückgelegt, [1]. In den kommenden Jahren wird sich dieser Anteil nicht nennenswert verändern. Gerade in den neuen EU-Mitgliedsstaaten dürfte sich der Anteil der PKWs noch von derzeit etwa 73 % auf ebenfalls rund 80 % erhöhen, [2]. Für Österreich wird eine Steigerung der Personenverkehrsleistung von 13 % bis 2030 prognostiziert. Aus globaler Sicht wird mit einem dynamischen Wachstum gerechnet. Bis 2030. dürfte sich der globale PKW-Bestand verdoppeln, [1].

Anders als Personenverkehr ist der Straßengüterverkehr in Europa durch ein erheblich dynamischeres Wachstum charakterisiert. Dieser Aufwärtstrend geht auch in Zukunft weiter. Entscheidende Gründe für diese Dynamik sind die zunehmende internationale Arbeitsteilung, sowie das Anwachsen der Europäischen Union durch neue Mitgliedsstaaten und damit verbundenen Gütertausch. Für Europa wird eine Steigerung der Lastkraftwagen-Güterverkehrsleistung von ca. 22 % bis 2030 prognostiziert und dürfte in den 29 Ländern knapp 76 % von allen Güterverkehrsleistungen betragen (Abbildung 1.1.), [1].

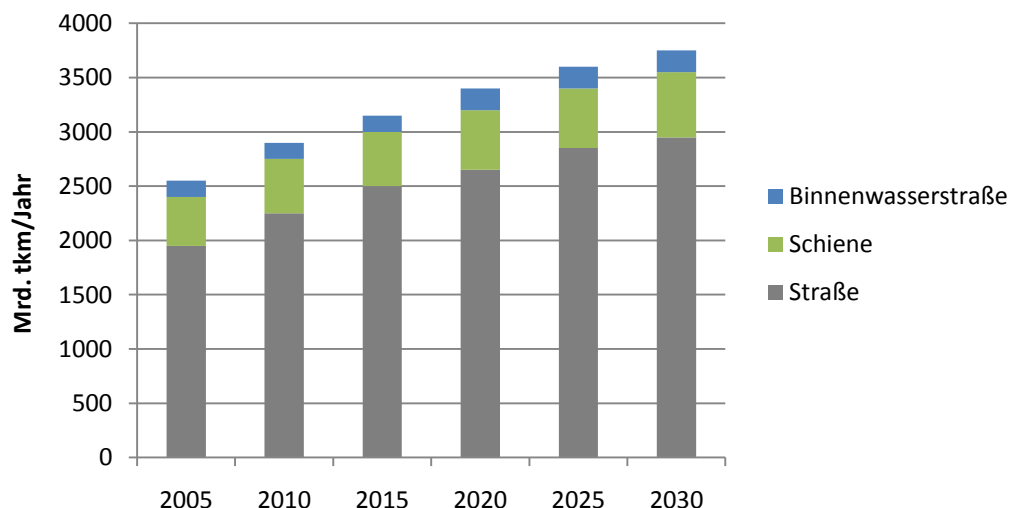


Abbildung 1.1: Entwicklung der Güterverkehrsleistung in Europa nach Verkehrsträgern, [1]

Der wachsende Verkehrssektor beansprucht heute schon rund die Hälfte der globalen Erdöl-Produktion, oder 26 % des weltweiten Energieverbrauchs, [1]. Höherer Bedarf an fossilen Energieträgern und Endlichkeit der Ressourcen sorgen langfristig für einen kontinuierlichen Anstieg der Treibstoffpreise.

Ein weit erheblicheres und immer noch nicht gelöstes Problem, das die Verbrennung von fossilen Kraftstoffen mit sich trägt, ist der Ausstoß von unerwünschten Schadstoffen und dem Treibhausgas Kohlendioxid in die Erdatmosphäre, und das damit verbundene Risiko eines ungebremsten Klimawandels. In der EU erfolgen 23.8 % des gesamten Treibhausgas-Ausstoßes und 27.9 % des CO₂-Ausstoßes durch den Transport, welcher somit eine massive Umweltbelastung darstellt, [3]. Da der gesamte Sektor zu 97 % von fossilen Kraftstoffen abhängig ist, korreliert die Umweltbelastung mit der Anstrengung für eine nachhaltige Energieversorgung, [3]. Um den gesamten Verkehrssektor in Zukunft nachhaltig zu gestalten, vor allem den Straßengüterverkehr mit Nutzfahrzeugen, ist eine Steigerung der Umwelt- und Gesamteffizienz erforderlich. Dafür müssen neue Antriebssysteme entwickelt werden, die die Abhängigkeit vom Öl reduzieren und umweltschädliche Emissionen minimieren. In diesem Sinne wurden von der Europäischen Union für Nutzfahrzeuge, aber auch für Autos, ab dem Jahr 1992 Normgrenzwerte für Abgasemissionen, die Abgasnorm, eingeführt. In den kommenden Jahren werden diese Abgasnormen noch strenger, insbesondere für Partikel und Stickoxide (Abbildung 1.2.), [4].

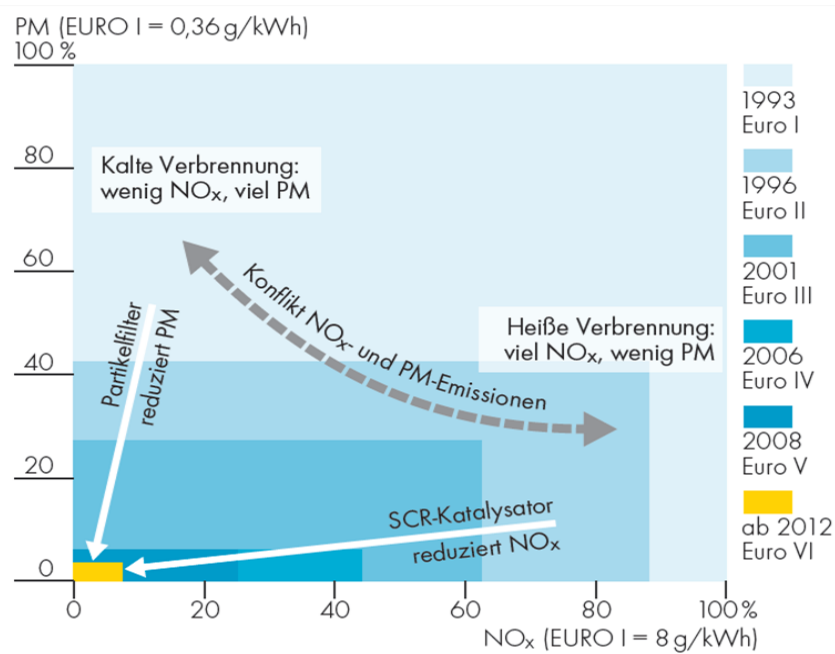


Abbildung 1.2: Entwicklung von Grenzwerten infolge der Abgasnormen, [4]

Darüber hinaus werden mit der emissionsabhängigen Maut für LKWs auf Autobahnen oder gar sogenannten „City-Mauten“ und Umweltzonen für alle Fahrzeuge, die manche Städte schon eingeführt haben (darunter auch London, Berlin, Stockholm u.v.a.), und deren Höhe der Abgaben teilweise oder komplett von der Emissionseinstufung des Fahrzeugs abhängt, weitere Impulse für die Entwicklung neuer umweltfreundlicher Antriebssysteme gegeben.

1.1. Motivation

Um die Energie- und Umweltproblematik zu bewältigen, neue gesetzliche Rahmenbedingungen zu erfüllen, aber auch wegen des steigenden Umweltbewusstseins in der Bevölkerung und um die geänderten Kundenwünsche zu berücksichtigen, bieten sich aus heutiger Sicht drei Alternativen für die Automobil- und Nutzfahrzeughersteller:

- Steigerung der Effizienz konventioneller Antriebe (Einsparen)
- Ergänzung der fossilen Kraftstoffe mit biogenen Kraftstoffen (Ergänzen)
- Entwicklung alternativer Antriebe (Ersetzen), siehe Abbildung 1.3.

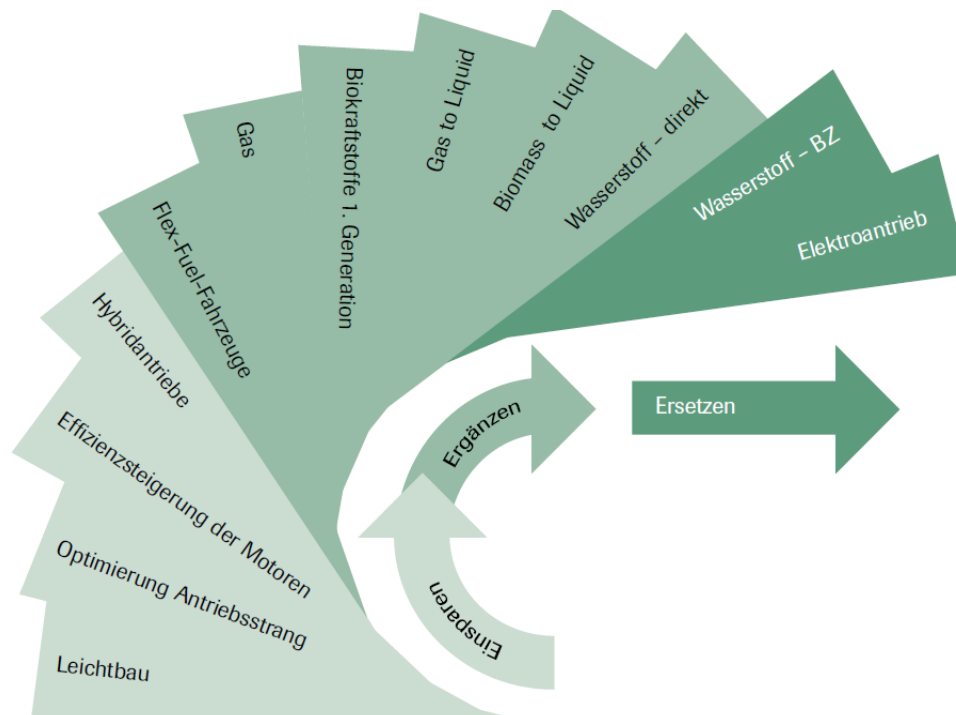


Abbildung 1.3: „Weg vom Öl“ - Die Fächerstrategie der Automobilindustrie, [2]

Keine der drei Alternativen bietet sich als eine endgültige Lösung an. Es wird eher erwartet, dass eine Mischung aus allen drei Perspektiven für eine längere Zeit, bis die Ersatztechnologien des Elektro- und Wasserstoffantriebs ihre Reife erreichen, eine nachhaltige und umweltverträgliche Mobilität sicherstellen wird.

Dabei werden hybride Antriebstränge als Brückentechnologie zu einer vollwertigen Elektrifizierung des Antriebsstrangs gesehen, denen größtes Entwicklungspotential zugesprochen wird. Es wird sogar prognostiziert, dass in den nächsten 20 Jahren der Anteil von Hybridfahrzeugen bei den Neuzulassungen bis zu 50 % betragen wird (Abbildung 1.4.).

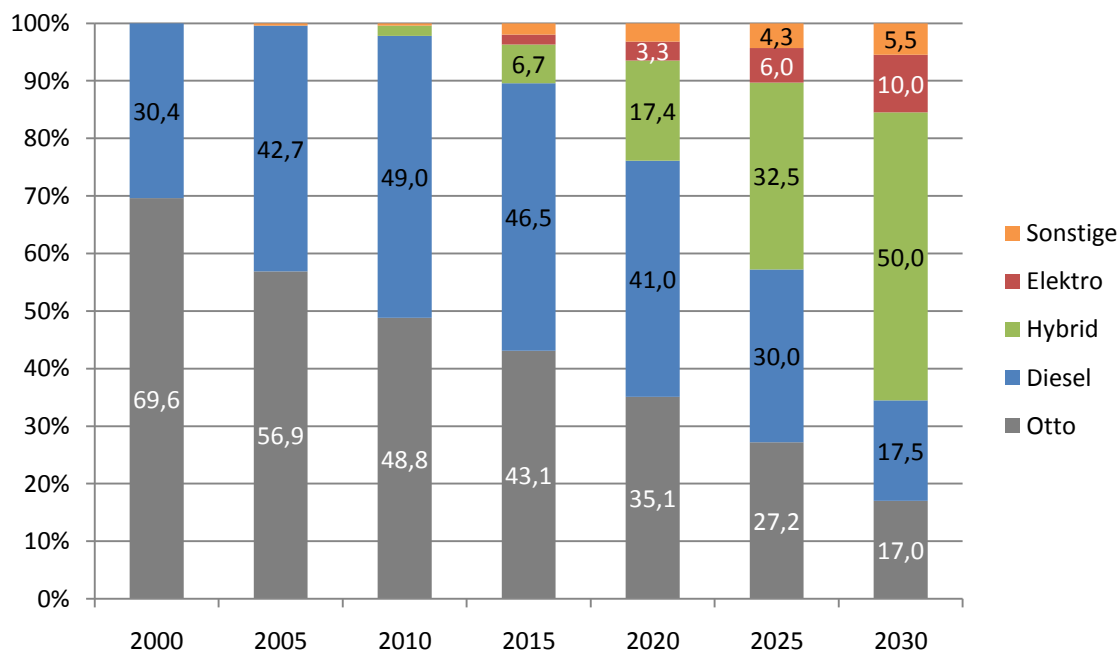


Abbildung 1.4: Prognostizierte Neuzulassungen nach Antriebsarten im Jahr 2030, [1]

In PKW-Bereich befindet sich die Hybrid-Technologie schon in einer fortgeschrittenen Phase. Mit wachsender Sympathie der Kunden gegenüber „Eco-Autos“, gesetzlichen und Marketing-Förderungen, aber auch mit unbestrittenem Kundennutzen der immer effizienter werdenden Systeme – stellen Hybridautos für die Hersteller, mit ihrem wachsenden Marktanteil schon heute eine gute Gelegenheit dar Gewinne zu erwirtschaften. Dem Beispiel des Vorreiters in diesem Feld - Toyota, mit seinem weltweit erfolgreichen Model Prius, folgen fast alle großen Autohersteller und bringen immer mehr verschiedene Hybridmodelle auf den Markt (Opel Ampera, BMW Active Hybrid 5 und die kommende i-Serie, Peugeot 508RXH, Volvo V60 Plug-in-Hybrid etc.).

Anders stellt sich die Lage im Nutzfahrzeugbereich dar, wo sich Hybrid- und Elektroantriebe erst am Anfang ihrer Entwicklung und ihres Einsatzes befinden. Nichts desto trotz wird auch hier ein erheblicher Zuwachs des Marktanteils von alternativangetriebenen LKWs bis 2020, je nach Fahrzeugsegment, sogar bis zu 35 Prozent, prognostiziert (Abbildung 1.5.), [5]. Obwohl hybride Nutzfahrzeuge beim Einsatz im städtischen Liefer- und Verteilerverkehr die besseren durchschnittlichen Einsparpotenziale (etwa 20-30% für Voll-Hybridfahrzeuge im Vergleich zum konventionellen Diesel) zeigen, eignen sich hybride Antriebe - aufgrund von sehr großen jährlichen Laufleistungen – auch für den Einsatz bei den schweren LKWs (Sattelzüge). Hier wird mit einem Ersparnis von bis zu 1500 Euro pro Jahr und Fahrzeug, bei etwa 140.000 km jährlicher Laufleistung ausgegangen, [5]. Darüber hinaus bieten Stadtbusse, mit hohen jährlichen Laufleistungen und einem sehr hohen „Stop-and-Go“-Anteil, die besten Voraussetzungen für eine erfolgreiche Hybridisierung.

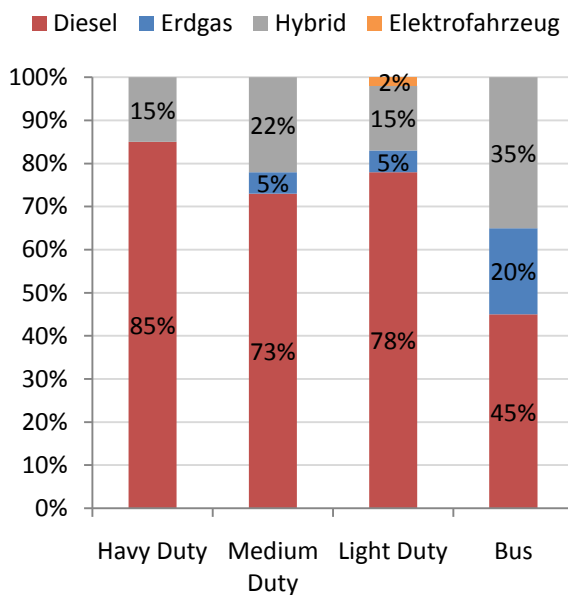


Abbildung 1.5: Marktanteile von Nutzfahrzeugantrieben 2020. (Europa), [5]

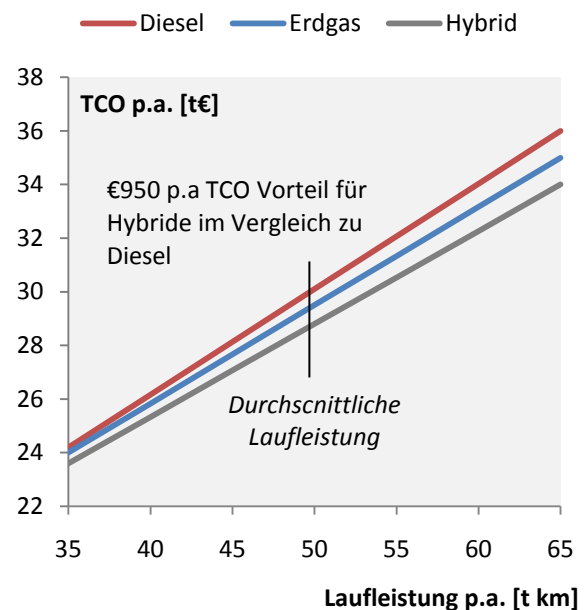


Abbildung 1.6: Bewertung alternativer Antriebe – „Total Cost of Ownership“ (TCO): Verteilerverkehr 12 t 2020. (Europa), [5]

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Hybridtechnologie im Nutzfahrzeugbereich eine kommende und vielversprechende Technologie ist. Es stehen jedoch noch viel Forschungsarbeit und Investitionen bevor, bis hybride Nutzfahrzeuge ihre volle Reife erreichen. Obwohl auch hier die Kosten und Alltagstauglichkeit heutiger Batteriesysteme die größten Probleme darstellen, bietet die Anpassung und

Optimierung verschiedener Hybridvarianten an die unterschiedlichen LKW-Einsatzgebiete eine sehr gute Gelegenheit die Effizienz zu steigern.

1.2. Aufgabenstellung

In Abhängigkeit von der Anordnung des Verbrennungs- und Elektromotors zueinander, ergibt sich eine Vielfalt von unterschiedlichen Antriebsstrangtopologien, die wiederum in Abhängigkeit von dem Anteil des Einsatzes des Elektromotors bei der Erzeugung der Antriebsleistung, unterschiedliche Hybridisierungsgrade aufweisen können (siehe Kapitel 2.2.). Aufgrund der speziellen aber verschiedensten Einsatzszenarien von Nutzfahrzeugen, ist auch hier keine Hybridvariante das „Allheilmittel“. Für unterschiedlichste Anwendungen werden verschiedene Fahrzeugtypen von den Nutzfahrzeug-Herstellern angeboten. Da die Prototypfertigung von unterschiedlichen hybriden Fahrzeugen zu aufwendig und kostspielig ist, sollen die Potentiale der Hybridisierung verschiedenster Nutzfahrzeugvarianten in der Simulation untersucht werden. Danach soll durch den direkten Vergleich der Simulationsergebnisse, ein Überblick über die Anpassbarkeit verschiedener Systeme an diverse Einsatzszenarien geschaffen werden. Besonderes Augenmerk wird auf die Variation von Einsatzprofilen, Gesamtmasse und Antriebsstrangtopologien gelegt. Entscheidende Größe bei der Bewertung des jeweiligen Antriebsstranges wird der durchschnittliche Dieserverbrauch des Verbrennungsmotors sein.

Somit können folgende Arbeitsschritte der Diplomarbeit festgelegt werden:

- Einarbeitung in die Hybrid-, und Nutzfahrzeugthematik, Simulationsmethodik sowie auch in die Simulationsumgebung MATLAB/Simulink[®],
- Technische Modellierung, Koppelung, und Anpassung der Längsdynamik- und Hybridkomponenten in MATLAB/Simulink[®],
- Modellierung und Systemauslegung der seriellen und parallelen Hybrid-Modelle, sowie auch eines konventionellen Diesel-Antriebsstrang-Modells, welcher für einen direkten Vergleich herangezogen werden kann,
- Simulation verschiedener Fahrzyklen mit allen drei Modellen unter Variation der Gesamtmasse und Vergleich der Ergebnisse,
- Optimierung der Betriebsstrategie des Parallel-Hybrid-Modells.

1.3. Aufbau der Arbeit

Am Beginn der Arbeit wird auf die theoretischen Grundlagen der Hybridtechnologie und die Klassifikation der hybriden Antriebsstränge eingegangen. Im nächsten Kapitel werden die zwei grundlegenden Verfahren zur Längsdynamiksimulation, nämlich die Rückwärtssimulation und die Vorwärtssimulation, erklärt.

Im dritten Teil werden die Modelle, die in dieser Diplomarbeit erstellt wurden, genauer vorgestellt. Alle im MATLAB/Simulink[®] modellierten Komponenten (Getriebe, Elektro- und Verbrennungsmotor, Batterie, etc.) werden anhand ihrer Funktionsweise erklärt. Zusätzlich werden auch bei jeder Komponente die genutzten technischen und physikalischen Gesetze erläutert. Anschließend werden die drei Antriebsstrang-Modelle – serielles, paralleles und konventionelles Modell – beschrieben, mit besonderem Augenmerk auf die Hybridregelung (Betriebsstrategie) der beiden, im weiteren Vorgehen untersuchten, Hybridmodelle.

Das vierte Kapitel der Diplomarbeit beschreibt die Optimierung des parallelen Modelles mithilfe der Dynamischen Programmierung. Eine solche Optimierung wird herangezogen um die optimale Leistungsverteilung zwischen den Antriebsaggregaten zu berechnen, der die theoretisch optimale Führung eines solchen Kausalproblems durchführt.

Mit Hilfe der entwickelten Simulationsmodelle werden im fünften Teil die Ergebnisse der Simulationen bei den unterschiedlichen Einsatzszenarien (Fahrzyklen), mit allen Nutzfahrzeug-Modellen, auch unterschiedlicher Beladungszuständen (8t, 12t und 18t), analysiert. Ziel ist es, durch den direkten Vergleich des berechneten Kraftstoffverbrauchs, eine möglichst realistische Aussage über die potenzielle Kraftstoffersparnis der jeweiligen Modelle in gewissen Einsatzbereichen (z.B. städtischer Busverkehr, städtischer Liefer- und Verteilerverkehr, Autobahnverkehr etc.) treffen zu können.

Im abschließenden, sechsten Kapitel wird die Diskussion über den in der Diplomarbeit erzielten Ergebnissen durchgeführt. Dabei werden die Potentiale zur Kraftstoffverbrauchsreduzierung des seriellen- und des parallelen Hybridantriebsstrangs in verschiedenen Nutzfahrzeug-Einsatzbereichen summiert. Weiters wird auch ein Ausblick auf die zukünftige Entwicklung im Bereich der Hybrid- und Elektro-Nutzfahrzeuge gegeben.

2 Hybridfahrzeuge

2.1. Allgemein

Obwohl die Hybridtechnologie erst in den letzteren Jahren eine rasante Entwicklung erlebt, ist sie fast so alt wie die Geschichte des Autos selbst. Das erste Hybridauto wurde sogar schon im Jahr 1903 von Ferdinand Porsche und dem Wiener Fahrzeugbauer Ludwig Lohner gebaut (Abbildung 2.1, links), [6]. Ein paar Jahre später wurde die gleiche Technologie, auch von Lohner und Porsche, an einem Nutzfahrzeug angewandt.

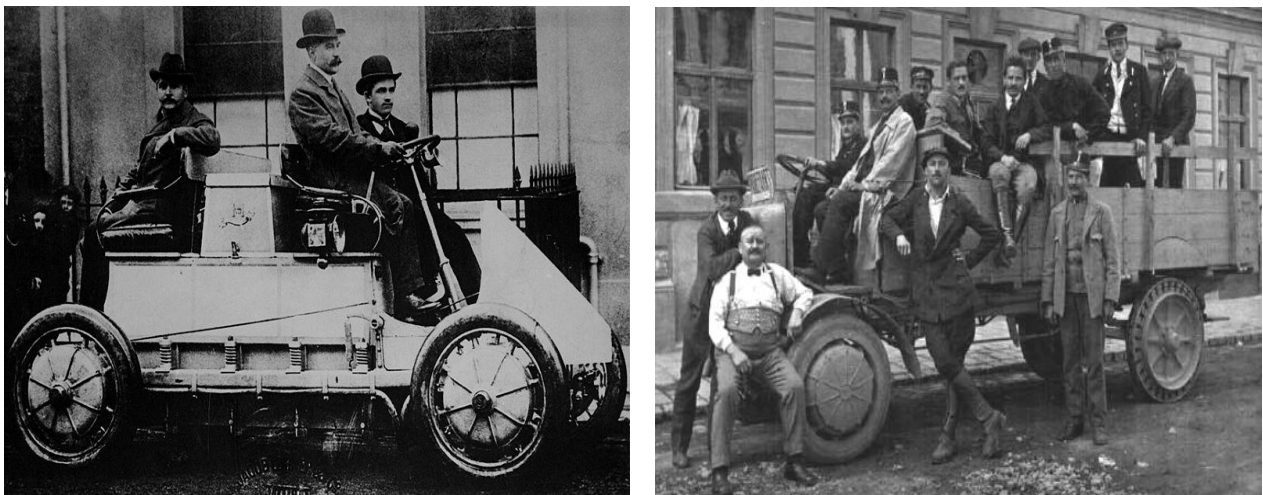


Abbildung 2.1: links: Lohner-Porsche-Mixte 1903, [6]; rechts: Lohner-Porsche Militär-LKW 1912, [7]; beides serielle Hybridfahrzeuge mit Radnabenmotoren

Im Gegensatz zu den konventionellen Antrieben mit den üblichen Verbrennungsmotoren (Diesel oder Otto), werden alle anderen Antriebskonzepte, darunter auch Hybridantriebe, mit dem Begriff „alternative Antriebe“ bezeichnet. Ein Hybridfahrzeug wird durch mindestens zwei verschiedene Energiespeicher und zwei verschiedene Energiewandler charakterisiert, [8]. Obwohl es auch mehrere mögliche Paarungen gibt (z.B. mit Brennstoffzellen), werden meistens ein Verbrennungsmotor und ein Kraftstofftank mit einem Elektromotor und einer Batterie kombiniert – Hybridelektrofahrzeug (HEF). Im Nutzfahrzeugbereich wird in der Regel ein Dieselmotor benutzt, [9].

Motivation für den Bau der Hybridantriebe liegt in der Synergie der Eigenschaften der Verbrennungs- und Elektromotoren. Verbrennungsmotoren und fossile Kraftstoffe mit ihrer großen Energiedichte, garantieren lange Fahrdistanzen und kurze Tankzeiten. Nachteilig zeigen sich jedoch die schlechte Effizienz bei den niedrigen Lastpunkten und die Unfähigkeit der Wiedergewinnung der Energie bei negativen Fahrleistungen (Rekuperation¹). Durch die Kombination einer VKM mit einer elektrischen Maschine, wie z.B. einem Elektromotor oder Generator, können diese Nachteile aufgehoben werden.

Im Hinblick auf die Effizienzsteigerung der VKM, bietet ein elektrisches Hybridsystem grundsätzlich folgende Möglichkeiten, [10]:

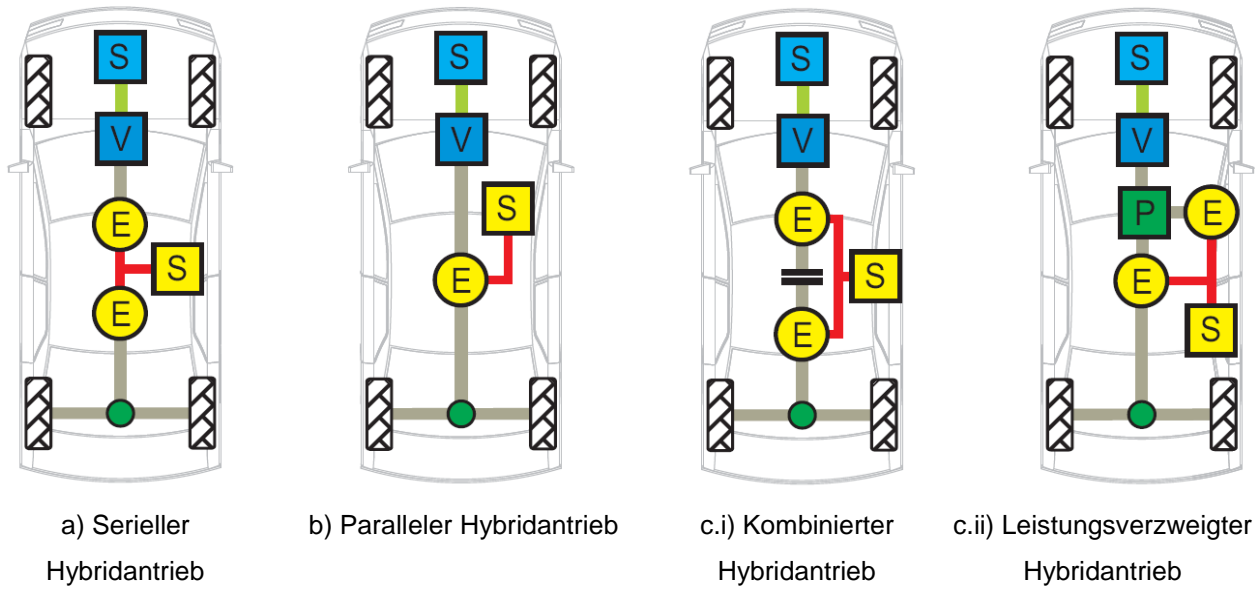
- „**Downsizing**“ des Verbrennungsmotors bei gleichzeitiger Beibehaltung der benötigten Maximalleistung für das Fahrzeug;
- Anteilige **Energie-Rückgewinnung** beim Bremsen statt des gänzlichen Verlust durch Wärmeableitung über die Bremsscheiben;
- **Optimierung** der Antriebsleistungsverteilung zwischen den Motoren;
- Elimination des Leerlaufverbrauchs durch Ausschalten von VKM wenn keine Antriebsleistung benötigt wird (**Start-Stopp Strategie**);
- **Elimination der Kupplungsverluste** durch koppeln des Verbrennungsmotors an den Antriebsstrang bei entsprechenden Drehgeschwindigkeiten.

2.2. Topologien von Hybridfahrzeugen

Die Kombination von zwei verschiedenen Antriebsmotoren bietet einen gewissen Freiheitsgrad bei der Konstruktion des Antriebsstrangs. Entsprechend der Grundstrukturen der Kombination von Verbrennungsmotor, E-Maschine, Generator, Batterie und Getriebe können Hybridantriebe in:

- a) Serielle Hybridantriebe,
- b) Parallele Hybridantriebe und
- c) Gemischte Hybridantriebe - Leistungsverzweigte und kombinierte Hybridantriebe eingeteilt werden (Abbildung 2.2.).

¹ Umwandlung der Brems- in die elektrische Energie, durch den als Generator betriebenen Elektromotor.



V...Verbrennungsmotor E...Elektromotor S...Energiespeicher P...Planetengetriebe

Abbildung 2.2: Topologien der Hybridfahrzeuge, [11]

Neben der Aufteilung nach dem konstruktiven Kriterium kann man die Hybridantriebe auch nach der Leistung des Elektromotors und dem Spannungsniveau des Hochvoltbordnetzes, in drei Leistungsgruppen aufteilen (Tabelle 2.1.):

- Microhybrid-Antrieb,
- Mildhybrid-Antrieb und
- Vollhybrid-Antrieb.

Bauart	Leistung der E-Maschine	Spannungsniveau	Funktion
Microhybrid-Antrieb	gering	$\geq 24 \text{ V}$	Entkopplung Nebenaggregate
Mildhybrid-Antrieb	mittel	100-400 V	Start-Stopp-Automatik, Eingeschränkte Bremsenergie­rückgewinnung, Entkopplung Nebenaggregate, Boosterfunktion
Vollhybrid-Antrieb	hoch	200 – 800 V	Start-Stopp-Automatik, Bremsenergie­rückgewinnung, Rein elektrischer Betrieb möglich, Entkopplung Nebenaggregate, Boosterfunktion

Tabelle 2.1: Leistungsgruppen der Hybrid-Nutzfahrzeuge, [9]

2.2.1. Serieller Hybridantriebsstrang

Ein serielles Hybridfahrzeug fährt elektrisch. Es besteht keine mechanische Verbindung zwischen dem Verbrennungsmotor und den Antriebsrädern. Die Antriebsleistung wird alleine von dem Elektromotor gewährleistet. Die mechanische Leistung der VKM wird mithilfe eines Generators in elektrische Energie umgewandelt und entweder zum treibenden E-Motor, oder zu der Batterie weitergeleitet. Die Energiewandler – Verbrennungsmotor, Generator und E-Motor – sind elektrisch in Serie geschaltet.

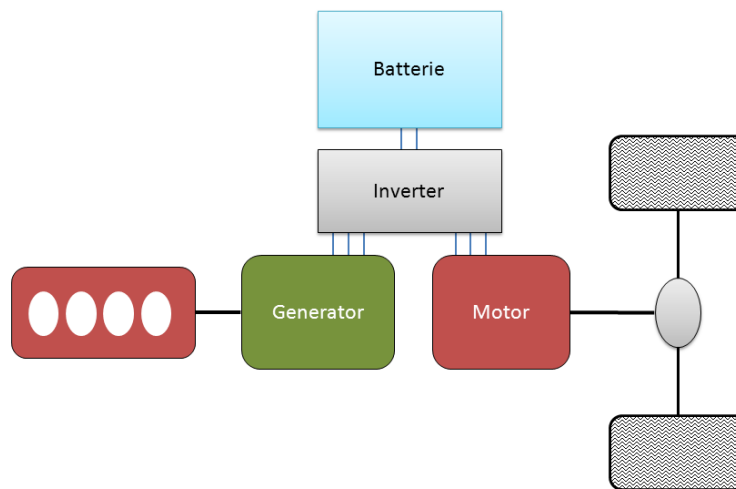


Abbildung 2.3: Serieller Hybrid-Antriebsstrang

In Abhängigkeit der Dimensionierung der „Ladegruppe“ - VKM und Generator - und der Batterie, unterscheidet man auch zwei Arten des seriellen Hybridantriebsstrangs: Klassisch und Plug-in-Hybrid. Bei der klassischen Auslegung muss die Ladegruppe die Leistungsspitze (etwa bei der Höchstgeschwindigkeit) decken können. Dafür muss sie auch für die gleiche Größenordnung wie der elektrische Antriebsmotor dimensioniert werden (d.h. relativ groß und schwer). Bei einem Plug-in-Hybrid deckt die Batterie die Leistungsspitzen. Bei dieser Auslegung wird die Batterie, als Hauptenergiequelle zur Fortbewegung herangezogen, extern am Stromnetz aufgeladen und dadurch wird der Teillastbetrieb der Ladegruppe vermieden. Die Ladegruppe kann dementsprechend wesentlich kleiner ausgelegt werden. Sie wird nur zum Laden der Batterie benutzt und deswegen als „Range Extender“ bezeichnet.

Der größte Vorteil eines Serienhybridantriebs ist, dass die Ladegruppe völlig unabhängig von den Antriebsrädern betrieben werden kann. Da die Antriebsleistung und die Verbrennungsmotorleistung zeitlich unabhängig sind, kann die VKM stets im wirkungsgradoptimalen oder emissionsoptimalen Betriebspunkt betrieben werden – und zwar auch im Stillstand. Dank der Eigenschaften des Elektromotors, der im Vergleich zu einer VKM in einem großen Drehzahlband betrieben werden kann, werden hier kein mehrstufiges Schaltgetriebe und auch keine Kupplung zur Anbindung der VKM

notwendig. Dies ermöglicht eine freie Positionierung der Ladegruppe, was eine sehr positive Auswirkung auf das Packaging und damit auch auf die Entwicklung neuer Fahrzeugkonzepte hat. Es gibt Konzepte mit ein oder zwei Motoren bis hin zu Radnabenmotoren. Im Nutzfahrzeugsbereich kommen, wegen des verhältnismäßig hohen Gewichts, kaum Systeme ohne Differentialgetriebe vor.

Der größte Nachteil eines Serienhybridfahrzeuges liegt in der langen Wirkungsgradkette durch die wiederholte Energiewandlung (mechanisch → elektrisch → mechanisch). Der Gesamtwirkungsgrad sinkt dadurch erheblich. Die Zwischenspeicherung der elektrischen Energie in der Batterie ist nochmals mit Verlusten behaftet.

Mit dem Fortschritt der Batterietechnologie kommen immer mehr Plug-In-Hybridautos auf den Markt. Im Verteiler- und städtischen Busverkehr mit vielen „Stops & Goes“, konnte der serielle Hybridantrieb mit seinen großen Antriebsmotoren und dadurch auch großen Anteil an Rekuperationsenergie, die besten Ergebnisse bis jetzt erzielen. [6] [11]

2.2.2. Paralleler Hybridantriebsstrang

Bei einem parallelen Hybridantrieb besteht sowohl durch den Verbrennungsmotor als auch durch den Elektromotor eine mechanische Verbindung zu den Antriebsrädern. Beide Energiewandler können parallel, entweder gleichzeitig oder einzeln, für den Antrieb sorgen. Da hier auch die VKM für die Fortbewegung verantwortlich ist, benötigt diese Ausführung auch noch mindestens ein Getriebe und eine Kupplung. Die Umschaltung auf die verschiedenen Betriebsmodi erfolgt mittels zusätzlichen Kupplungen, Freiläufen oder Planetengetrieben.

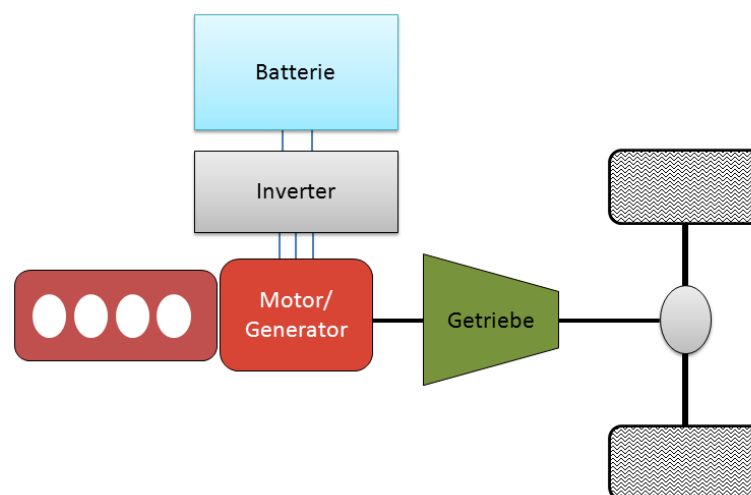


Abbildung 2.4: Paralleler Hybrid-Antriebsstrang

Die Tatsache, dass beide Motoren auch Antriebsmotoren sind, gewährt eine gewisse Freiheit bei der Verteilung der Antriebsleistung. Dies kann ausgenutzt werden, um die Verteilung der Leistung zwischen den beiden Antriebszweigen zu optimieren. Normalerweise kann die VKM im Leerlauf ausgeschaltet werden. Anschließende Beschleunigung oder Anfahren erfolgt mit dem E-Motor (Start-Stopp Strategie). Der E-Motor kann auch bei den Spitzenleistungen assistieren. Dadurch wird „downsizing“ der VKM möglich. Bei hohen Leistungen wird rein mit der VKM gefahren (z.B. auf Autobahnen), da diese bei hohen Lastpunkten günstige Wirkungsgrade erreicht. Ungünstiger Teillastbetrieb der VKM im Stadtverkehr wird durch rein elektrisches Fahren vermieden. Da der E-Motor auch als Generator betrieben werden kann, übernimmt er auch die Aufgaben der Rekuperation und der Batterieaufladung. Ein zusätzlicher Generator, wie bei dem seriellen Hybridantriebsstrang, wird hier nicht mehr nötig. Falls es bezüglich des Gesamtwirkungsgrades günstiger ist, wird der Verbrennungsmotor in höheren Lastpunkten als aktuell benötigt betrieben und die überschüssige Leistung über den Elektromotor in die Batterie gespeichert.

In Abhängigkeit, in der die Leistungen der beiden Motoren mechanisch summiert werden, unterscheidet man zwischen *Momentaddition*, *Drehzahladdition* oder *Zugkraftaddition*. Bei der Momentaddition erfolgt die Summierung durch direkte Kopplung mit Stirnradgetriebe oder Kette, wobei die Drehzahlen in einem festen Verhältnis stehen. Festes Momentverhältnis ist bei der Drehzahladdition gegeben und die Summierung erfolgt über ein Planetengetriebe. Von der Zugkraftaddition spricht man, wenn Elektromotor und Verbrennungsmotor auf unterschiedliche Antriebsachsen wirken.

Obwohl beim parallelhybriden Konzept zusätzliche Komponenten im Vergleich zum konventionellen Antrieb dazukommen, hat dieser, dank allen erwähnten Vorteilen und dank Betriebsoptimierung, das höchste Potential für das Erzielen eines geringen Kraftstoffverbrauchs.

2.2.3. Mischhybrid-Antriebsstrang

Unter Mischhybrid-Antriebsstränge versteht man die Ausführungen, die sowohl als Seriell- als auch als Parallelhybridfahrzeug betrieben werden können. Man unterscheidet zwischen *kombiniertem* und *leistungsverzweigtem Hybridantriebsstrang*.

2.2.3.1. Kombiniertes Hybrid-Antriebsstrang

Ein kombiniertes Hybridantriebsstrang ist im Prinzip ein serieller Hybridantriebsstrang mit der Option der Zuschaltung des Verbrennungsmotors als primären Antriebers

(Abbildung 2.2c.i). Ein- und Ausschalten der VKM erfolgt mittels einer schaltbaren mechanischen Verbindung zwischen dem elektrischen Traktionsmotor und der VKM. Das Ziel dabei ist die Vorteile eines seriellen Hybridantriebsstranges auszunutzen und gleichzeitig den Gesamtwirkungsgrad zu steigern. In bestimmten Fahrsituationen, wo der Wirkungsgrad der VKM besser ist, z.B. bei der Autobahnfahrt, wird die Kupplung geschlossen und die Leistung der VKM wird direkt an die Räder geleitet. Es liegt eine parallele Topologie vor. In Abhängigkeit von dem momentanen Antriebsleistungsbedarf, kann der Generator die überschüssige Leistung in die Batterie speisen oder auch selbst als Motor arbeiten. Diesen Vorteilen stehen jedoch der Bedarf an zusätzlichen mechanischen Komponenten und die komplexere Betriebsstrategie gegenüber, [11].

2.2.3.2. Leistungsverzweigter Hybrid-Antriebsstrang

Es wird sehr oft, wegen seiner weiten Verbreitung, unter den Bezeichnungen kombinierter oder gar Mischhybrid - der leistungsverzweigte Hybridantriebsstrang gemeint. Bei dieser Architektur wird die Leistung des Verbrennungsmotors in zwei Leistungspfade (Zweige) verteilt – mechanische und elektrische. Die Verteilung erfolgt mittels eines Verteilergetriebes - meistens ein Planetengetriebe. Die drei rotierenden Teile des Getriebes – Sonne, Hohlrad und Planetenträger – sind in Abhängigkeit von der Ausführung, starr mit dem Verbrennungsmotor, Generator oder Elektromotor verbunden, (Abbildung 2.2c.ii). Über dem mechanischen Pfad wird ein Teil der Leistung der VKM direkt an die Räder geleitet. Mit der restlichen Leistung wird der Generator im elektrischen Pfad betrieben. Die so produzierte elektrische Energie wird, in Abhängigkeit von dem momentanen Leistungsbedarf, entweder für den Betrieb des elektrischen Antriebsmotors benutzt, oder in die Batterie gespeist. Dieses Arbeitsprinzip ähnelt dem Arbeitsprinzip einer Waage: es wird versucht den Verbrennungsmotor immer im optimalen Arbeitsbereich (im „Gleichgewicht“) zu halten, wobei, in Abhängigkeit vom Antriebsleistungsbedarf, der elektrische Pfad mit dem Generator, Motor und Batterie als „Gegengewicht“ oder Leistungspuffer benutzt wird. Die Drehzahl des Verbrennungsmotors ist dabei unabhängig von der Drehzahl der Räder. Ein weiterer Vorteil ist, dass durch die geeignete Steuerung der beiden Leistungszweige das Verteilergetriebe wie ein stufenloses Getriebe wirkt, und ein konventionelles Getriebe mit Kupplung ersetzt. Auf der anderen Seite sind der Aufbau und die Betriebsstrategie von leistungsverzweigten Hybriden aufwendig und komplex.

3 Simulationsmethodik

3.1. Quasistatische Simulation

Da die Berechnungsrichtung dem eigentlichen, für die Fortbewegung benötigten Leistungsfluss, entgegengesetzt ist, wird die quasistatische Simulationsmethode auch Rückwärtssimulation genannt, d.h. es wird aus der Wirkung die erforderliche Ursache bestimmt, [11], (Abbildung 3.1.).

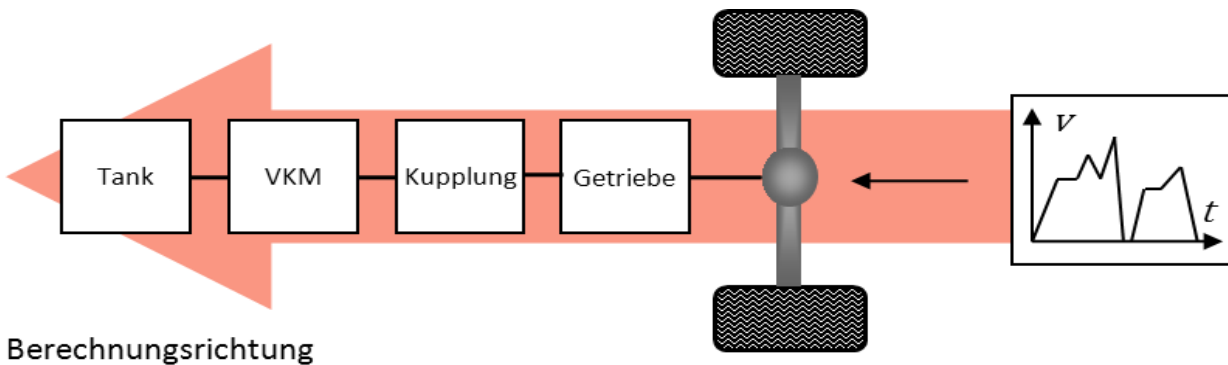


Abbildung 3.1: Schema der quasistatischen Simulation

Die Eingangsgrößen sind die Geschwindigkeits- $v(t)$ und Beschleunigungsprofile $a(t)$ des Fahrzeugs als auch das Steigungsprofil der Straße $\alpha_s(t)$. Das Fahrzeug wird durch die Masse m_F , die Luft-Anströmfläche A_f , den Luftwiderstandskoeffizienten des Fahrzeugs c_w und den Rollwiderstandskoeffizienten der Räder c_r beschrieben. Ausgehend von diesen Informationen wird die auf die Räder wirkende Traktionskraft $F_t(t)$, die für das Nachfahren der vorgegebenen Strecke nötig ist, berechnet. Von den Rädern bzw. Kraft F_t ausgehend, über die nächsten mechanischen Komponenten und bis zum Motor, werden die Leistungen bzw. die Betriebspunkte nacheinander berechnet, (Abbildung 3.2.).

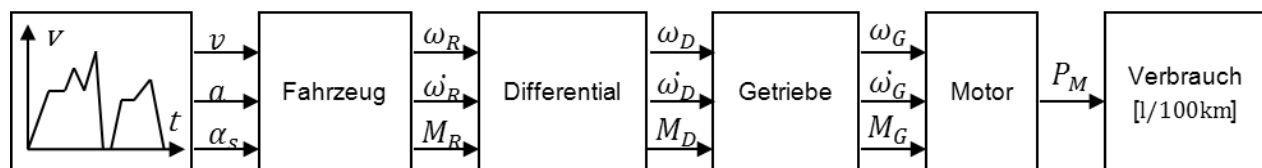


Abbildung 3.2: Blockdarstellung eines konventionellen Antriebsstrangs

Bei dieser Methode sind die Eingangsdaten in Zeitintervallen, mit typischerweise konstanter und kurzer Intervalllänge h zerlegt und werden dem Simulationsmodell weitergegeben. In jedem Zeitintervall h_i sind die Eingangsgrößen v_i , a_i und $\alpha_{s,i}$ konstant (Gleichungen 3.1, 3.2 und 3.3), d.h. das System kann als statisch betrachtet werden. Daher auch die Bezeichnung - quasistatische Simulation.

$$v_i = v(h_i) = v(t_i) \quad (3.1)$$

$$a_i = a(h_i) = a(t_i) \quad (3.2)$$

$$\alpha_{s,i} = \alpha_s(h_i) = \alpha_s(t_i) \quad (3.3)$$

wobei $h_i \in [t_i, t_{i+1}]$, $t_i = i \cdot h$, $i = 0 \dots n$.

Falls das Beschleunigungsprofil $a(t)$ nicht vorliegt, kann es auch aus dem Geschwindigkeitsprofil $v(t)$ abgeleitet werden (Gleichung 3.5). Oft kann es vorkommen, dass die Eingangsdaten aus einem experimentellen Messvorgang einer realen Fahrstrecke stammen, wobei es zu den etwaigen Fehlern bei Simulationen kommen kann (z.B. infolge von Diskretisierung – Division mit sehr kleinen Zeitschritten). Um solche Fehler zu reduzieren, rechnet man oft mit den gemittelten Werten:

$$\bar{v}_i = \frac{v_i + v_{i-1}}{2} \quad (3.4)$$

$$a_i = \frac{v_i - v_{i-1}}{h} \quad (3.5)$$

Mittels dieser diskretisierten Daten wird für jeden Zeitschritt, die für das Nachfahren der gewünschten Strecke nötige Antriebskraft $F_{t,i}$ berechnet:

$$F_{t,i} = m_F \cdot a_i + F_{r,i} + F_{a,i} + F_{s,i} \quad (3.6)$$

wobei $F_{r,i}$ - Rollwiderstand, $F_{a,i}$ – Luftwiderstand und $F_{s,i}$ – Steigungswiderstand ist (siehe Kapitel 4.1.2.).

Die translatorische Kraft F_t der Fahrzeuglängsbewegung wird unter der Annahme eines kinematisch rollenden Reifens mit dem dynamischen Rollradius r_d , in die rotatorischen Größen des Antriebsstranges umgerechnet, [11]:

$$\omega_{R,i} = \frac{v_i}{r_d} \quad (3.7)$$

$$\dot{\omega}_{R,i} = \frac{a_i}{r_d} \quad (3.8)$$

$$M_{R,i} = F_{t,i} \cdot r_d + J_R \cdot \dot{\omega}_{R,i} \quad (3.9)$$

wobei J_R – *Trägheitsmoment des Rades* ist.

Mit diesen rotatorischen Größen wird weiter in Richtung Verbrennungs- und/oder Elektromotor gerechnet, vgl. Abbildung 3.2. Naturgemäß sind alle mechanischen Antriebselemente (z.B. Differential, Kupplung, Getriebe etc.) mit Verlusten behaftet. Bei den Berechnungen müssen die Verluste mit einem einfachen empirischen Wirkungsgradkoeffizient η , oder durch aufwendigere Modelle mit Wirkungsgradkennlinien oder -Kennfeldern berücksichtigt werden. Bei den Energiewandlern werden meistens Kennfeldinterpolationen benutzt um die Vielzahl der Betriebspunkte zu decken. In Abbildung 3.3. wird das Wirkungsgradkennfeld des 228kW starken Verbrennungsmotors, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl $n \left[\frac{1}{min} \right]$, und des Drehmoments $M [Nm]$ graphisch dargestellt.

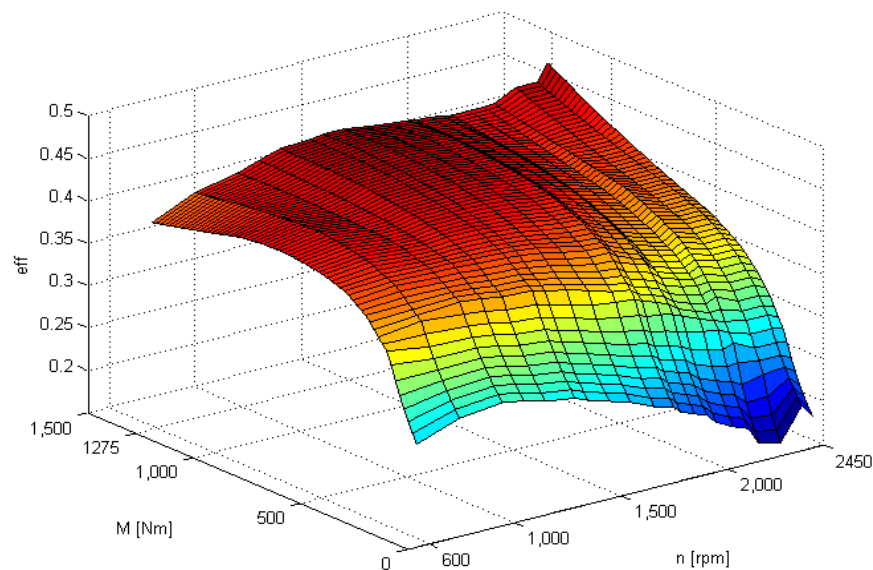


Abbildung 3.3: VKM-Wirkungsgradkennfeld als Funktion von Drehmoment und Drehgeschwindigkeit

In Abhängigkeit vom Einsatzgebiet hat der quasistatische Simulationsansatz seine Vor- und Nachteile. Der wichtigste Vorteil ist seine Einfachheit. Da die benötigten Eingangsgrößen schon vorliegen, ermöglicht die Rückwärtsberechnungsrichtung die Modellierung einzelner Komponenten als unabhängige Blöcke („black box“). In den Blöcken werden die physikalischen Effekte durch einfache, algebraische, Gleichungen und Interpolationen empirisch ermittelter Kennfelder beschrieben. Der Vorteil bei der Nutzung von Kennfeldern liegt darin, dass nicht alle physikalischen Effekte extra modelliert werden müssen. Aufgrund dieser einfachen numerischen Ansätze ergeben sich sehr kurze Simulationszeiten. Deswegen ist auch der quasistatische Ansatz sehr

gut für die Berechnung des minimalen Verbrauchs von komplexen Antriebssträngen mittels mathematischen Optimierungsverfahren geeignet. [10] [11] [12]

Als Nachteil dieser Methode ist in erster Linie ihre „rückwärts“ Formulierung zu nennen, d.h. den physikalischen Kausalitäten wird nicht gefolgt und das gefahrene Profil muss im Vorhinein bekannt sein. Da diese Methode keine Rückkoppelungen behandelt, kann während der Simulation der Fall eintreten, dass die Antriebsstrangkomponente die geforderte Leistung nicht erbringen kann. An dieser Stelle brechen die meisten Rückwärtssimulationen ab. [10] [11]

3.2. Dynamische Simulation

Im Gegensatz zu einer Rückwärtssimulation wird bei einer dynamischen Simulation in Richtung des positiven Leistungsflusses gerechnet, d.h. aus der Ursache wird die Wirkung bestimmt (Abbildung 3.4.). Daher heißt diese Methode auch Vorwärtssimulation oder Ursache-Wirkung-Methode.

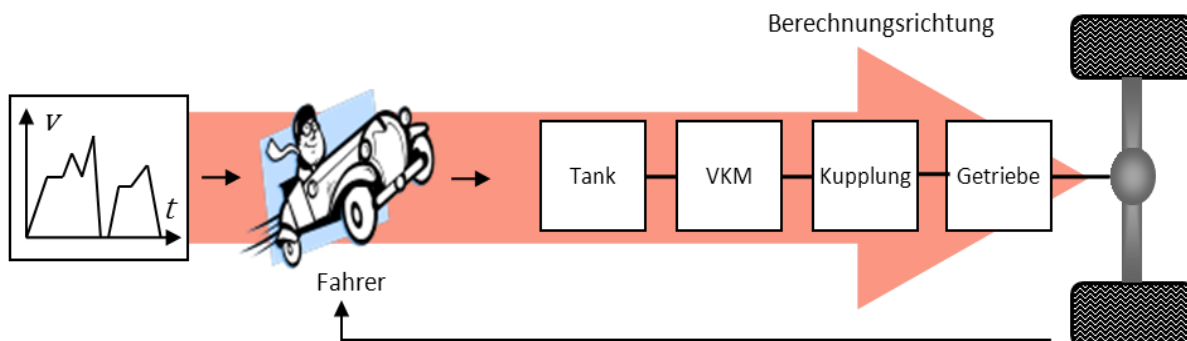


Abbildung 3.4: Schema der dynamischen Simulation

In Abhängigkeit von der Fahrpedalstellung fängt die Berechnung bei dem Energiewandler (VKM oder EM) an, folgt weiter den Antriebsstrangkomponenten bis hin zu den Rädern und endet letztendlich mit der Berechnung der Ist-Geschwindigkeit des Fahrzeugs. Das bedeutet dass diese Methode ein Fahrermodell bzw. einen Regler benötigt, um die gewünschte Soll-Geschwindigkeit des vorgegebenen Fahrzyklus nachzufahren. Die Abweichungen der Ist- zur Soll-Geschwindigkeit resultieren aus den Änderungen der Fahrpedalstellung in dem Fahrermodell. Die Eingangsgrößen dieser Methode bei einem Antriebsstrangmodell sind die gleichen wie auch bei einem realen Antriebsstrang (z.B. Fahrpedalstellung, Bremspedalstellung, Kupplung, Getriebegangzahl etc.). Um das Verhalten einzelner Komponenten und ihre dynamischen Interaktion darzustellen wird eine Reihe von nichtlinearen Differentialgleichungen der Form:

$$\frac{dx(t)}{dt} = f(x(t), u(t)), \quad x \in \mathbb{R}^n, \quad u \in \mathbb{R}^m, \quad x_0 = x(t_0) \quad (3.10)$$

benützt, wobei n die Anzahl der Zustandsvariablen x , und m die Anzahl der Eingangsgrößen u bedeutet.

Man versucht durch numerische Integrationen und einer Vielzahl von Vorwärts- und Rückwärts-Systemanalysen, die realen und messbaren dynamischen Effekte im Antriebsstrang nachzubilden. Dementsprechend ist auch diese Methode im Vergleich zu quasistatische mehr oder weniger aufwändig. Von der anderen Seite bietet sie einen breiteren Einsatzbereich. Neben den Verbrauchsimulationen eignet sich das dynamische Simulationsverfahren auch für die Untersuchung anderer Effekte (z.B. Fahrbarkeit, Dimensionierungen, Elastizität des Antriebsstrangs etc.), oder auch für den Einsatz von Methoden wie „Model in the Loop“, „Software in the Loop“ und „Hardware in the Loop“. Für die Verbrauchsberechnung sind die relativ langsamen Effekte relevant, während die relativ schnellen Effekte eine Rolle für die Optimierung des Komforts, der Fahrbarkeit oder der Emissionen spielen. Nichtsdestotrotz sind sie aber alle mithilfe dynamischer Simulationen untersuchbar.

Die Benutzung der Formel 3.10 in vielen Regler-Rückkoppelungen und ihre Lösung durch numerische Integration stellt die große rechnerische Belastung dieser Methode dar. Dies resultiert im Allgemeinen in längeren Rechenzeiten als bei der Rückwärtsmethode. Wie schon erwähnt ist zumindest ein Regler als Fahrerregler notwendig, der die Abweichungen zwischen der Soll- und Ist-Geschwindigkeit versucht auszugleichen. Diese Abweichungen können aber nicht immer zur Gänze ausgeglichen werden, was die Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse erschwert. Im Allgemeinen wird die Vorwärtsmethode erst dann benützt, wenn für die Untersuchung gewünschter Effekte die Rückwärtsmethode nicht ausreicht. [11]

Da es Aufgabe dieser Diplomarbeit ist, mehrere Hybrid-Antriebsstrangtopologien zu modellieren und ihre Verbrauchspotentiale bei verschiedenen Fahrzyklen zu vergleichen, stellen sich die Einfachheit, schnelleren Rechenzeiten, gute Vergleichbarkeit der Ergebnisse sowie die Eignung für die Verbrauchsberechnung bei der quasistatischen Simulation als die entscheidenden Kriterien bei der Wahl der Simulationsmethode dar. Daher werden in der weiteren Folge die beschriebenen Simulink[®]-Modelle der Antriebsstrangkomponenten, als auch die gesamten Antriebsstrangmodelle mithilfe der quasistatischen Methode dargestellt.

4 Simulationsmodelle

4.1. Komponenten und Fahrzyklen

Bei der Erstellung von Simulationsmodellen der verschiedenen Antriebsstrangkomponenten in der Simulationsumgebung MATLAB/Simulink[®], hat ein Prototyp des hybriden Nutzfahrzeugs von der Firma „Engineering Center Steyr“ als Referenzobjekt gedient. Als Basis für den Bau des Prototyps wurde ein LKW der Firma „DAF“ (Abbildung 4.1.) verwendet. Die ausgeführte Topologie entspricht der eines parallelen Hybridantriebsstranges. Die wichtigsten Daten der benutzten Referenzkomponenten sind in der Tabelle 4.1. angeführt.



Abbildung 4.1: DAF CF75.310 – Sleeper

Fahrzeug

Modell	DAF CF75.310 – Sleeper
Höchstzulässiges Gesamtmasse	19 t
Antriebsstrang	4x2/2

Verbrennungskraftmotor

Typ	Inline Common Rail, Diesel
Volumen	9,2 l (6 Zylinder)
Maximales Moment	1275 Nm
Maximale Leistung	228 kW

Integrierter Elektromotor / Generator

Typ	Synchronmaschine
Spitzenleistung	800 Nm – 120kW
Kontinuierliche Leistung	555Nm – 90kW

Batterie

Modell	Heavy Duty Li-Ion Power Battery
Nennspannung	650 VDC
Leistung (10s-Entladung)	110-130 kW
Gewicht	210 kg
Kapazität	4,9 kWh
Zellen	zylindrisch, Li-Fe Phosphate
System	2p198s ²

Tabelle 4.1: Referenzkomponenten

4.1.1. Fahrzyklen

Ein Fahrzyklus ist eine über die Zeit dargestellte Funktion der Fahrgeschwindigkeit. (Abbildung 4.2.).

² 2 parallel geschaltete elektrische Stränge mit jeweils 198 seriell geschalteten Zellen.

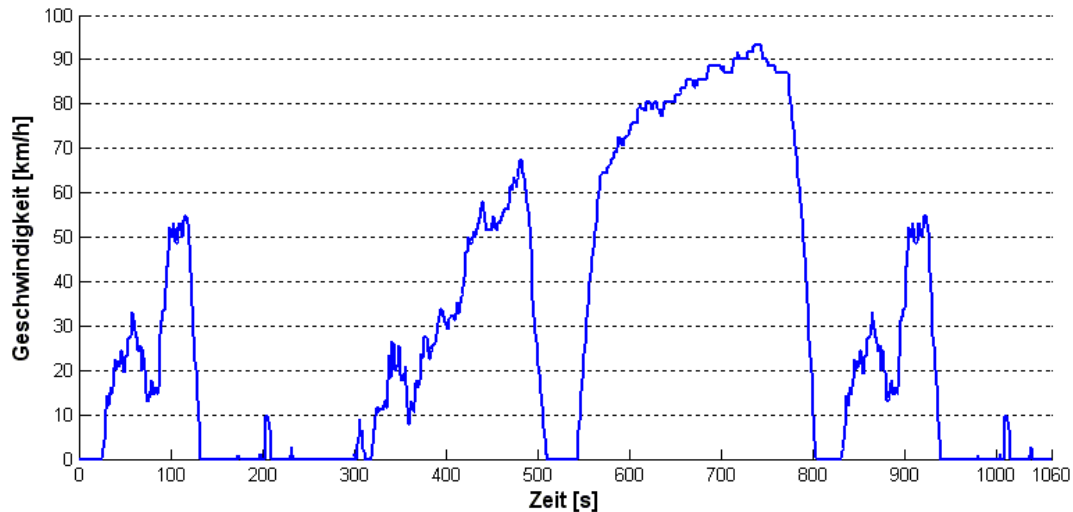


Abbildung 4.2: Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des HUDDS³-Fahrzyklus

Zusätzlich kann ein Fahrzyklus auch ein Steigungsprofil des Streckenverlaufs beinhalten. Ein solcher Fahrzyklus dient als Eingangsdaten für eine Längsdynamiksimulation. Diese Daten können von einem künstlich erstellten oder von einer durch echte Messdaten erstellten Fahrt stammen. Die genormten Fahrzyklen (im PKW-Bereich z.B. NEDC in Europa, FTP75 in Amerika etc.) werden zur Bewertung und Einstufung der Fahrzeuge bezüglich Kraftstoffverbrauch und CO₂-Emissionen eingesetzt. Dies kann auf einem Motor- oder Rollenprüfstand geschehen aber auch durch Simulation, [11]. Die realen bzw. gemessenen Fahrzyklen sind oft mit Messfehlern behaftet. Sie spiegeln sich in sehr großen und plötzlichen Änderungen der Geschwindigkeit wieder. Diese Fehler können bei den Simulationen oder bei Optimierungsmethoden, zu fehlerhaften Ergebnissen oder zum Abbruch des Programmverlaufes führen.

In Anlehnung an [11] wird eine, für die Nutzfahrzeuge abgeleitete, Einteilung der Fahrzyklen vorgenommen, und zwar nach folgenden Kriterien:

- Dynamik
 - *Modale Fahrzyklen* - die Geschwindigkeit ist bereichsweise konstant und Geschwindigkeitsänderungen erfolgen mit konstanter Beschleunigung bzw. Verzögerung. Meistens künstlich erstellte Fahrzyklen (Abbildung 4.2.).
 - *Transiente Fahrzyklen* – basieren auf realen Messfahrten und geben die Wirklichkeit realistischer wieder. Es gibt keine konstanten Geschwindigkeitsbereiche und die Beschleunigungs- und Verzögerungsphasen erfolgen ungleichmäßig (Abbildung 4.3.).

³ HD-UDDS – Heavy Duty–Urban Dynamometer Driving Cycle

- Geschwindigkeit
 - *Stadtzyklen* – maximale Geschwindigkeit bis 50 km/h (Abbildung 4.3.).
 - *Land-/Autobahnzyklen* – längere Intervalle mit Geschwindigkeiten über 50 km/h.
 - *Mischzyklen* - Kombination von mehreren Zyklustypen (Abbildung 4.2.).

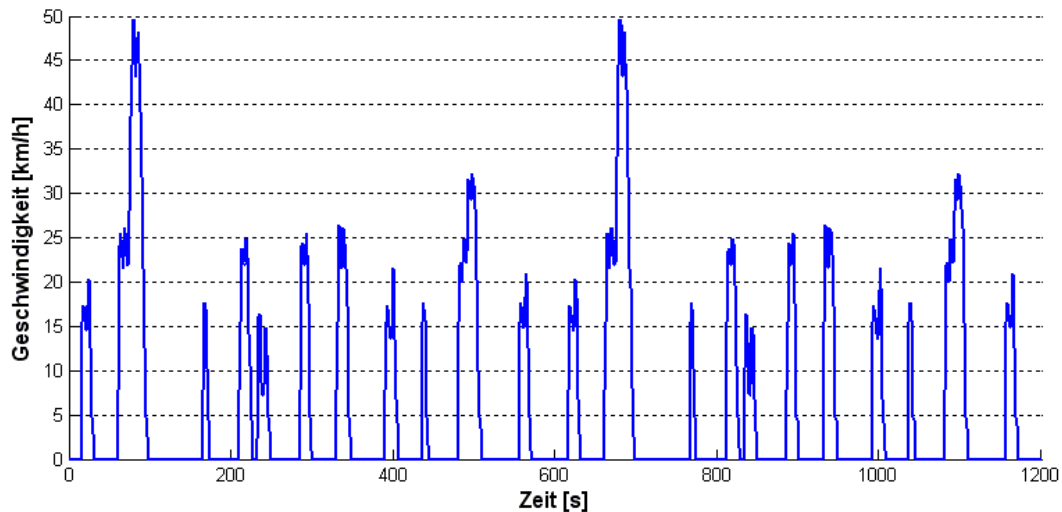


Abbildung 4.3: Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des „New York Bus“-Fahrzyklus

Um auf die Frage bezüglich der Eignung von verschiedenen, hybriden Nfz-Antriebsstrangvarianten für unterschiedliche Einsatzgebiete eine Antwort zu finden, werden im Rahmen dieser Diplomarbeit neun unterschiedliche Fahrzyklen ausgesucht⁴:

- **Graz** – transienter Mischzyklus einer realen Messfahrt mit einem Stadtbus,
- **New York Bus** – transienter Stadtzyklus einer realen Busroute (Abbildung 4.3),
- **Asia** - transienter Land-/Autobahnzyklus,
- **HUDDS** – modaler Mischzyklus (Abbildung 4.2.),
- **JE05** - modaler Mischzyklus,
- **NEDC**⁵ - modaler Mischzyklus
- **Steyr Loop** - transienter Mischzyklus einer realen Messfahrt mit 10 t Gesamtgewicht,

⁴ Geschwindigkeit-Zeit Diagramme aller Fahrzyklen findet man in Anhang (a-f.).

⁵ NEDC - „New European Driving Cycle“ ist ein genormter Europäischer Fahrzyklus für PKWs.

- **Steyr Loop 18t** - transienter Mischzyklus einer realen Messfahrt mit 10 t Gesamtgewicht,
- **Müllsammler** – modaler Müllsammelzyklus.

Um die ausgesuchten Strecken näher zu untersuchen und untereinander zu vergleichen, werden in der Tabelle 4.2. die wesentlichen Merkmale für alle Fahrzyklen zusammengefasst.

	Max. Geschw [km/h].	Mittl. Geschw. [km/h]	Max. Beschl. [m/s ²]	Mittl. Beschl. [m/s ²]	Stillstand [%]
Graz	108.9	37.7	2.65	0.56	27.7
New York Bus	49.5	5.92	2.78	1.16	67.2
Asia	81.8	53.55	6.75	0.84	0
HUDDS	93.3	30.32	1.96	0.48	33.27
JE05	87.7	27.33	1.68	0.31	25.19
NEDC	120.0	32.47	1.05	0.59	27.35
Steyr Loop	79.3	40.50	1.68	0.40	4.43
Steyr Loop 18t	75.2	41.88	1.58	0.37	3.11
Müllsammler	25.3	4.69	1.54	0.88	64.69

Tabelle 4.2: Fahrzyklusabhängige Parameter

Die Fahrzyklen „Graz“ und „Asia“ sind reale Zyklen aus Messfahrten, welche sehr anspruchsvoll für einen LKW sind. Sie sind auch mit vielen Messfehlern behaftet (wie man das bei der maximalen Beschleunigung bei „Asia“ sehen kann). Deswegen waren sie nur ohne Zuladung mit einem Gesamtgewicht von 8 t bedingt fahrbar. Das gilt jedoch auch für den NEDC Zyklus, welcher ein normierter PKW Zyklus ist und eine maximale Geschwindigkeit von 120 km/h aufweist. Obwohl diese Geschwindigkeiten ohne Zuladung theoretisch nach der Abbildung 4.6. möglich wären, sind sie wegen der gesetzlichen Vorschriften von maximal 80 km/h auf der Autobahn nicht sinnvoll.

Hybridfahrzeuge zeigen bei den Stadtzyklen mit niedrigeren Geschwindigkeiten und vielen abwechselnden Beschleunigungs- und Verzögerungsintervallen tendenziell ein größeres Einsparpotenzial als bei den Land-/Autobahnzyklen. Darüber hinaus hängen Einsparpotenziale verschiedener Hybridtopologien sehr von der Wahl des Fahrzyklus ab. [11]

4.1.2. Fahrwiderstände

Im Mittelpunkt jeder längsdynamischen Betrachtung eines Systems steht die Berechnung der Kräfte, die in Längsrichtung wirken. Die Kräfte in allen anderen

Richtungen werden nicht betrachtet, da sie auch für die Auslegung des Antriebsstrangs eines Fahrzeugs von weniger Bedeutung sind. Um das erforderliche Drehmoment und die Leistung an den Antriebsrädern bestimmen zu können, sowie den Energieverbrauch, müssen zunächst alle Fahrwiderstände ermittelt werden. In Abbildung 4.4. sind alle längsdynamischen Fahrwiderstände, die auf ein fahrendes Fahrzeug wirken, eingezeichnet.

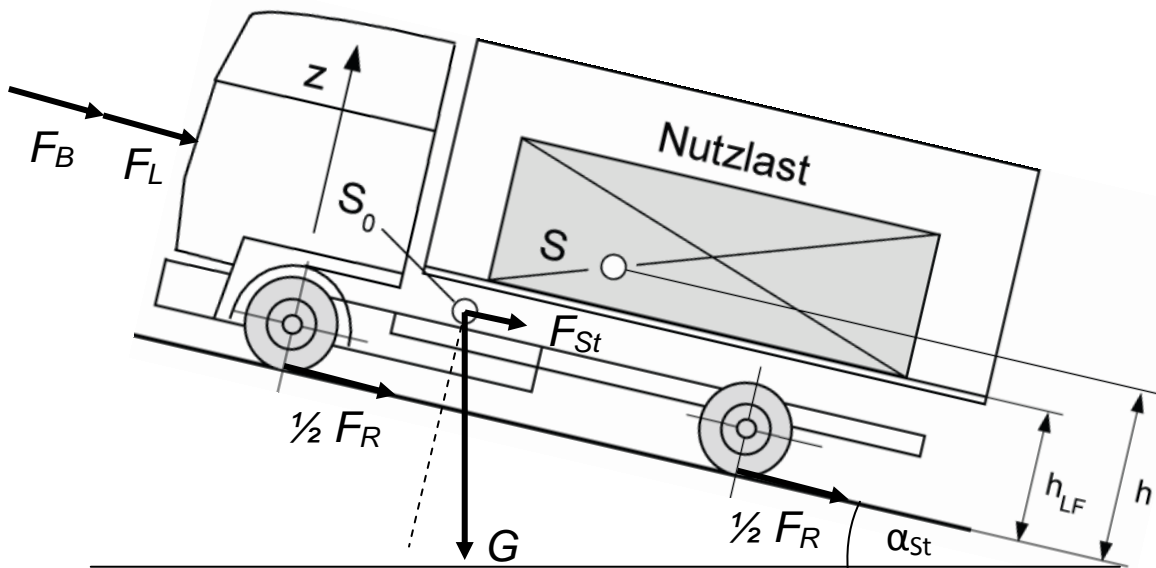


Abbildung 4.4: Fahrzeug mit Fahrwiderständen, [7]

Der gesamte Fahrwiderstand setzt sich aus folgenden Teilwiderständen zusammen:

- F_L – Luftwiderstand,
- F_R – Rollwiderstand,
- F_{St} – Steigungswiderstand,
- F_B – Beschleunigungswiderstand.

Die Formel 4.1 gibt diesen Zusammenhang wieder:

$$F_G = F_L + F_R + F_{St} + F_B \quad (4.1)$$

wobei F_G - der Gesamtwiderstand ist.

Die einzelnen Widerstände werden in den nächsten Kapiteln näher beschrieben.

4.1.2.1. Luftwiderstand

Der Luftwiderstand bei einem fahrenden Fahrzeug setzt sich einerseits aus der viskosen Reibung der Luft auf der Fahrzeugoberfläche, und andererseits aus der durch die Bewegung entstandenen Druckdifferenz vor und hinter dem Fahrzeug zusammen. Einen weiteren Teil bilden auch Verluste aus der Durchströmung des Motor- und Fahrgastraums. Da eine genaue Erfassung des Luftwiderstands nur in einem Windkanal möglich ist, wird üblicherweise für die Berechnungen und Simulationen folgende empirische Formel benutzt:

$$F_L = \frac{1}{2} \cdot \rho_L \cdot A_F \cdot c_W \cdot v^2 \quad (4.2)$$

wobei ρ_L - Luftdichte, A_F – longitudinale Anströmfläche, c_W – Luftwiderstandskoeffizient und v – Geschwindigkeit des Fahrzeugs ist.

Wie man sieht, wird der Staudruck $\frac{1}{2} \rho_L v^2$ zusätzlich mit der Anströmfläche und einem dimensionslosen Koeffizient c_W multipliziert. Dieser Koeffizient wird mittels CFD Programmen oder experimentell ermittelt. Die Strömungsgeschwindigkeit entspricht der Geschwindigkeit des Fahrzeugs, da Windstille vorausgesetzt wird. [10] [11]

Der Luftwiderstand beträgt ca. 40 % der gesamten Bewegungswiderstände, [13]. In der Tabelle 4.3. sind die Luftwiderstandskoeffizienten für verschiedene Fahrzeugtypen angegeben.

Fahrzeugtyp	Luftwiderstandskoeffizient c_w
Moderner PKW	0,3
Omnibus	0,6 ... 0,7
LKW	0,7 ... 1,5

Tabelle 4.3: Luftwiderstandskoeffizienten, [9]

4.1.2.2. Rollwiderstand

Durch die rollende Bewegung der Räder entsteht eine der Antriebskraft entgegengesetzte Rollwiderstandskraft. Sie setzt sich aus der Rollreibung zwischen Reifen und Fahrbahnoberfläche, Walkarbeit, Luftreibung und Reibung im Radlager, [9] zusammen. Dabei ist der größte Verursacher dieses Widerstands die Walkarbeit, die aus den visko-elastischen Verformungen des Reifens resultiert. In der Latschfläche des

rollenden Rades kommt es zu einer ungleichmäßigen Druckverteilung. Der Eingriffspunkt, der daraus resultiert und die, der Radaufstandskraft äquivalente Summenkraft F_Z , liegen um die Exzentrizität e vor der Radachse. Das so entstandene Moment wirkt gegen das Antriebsmoment, und verursacht dadurch den Rollwiderstand (Abbildung 4.5.). [14]

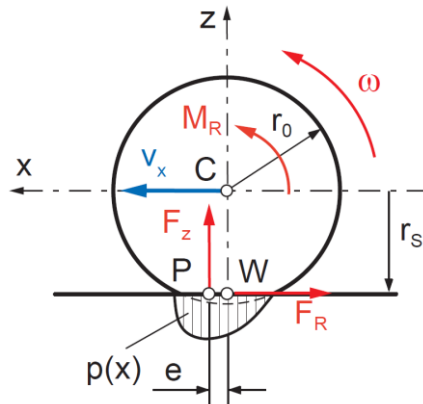


Abbildung 4.5: Druckverteilung und Rollwiderstand eines Reifens, [14]

Die Berechnung des Rollwiderstands erfolgt anhand folgender Momentbilanz:

$$F_R \cdot r_S = F_Z \cdot e \quad (4.3)$$

Weiter gilt für die Rollwiderstandskraft:

$$F_R = \frac{e}{r_S} \cdot F_Z = a_r \cdot F_Z \quad (4.4)$$

wobei $a_r = \frac{e}{r_S}$ - der Rollwiderstandskoeffizient ist.

Auf einer geneigten Straße muss man mit der zum Boden senkrechte Komponente von F_Z rechnen:

$$F_R = a_r \cdot F_Z \cdot \cos \alpha_{St} \quad (4.5)$$

Der Rollwiderstandskoeffizient hängt von vielen Faktoren ab. Die wichtigsten sind aber die Geschwindigkeit, der Reifendruck und der Zustand der Fahrbahnoberfläche. Bei den niedrigeren Geschwindigkeiten kann man a_r als konstant annehmen. Bei den hohen Geschwindigkeiten steigt er aber deutlich an. In der Tabelle 4.4. sind die Rollwiderstandskoeffizienten für PKWs und LKWs auf verschiedenen Fahrbahnoberflächen angegeben.

Kontaktmaterial	Rollwiderstandskoeffizient μ_R
PKW auf Beton, Asphalt	0,013
PKW auf Steinpflaster	0,015
Nfz auf guter Asphaltstraße	0,007 ... 0,02
Nfz auf nasser Asphaltstraße	0,015 ... 0,03
Nfz auf guter Betonstraße	0,008 ... 0,02
Nfz auf rauher Betonstraße	0,011 ... 0,03
Nfz auf Steinpflaster	0,017 ... 0,03
Nfz auf schlechter Straße	0,032 ... 0,05
Nfz auf Erdweg	0,150 ... 0,94
Nfz auf losem Sand	0,150 ... 0,30

Tabelle 4.4: Rollwiderstandskoeffizienten verschiedener Oberflächen, [9]

Der Rollwiderstand beträgt ca. 45% der gesamten Bewegungswiderständen, [13].

4.1.2.3. Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand resultiert aus der Gewichtskraft des Fahrzeugs und wird beim Fahren auf einer geneigten Fahrbahn verursacht. Als eine Komponente der Gewichtskraft wirkt die Steigungswiderstandskraft im Schwerpunkt des Fahrzeugs und ist parallel zur Neigung der Straße (Abbildung 4.4). Daher gilt:

$$F_S = m_F \cdot g \cdot \sin \alpha_{St} \quad (4.6)$$

wobei m_F – die Masse des Fahrzeugs ist.

In Abhängigkeit einer Bergauf- oder Bergabfahrt, kann der Steigungswiderstand in oder gegen die Fahrrichtung wirken. Dies bedeutet, dass bei der Bergabfahrt F_S zu einer „treibenden“ Kraft wird und bei konventionellen Antrieben durch Bremsvorgang im Gleichgewicht gehalten werden muss. Bei hybriden Antrieben kann ein Teil dieser Bremsenergie durch Rekuperation zurückgewonnen und in der Batterie gespeist werden.

4.1.2.4. Beschleunigungswiderstand

Der Beschleunigungswiderstand resultiert aus der Trägheitseigenschaft des Körpers und wirkt gegen die Beschleunigungsrichtung des Fahrzeugs. Außer der Gesamtmasse m_F , verursachen die rotierenden Teile des Fahrzeugs (Räder, Achsen, rotierende Motor- und Getriebeteile etc.) noch einen zusätzlichen rotatorischen Trägheitsanteil, der durch einen sogenannten Drehmassenfaktor λ berücksichtigt wird:

$$F_B = \lambda \cdot m_F \cdot a \quad (4.7)$$

wobei a für die Beschleunigung und m_F für die Summe aus der Fahrzeug- und Zuladungsmasse steht.

Wie auch beim Steigungswiderstand, können bei hybriden Antriebsträngen die Trägheitskräfte während des Bremsvorgangs für die Rekuperation ausgenutzt werden und damit den Kraftstoffverbrauch deutlich reduzieren.

4.1.3. Getriebe

Das Verhältnis der maximalen zu der minimalen Drehgeschwindigkeit bei einem konventionellen Dieselmotor, entspricht einem Wert von bis zu maximal 6. Für eine praktische Anwendung eines Fahrzeugs, wird aber ein Geschwindigkeitsverhältnis von etwa 30 gebraucht, [10]. Um diesen Anforderungen zu genügen, muss bei einem konventionellen Antriebsstrang zwischen dem Motor und der Antriebsachse ein Getriebe eingebaut werden. Ein Getriebe dient also der Übertragung und der Wandlung von Drehmomenten und Drehzahlen. Außerdem spielt eine gute Auslegung der einzelnen Gangübersetzungen neben der Gangwahlstrategie eine entscheidende Rolle beim Kraftstoffverbrauch.

Als Bezug zur Erstellung des Getriebemodells wurde ein reales, automatisiertes Zwölf-Gang-Getriebe (siehe Kapitel 4.1.) herangezogen. In Tabelle 4.5. kann man die Getriebedaten mit den jeweiligen Übersetzungen, dem konstant angenommenen Wirkungsgrad der Getriebestufen, der Übersetzung sowie dem Wirkungsgrad des Differentials ablesen.

Gang	1.	2.	3.	4.	5.	6.	7.	8.	9.	10.	11.	12.	Diff.
Übersetzung	10.37	8.43	6.49	5.27	4.18	3.4	2.48	2.02	1.55	1.26	1	0.81	3.73
Wirkungsgrad	0.975												0.96

Tabelle 4.5: Getriebe- und Differentialdaten

Die Abbildung 4.6. zeigt das stationäre Fahrzustandskennfeld des Getriebe-VKM-Systems mit dem Verlauf des Fahrwiderstandsmoments bei der Steigung Null und die theoretisch maximal mögliche Geschwindigkeit.

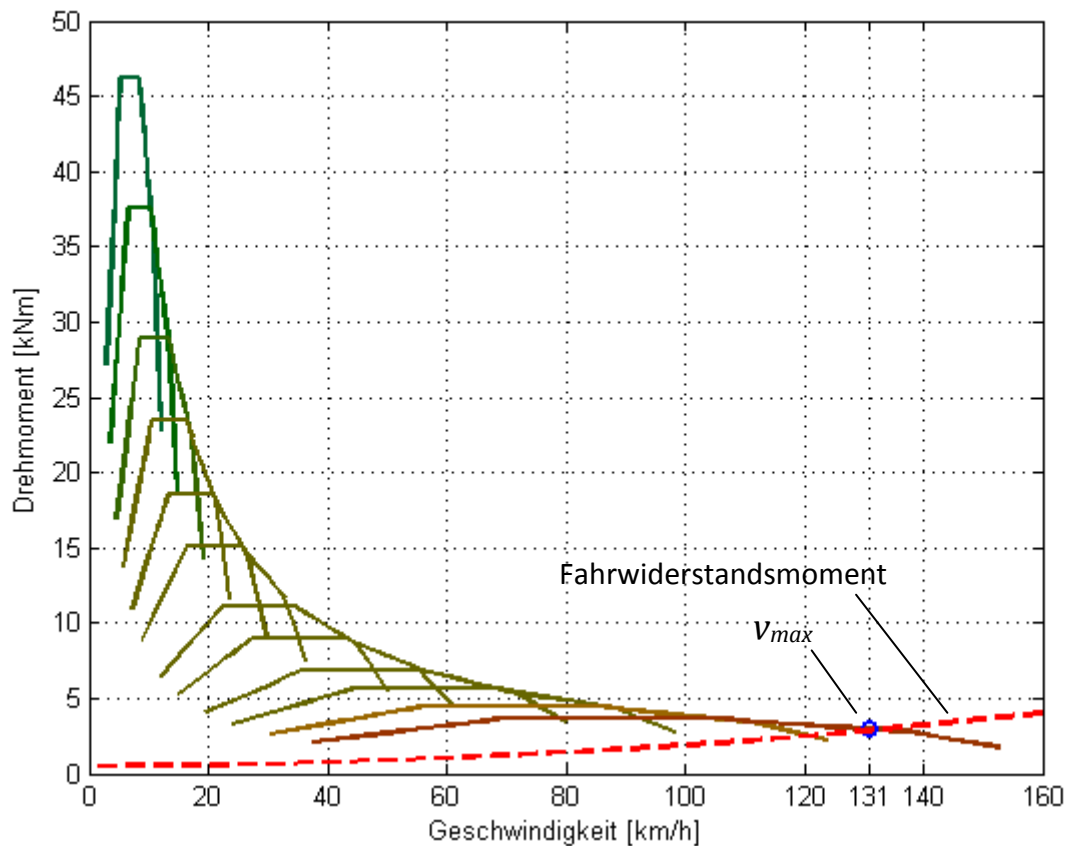


Abbildung 4.6: Stationäres Fahrzustandskennfeld

Aus dem Grund der Einfachheit wurde auf die Modellierung der Kupplung verzichtet. Im direkten Vergleich wird dadurch das Modell seriellen Hybridfahrzeugs ein wenig benachteiligt, da bei dieser Ausführung das physische Fehlen der Kupplung und die damit einhergehende Vermeidung von Kupplungsverlusten, gerade zu dessen Stärken zählen. Aufgrund sehr kurzer Zugkraftunterbrechungen durch die Schaltkupplung ergibt sich ein geringer Einfluss auf das Gesamtbild.

Die Wirkungsgradverluste der Drehmomentübersetzung hängen von der Richtung des Leistungsflusses ab. Deswegen wird bei positiven Leistungsfluss (VKM/EM \rightarrow Räder) mit dem Wirkungsgrad multipliziert und bei negativem Leistungsfluss (Räder \rightarrow Generator/VKM) durch den Wirkungsgrad dividiert. Die Wandlung des Drehmoments und der Drehgeschwindigkeit, mit fixer Übersetzung r und fixem Wirkungsgrad η für die jeweilige Gangstufe, erfolgt anhand folgender Formeln:

$$M_a = \eta_i \cdot M_e \cdot r_i \quad , \quad P > 0 \quad (4.8)$$

$$M_a = \frac{M_e \cdot r_i}{\eta_i} \quad , \quad P < 0 \quad (4.9)$$

$$\omega_e = \omega_a \cdot r_i \quad (4.10)$$

wobei Index e für die Eingangsseite, und Index a für die Ausgangsseite der Getriebe steht; i bezeichnet die Gangstufe: $i = 1,2,3 \dots 12$.

Da die Vorgaben der Schaltverläufe für die jeweiligen Strecken (Tabelle 4.2.) nicht vorhanden waren, musste eine Schaltstrategie entwickelt werden. Die implementierte Gangwahlstrategie (Kapitel 4.1.3.1.) wurde für den konventionellen Antriebsstrang für den jeweiligen Beladungszustand optimiert und das ermittelte Ergebnis für die Hybridvariantenuntersuchung angewandt. Diese Methode trägt zur besseren Vergleichbarkeit der Simulationsergebnisse bei. Im nächsten Abschnitt wird diese optimierende und implementierte Schaltstrategie näher beschrieben.

4.1.3.1. Schaltstrategie

Die eigentliche Problematik bei der Erstellung einer Schaltstrategie für das LKW-Getriebe liegt bei dem großen Leistungsbedarf welcher aus der hohen Gesamtmasse des Fahrzeugs resultiert. Im Vergleich zu einem PKW, wo das Leistungsgewicht ungefähr 10 kg/kW beträgt, geht es bei einem LKW bis zu 170 kg/kW, [15]. Dies hat zur Folge, dass die VKM oft an der Leistungsgrenze betrieben werden muss, was den „Spielraum“ für das Getriebe wesentlich begrenzt. Die Schaltstrategie muss dafür sorgen, dass möglichst in jedem Zeitpunkt die richtige Gangstufe gesetzt wird, damit genug Leistung zum Nachfahren des vorgegebenen Geschwindigkeitsprofils bereitgestellt wird und die Grenzen für das maximale Moment und die maximale Drehgeschwindigkeit der VKM nicht überschritten werden. Die Wahl der richtigen Gangstufe wurde somit als Lösung eines Optimierungsproblems implementiert.

Zuerst wurde eine intuitive und einfache Schaltstrategie angewandt. Anhand eines MATLAB®-Skripts wurde versucht, abhängig von der Getriebeausgangsdrehzahl die Gangauswahl zu gestalten. Da diese Form der Schaltstrategie das variable Maximaldrehmoment nicht berücksichtigt, entstanden Anforderungen an den Verbrennungsmotor, welche das Maximalmoment überschritten. Obwohl diese Strategie für die Berechnung und den Vergleich des Verbrauchs als akzeptabel erschien, haben die Momentüberschreitungen bei der Optimierung der Regelungsstrategie des parallelen Hybridfahrzeugs ein unüberwindbares Problem dargestellt.

Wie schon erwähnt, liegt auch bei der Lösung eines Gangauswahl-Problems ein mathematisches Optimierungsproblem mit Grenzbedingungen vor. Es wird nach der minimalen Übersetzung innerhalb des Getriebe-Übersetzungsbereichs gesucht, unter der Bedingung, dass die erlaubten Drehmoment- und Drehgeschwindigkeitsbereiche der VKM nicht über- oder unterschritten werden. Um dieses Problem zu lösen, wurde eine

neue Schaltstrategie entwickelt, die mithilfe einer MATLAB[®]-Optimierungsfunktion nach der minimalen Übersetzung sucht. Die minimal mögliche Übersetzung versichert für die VKM nach den Formeln 4.8, 4.9 und 4.10 immer noch mögliche Paarung von M und ω , und hält gleichzeitig das Drehmoment in möglichst hohem Lastbetrieb mit besseren Wirkungsgraden. Die verwendete Funktion in MATLAB[®] heißt „*fmincon*“, [16]. In der Folge wird eine parallele Darstellung des mathematischen Problems (links) und der praktischen Anwendung an das Getriebe (rechts) vorgestellt:

$$\begin{array}{l}
 \min_x f(x) \\
 \text{wobei:} \\
 A \cdot x \leq b, \\
 A_{eq} \cdot x = b_{eq}, \\
 c(x) \leq 0, \\
 c_{eq}(x) = 0, \\
 lb \leq x \leq ub.
 \end{array}
 \quad \left| \quad \begin{array}{l}
 \min_r \\
 \underbrace{\begin{bmatrix} \omega_R \\ -\omega_R \end{bmatrix}}_A \cdot r \leq \underbrace{\begin{bmatrix} \omega_{VKM_max} \\ -\omega_{VKM_min} \end{bmatrix}}_b \\
 \underbrace{\left(\frac{M_R}{r}\right) - M_{VKM_max}(\omega_{VKM})}_{c(r)} \leq 0 \\
 \underbrace{r(12. \text{Gang})}_{lb} \leq r \leq \underbrace{r(1. \text{Gang})}_{ub} \\
 A_{eq}, b_{eq}, c_{eq} = 0
 \end{array}
 \right. \quad (4.11)$$

wobei ω_R – Drehgeschwindigkeit des Rades, r – Übersetzung, $\omega_{VKM} = \omega_R \cdot r$ – Drehgeschwindigkeit der VKM und M_R – Drehmoment des Rades ist.

Nach der Ermittlung der minimalen Übersetzung mit der Optimierungsfunktion „*fmincon*“, wird die nächst größere Übersetzung festgelegt.

Die optimierte Schaltstrategie verbessert die Anwendbarkeit der Optimierungsmethode für die Leistungsverteilung des parallelen Hybridfahrzeugs. Die MATLAB[®]-Funktion der Schaltstrategie wird vor dem Getriebeblock eingebaut. Zusammen bilden beide Blöcke den erweiterten Getriebeblock (Abbildung 4.7.).

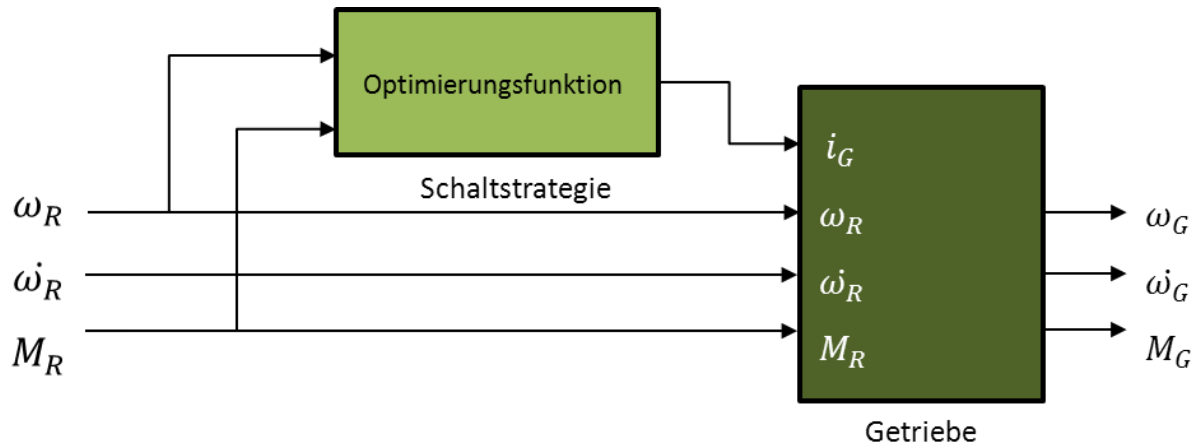


Abbildung 4.7: Blockschaltbild des erweiterten Getriebemodells mit dem Schaltstrategie-Block und dem Getriebeblock

4.1.4. Elektrische Maschine

Die elektrische Maschine ist eine wichtige Komponente jedes Elektrohybrid- und Elektrofahrzeugs. Meistens handelt es sich um einen in mehreren Quadranten betriebenen Energiewandler: Einerseits wird er als Elektromotor betrieben, wobei die elektrische Energie aus der Batterie in eine mechanische Leistung umgewandelt wird, welche das Fahrzeug antreibt. Andererseits fungiert die elektrische Maschine als Generator, wobei die mechanische Energie vom Verbrennungsmotor oder die Bremsenergie in elektrische Energie umgewandelt wird und für das Aufladen der Batterie benutzt wird. Ein Elektromotor ist im Vergleich zu einem Verbrennungsmotor durch fahrdynamisch günstigere Drehmomentcharakteristik (siehe Abbildung 4.9.) und höherem Wirkungsgrad (siehe Abbildung 4.8.) gekennzeichnet. Ansonsten sind die Anforderungen für eine effiziente Anwendung in einem Hybridelektrofahrzeug: Niedrige Kosten, hohe spezifische Leistung, gute Steuerbarkeit, geringe Geräusentwicklung und einheitlicher, durchgehend hoher Wirkungsgrad, [10].

Beim derzeitigen Stand der Technik werden für die Applikationen bei den Hybrid- und Elektrofahrzeugen fremderregte Gleichstrommaschinen (GM), Permanentmagnet-Synchronmaschinen (SM) und Induktions- oder Asynchronmaschinen (AM) benutzt. Obwohl die Gleichstrommaschine im Vergleich einfacher und billiger ist, und den Vorteil hat, dass kein zusätzlicher Umrichter benötigt wird, da die Batterie selbst eine Gleichstromquelle ist, findet sie wegen den hohen Wartungsansprüche für das Wechseln der Kommutator-Bürsten weniger Verwendung. Ebenfalls von Nachteil ist die größere Baulänge der Gleichstrommaschine im Gegensatz zu den Asynchron- und Synchronmaschinen. Im direkten Vergleich zwischen SM und AM, zeichnet sich die AM grundsätzlich durch höhere spezifische Leistung (etwa 0,76 kW/kg zu 0,66 kW/kg) und

größere maximale Geschwindigkeit (etwa 7500-13000 1/min zu 4000-8500 1/min) aus, [10]. Von der anderen Seite, zeigt die SM einen höheren maximaler Wirkungsgrad (0,925 zu 0,902), weshalb sie überwiegend Verwendung bei den Hybridfahrzeugen findet.

Auch bei der modellierten Elektromaschine handelt es sich um eine Synchronmaschine. Vor der Erstellung des Simulationsmodells der elektrischen Maschine wurden folgende Fahransforderungen an das Fahrzeug und somit auch an den Elektromotor festgelegt:

- das Fahrzeug muss bei voller Beladung mit 18 t, aus dem Stillstand und bei einer Straßenneigung von 30 % theoretisch anfahren können und
- das Fahrzeug muss bei voller Beladung mit 18 t die Geschwindigkeit von 90 km/h erreichen können.

Dies betrifft vor allem den Einsatz des Elektromotors beim seriellen Hybridantrieb, da er bei dieser Topologie der einzige Antrieb ist und deswegen die ganze Antriebsleistung aufbringen muss. Gleichzeitig gilt es, alle Vorteile dieser Architektur auszunutzen und auch den Einsatz eines Schaltgetriebes zu vermeiden. Somit war der 120 kW starke, und für den Einsatz beim parallelen Hybridfahrzeug vorgesehene Referenz-Elektromotor (siehe Kapitel 4.1.) nicht stark genug. Um dieses Problem zu lösen, wurden die Daten für einen stärkeren Elektromotor abgeleitet. Das Wirkungsgradkennfeld des vorhandenen Motors wurde extrapoliert. Somit wurde aus einem Wirkungsgradkennfeld mit maximal 820 Nm Drehmoment, eines mit maximal 1008 Nm Drehmoment geschaffen. Die Abbildung 4.8. zeigt die Wirkungsgradverteilung bei der modellierten elektrischen Maschine:

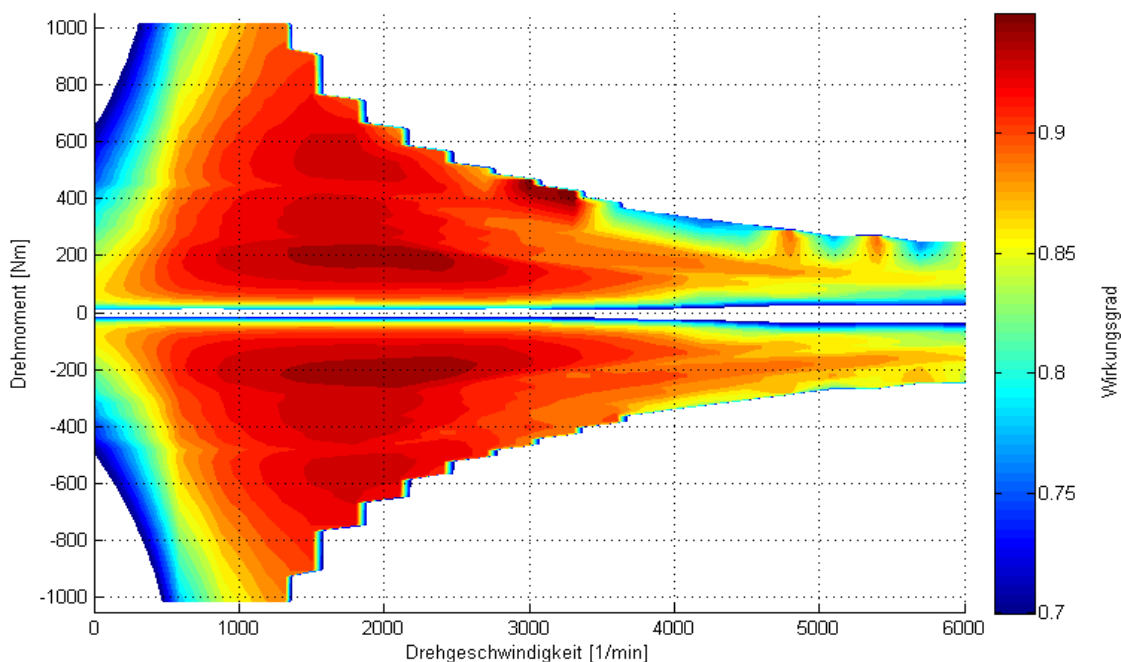


Abbildung 4.8: Wirkungsgradverteilung der elektrischen Maschine

Das maximale Drehmoment beim neuen Elektromotor wurde somit auf 903 Nm bei $1313 \frac{1}{\text{min}}$ und auch die maximale Nennleistung wurde auf 128 kW bei $1500 \frac{1}{\text{min}}$ angehoben. In Abbildungen 4.9. und 4.10. sind die Verläufe des maximalen Drehmoments und der maximalen Leistung des Elektromotors und des Generators dargestellt.

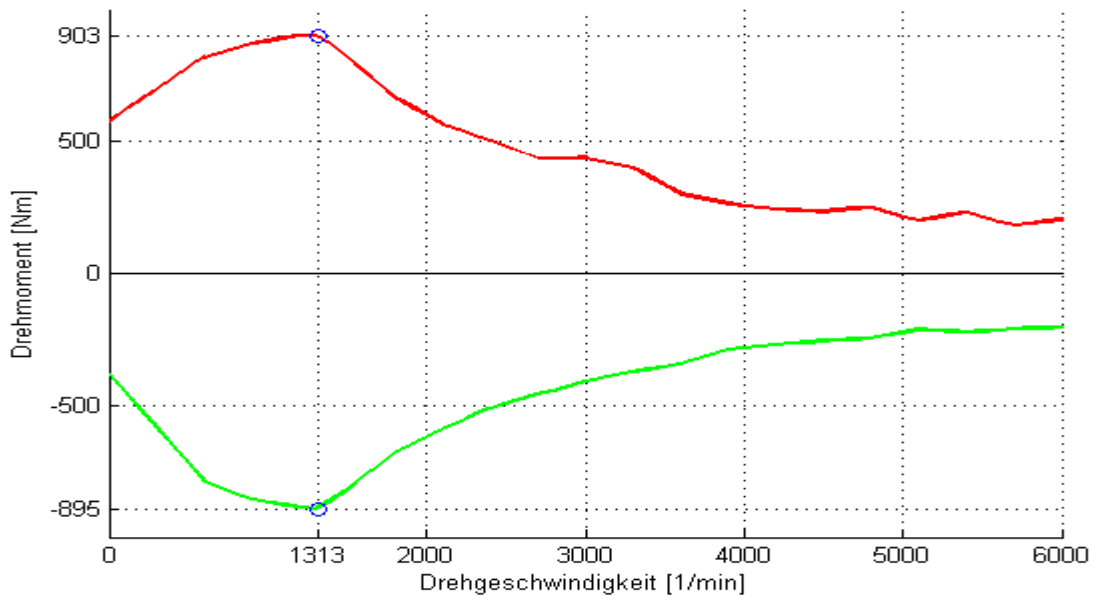


Abbildung 4.9: Verlauf des maximalen Drehmoments: rot – Elektromotor, grün - Generator

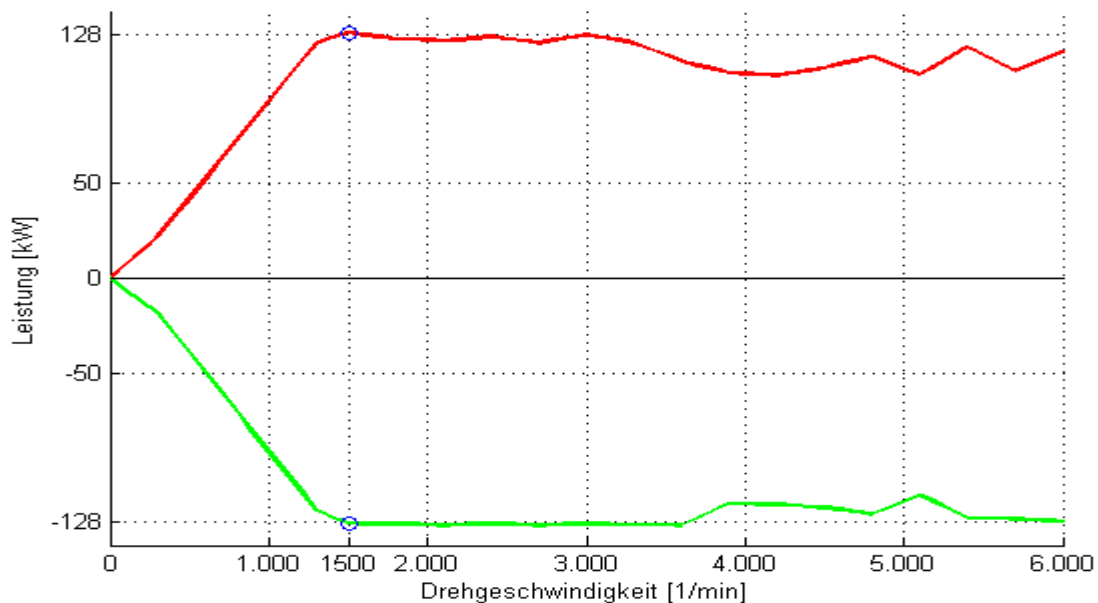


Abbildung 4.10: Verlauf der maximalen Leistung: rot – Elektromotor, grün – Generator

Die Modellierung einer elektrischen Maschine mithilfe der quasistatischen-Simulationsmethode ist relativ einfach und benötigt kein detailliertes Model, wenn das statische Wirkungsgradkennfeld der Maschine vorhanden ist. Die Eingangsdaten für das Model sind das momentan benötigte Drehmoment $T(t)$ und die momentane Geschwindigkeit $\omega(t)$. Mithilfe dieser Daten wird auf der Ausgangsseite, die elektrische Leistung $P_1(t)$, welche die Batterie liefern muss, berechnet. Dabei ist die positive Leistung, diejenige, die beim Motorbetrieb benötigt wird, und die negative Leistung, diejenige, die beim Generatorbetrieb in die Batterie gespeist wird.

Das vorhandene Wirkungsgradkennfeld ist eine Matrix mit drehgeschwindigkeitsabhängigen Wirkungsgraden in Zeilenrichtung, und drehmomentabhängigen Wirkungsgraden in Spaltenrichtung - $\eta_{EM,GM}(\omega(t), T(t))$. Während der Simulation wird durch Interpolation für jede Drehzahl- Drehmoment-Paarung der richtige Wirkungsgrad $\eta_{EM,GM}$ aus der Wirkungsgradmatrix ermittelt. In Abhängigkeit von der Polarität der Eingangsleistung $P_2(t)$, wird die Ausgangsleistung $P_1(t)$ für die Batterie nach folgenden zwei Formeln ausgerechnet:

$$P_1(t) = \frac{P_2(t)}{\eta_{EM,GM}(\omega(t), M(t))} , \quad P_2(t) > 0 \quad (4.12)$$

$$P_1(t) = P_2(t) \cdot \eta_{EM,GM}(\omega(t), -M(t)) , \quad P_2(t) < 0 \quad (4.13)$$

wobei $P_2(t) = \omega(t) \cdot M(t)$.

Die Abbildung 4.11. zeigt das Simulink[®]-Model der elektrischen Maschine mit zwei Wirkungsgradfeldern – eines für den Motorbetrieb (oben) und eines für den Generatorbetrieb (unten). Das Trägheitsmoment der Maschine wird in diesem Model ebenfalls berechnet.

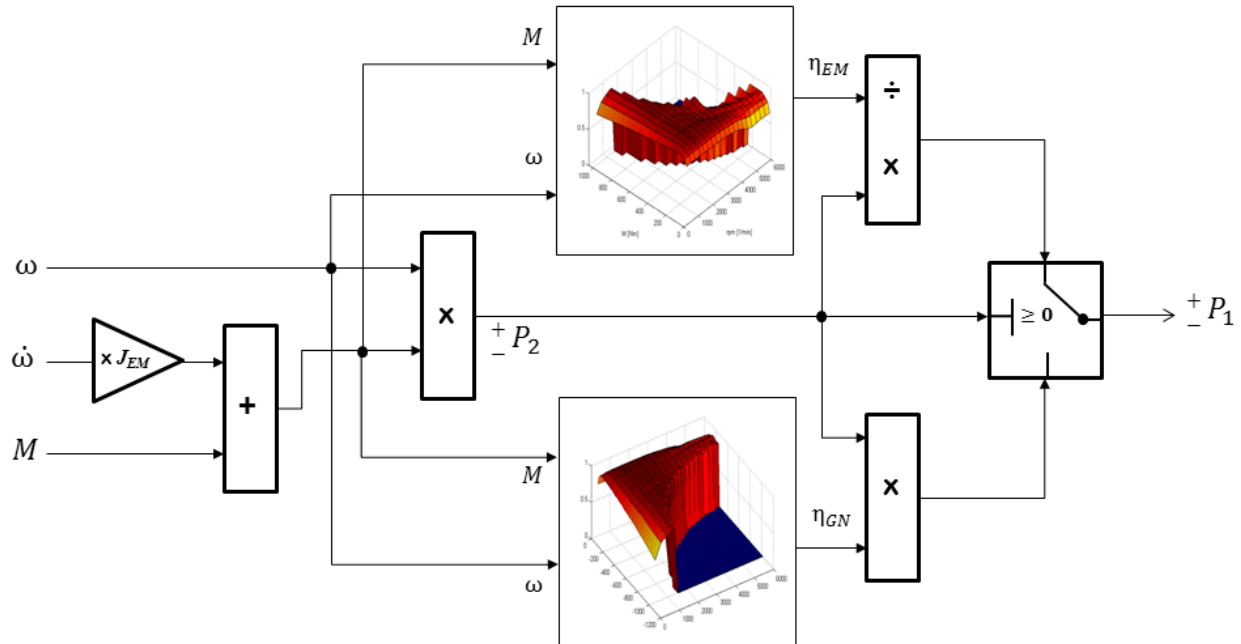


Abbildung 4.11: Blockschaltbild des Simulink[®]-Modells der elektrischen Maschine

4.1.5. Batterie

Die elektrochemische Batterie ist die Schlüsselkomponente eines Elektrohybridfahrzeugs. Sie ist ein reversibler Energiespeicher und wandelt chemische in elektrische Energie und umgekehrt um. Für den Einsatz in Elektro- und Hybridfahrzeugen muss die Batterie folgende Eigenschaften besitzen: hohe spezifische Leistung und Energie, lange Lebensdauer, niedrige Kosten, hohe Zuverlässigkeit und Robustheit, [10].

Beim Einsatz in Elektro- und Hybridfahrzeugen, kann man die Batterien nach den zwei wichtigsten Eigenschaften unterteilen, und zwar: nach der spezifischen Energie und der spezifischen Leistung. Spezifische Energie wird in der Einheit $\frac{Wh}{kg}$ und die spezifische Leistung in der Einheit $\frac{W}{kg}$ angegeben.

Wegen der Notwendigkeit der großen Reichweite kommen die Energiebatterien vorwiegend bei den rein elektrischen und manchen Ausführungen von seriell-hybriden Fahrzeugen zum Einsatz. Von der anderen Seite sind die Leistungsbatterien in hybriden Fahrzeugen und vor allem in hybriden LKWs oftmals vertreten. Die Abbildung 4.12. zeigt die Gegenüberstellung von den spezifischer Energie und Leistung bei verschiedenen Batteriesystemen.

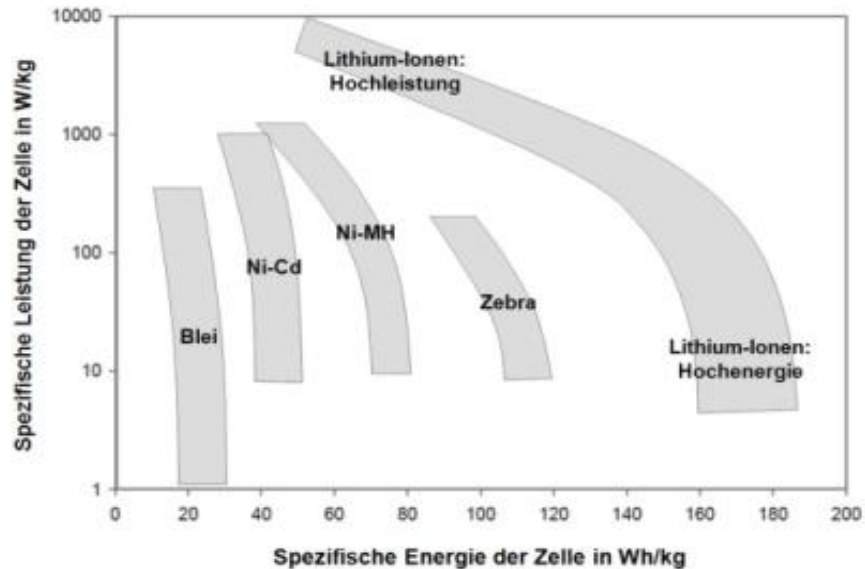


Abbildung 4.12: Ragone-Diagramm, [17]

Wie man sieht, zeigen die Lithium-Ionen Batterien das größte Einsatzpotenzial sowohl als Energie- als auch als Leistungsbatterien. Für einen größeren kommerziellen Erfolg wären allerdings weitere Verbesserungen bei der Lebensdauer und eine Kostenreduzierung erforderlich.

Beim modellierten System handelt es sich um eine Lithium-Ionen Leistungsbatterie mit einer Kapazität von 4,9 kWh und einer maximalen Leistung von 130 kW. Während der Arbeit wurden allerdings zwei Modelle benutzt. Erstes ist ein fertiges und für die Einsicht in die innere Struktur geschlossenes System, von der Firma „MAGNA Steyr Fahrzeugtechnik“. Deswegen war es für den Zweck der Optimierung notwendig ein zweites, „offenes“ Modell zu bauen. Das Modell basiert auf der Ausführung in [18] und wird nachfolgend näher beschrieben.

Anstatt die komplexen und sehr rechenaufwendigen elektrochemischen Prozesse in einer Batterie zu modellieren, werden viel häufiger stromkreisäquivalente Modelle erstellt. Diese beruhen auf den gemessenen Daten aus dem Lade- und Entladevorgang mit konstantem Strom.

Der prinzipielle Aufbau des Modells ist in der Abbildung 4.13. ersichtlich. Das Eingangssignal ist die Leistung der elektrischen Maschine, und das Ausgangssignal ist der Ladezustand. Im ersten Schritt (PB-Leistungsblock, Abbildung 4.13.) wird aus der Leistung der Batteriestrom gerechnet, und im zweiten Schritt (QB-Ladungsblock) die Batterieladung.

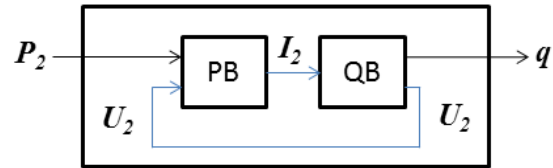


Abbildung 4.13: Batteriemodel, prinzipielle Aufbau, [10]

Der Ladezustand q bzw. SOC⁶ gibt das Verhältnis zwischen aktueller Ladung und nomineller Kapazität der Batterie Q_0 an:

$$q(t) = \frac{Q(t)}{Q_0} \quad (4.14)$$

Die Ladungsänderung für jeden Zeitschritt wird über den momentanen Strom berechnet (Formel 4.15). Den Koeffizienten η_c nennt man den Coulombschen-Wirkungsgrad und dieser wird durch die inneren chemischen Prozesse der Batterie verursacht. Das Integral über die Zeit gibt die Ladungsänderung für das betrachtete Zeitintervall:

$$\dot{Q}(t) = \eta_c \cdot I_2(t) \quad , \quad \Delta Q = \int \eta_c \cdot I_2(t) dt \quad (4.15)$$

Mit der bekannten Leistung $P_2(t)$ und Spannung $U_2(t)$ berechnet man den Strom $I_2(t)$ mithilfe der trivialen Gleichung:

$$I_2(t) = \frac{P_2(t)}{U_2(t)} \quad (4.16)$$

Die eigentliche Aufgabe bei der Modellierung ist es, das Verhältnis zwischen der Spannung und dem Ladezustand zu definieren, da sich die Quellenspannung und der Innenwiderstand der Quelle in Abhängigkeit vom Ladezustand ändern. Um dieses Verhältnis erfassen zu können, wird das elektrische Ersatzschaltbild der Batterie betrachtet:

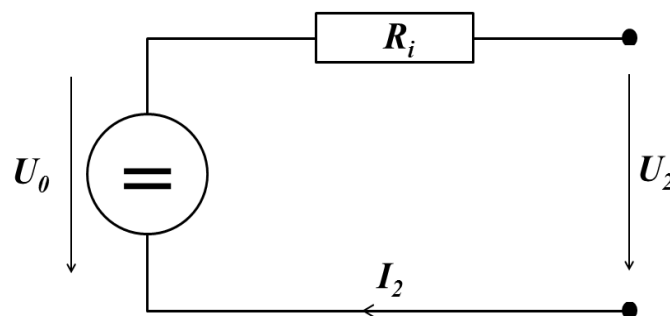


Abbildung 4.14: Batterie-Ersatzschaltbild

⁶ Englisch: „State Of Charge“ - Ladezustand

Dabei ist U_0 die Leerlaufspannung der Spannungsquelle, R_i der Innenwiderstand, U_2 und I_2 die Batteriespannung und der Batteriestrom wenn die Batterie belastet wird. Nach dem zweiten Kirchhoffschen Satz gilt:

$$U_0(t) - R_i(t) \cdot I_2(t) = U_2(t) \quad (4.17)$$

Die Leerlaufspannung und der Innenwiderstand sind in Abhängigkeit von dem Ladezustand und den experimentell abgeleiteten Koeffizienten, die nur von der Batteriekonstruktion und Anzahl der Batteriezellen abhängig sind, angegeben:

$$U_0(t) = \kappa_2 \cdot q(t) + \kappa_1 \quad , \quad R_i(t) = \kappa_4 \cdot q(t) + \kappa_3 \quad (4.18)$$

Schließlich kommt man beim Einsetzen der Formeln 4.18 und 4.16 in 4.17 und mit zusätzlichem Umformen auf die Beziehung für die Batteriespannung, die nunmehr von der angewandten Leistung und dem Quellenspannung abhängig ist:

$$U_2(t) = \frac{U_0(t)}{2} \pm \sqrt{\frac{U_0^2(t)}{4} - P_2(t) \cdot R_i(t)} \quad (4.19)$$

Mit 4.12, 4.13 und 4.16 ergibt sich die Formel für die Berechnung des Ladezustandes der Batterie:

$$q(t) = \frac{1}{Q_0} \cdot \left(\int \eta_c \frac{U_2(t) - \sqrt{U_2^2(t) - 4 \cdot P_2(t) \cdot R_i(t)}}{2 \cdot R_i(t)} dt + Q(0) \right) \quad (4.20)$$

Bei einer wieder-aufladbaren Batterie beim Einsatz in einem Hybridfahrzeug wird aus batterieschonenden Gründen nicht die ganze Ladungsenergie benutzt, sondern nur ein Teil davon, und zwar innerhalb des sogenannten SOC-Fensters⁷. Deswegen ist es während der Simulation wichtig, dass der momentane Ladezustand immer bekannt ist. Die Betriebsstrategie schaltet dann anhand des Ladezustands zwischen den Betriebsmodi für die Batterieaufladung und für das elektrische Fahren.

4.1.6. Verbrennungsmotor

In der heutigen Zeit ist eine mit Diesel angetriebene Verbrennungskraftmaschine das fast ausschließlich benutzte Antriebsaggregat im Nutzfahrzeugbereich. Für die Simulation des Kraftstoffverbrauchs spielen die dynamischen Vorgänge im Verbrennungsmotor eine untergeordnete Rolle, [11]. Aus diesem Grund kann man sich bei der Berechnung des Verbrauchs mit relativ einfachen Methoden, basierend auf einem gemessenen Verbrauchskennfeld, bedienen.

⁷ Der Anteil der Batterieladung, der im Betrieb benutzt wird und der nicht über- oder unterschritten werden sollte.

Der Verbrennungsmotor bzw. der Kraftstoffverbrauch des Verbrennungsmotors und die Möglichkeiten seiner Effizienzverbesserung, sind die eigentlichen Betrachtungspunkte der Arbeit. Um die Einsparpotenziale einzelne Antriebsstrangmodelle zu bewerten und untereinander zu vergleichen, wird der relative Kraftstoffverbrauch pro 100 Kilometer betrachtet.

Bei der modellierten VKM handelt es sich um einen relativ leistungsstarken Verbrennungsmotor für einen LKW dieser Klasse mit einer maximalen Leistung von 228 kW und einem maximalen Drehmoment von 1275 Nm. Der Verlauf der Leistungs- und der Drehmomentkurve über der Motordrehzahl ist in der Abbildung 4.15. angegeben.

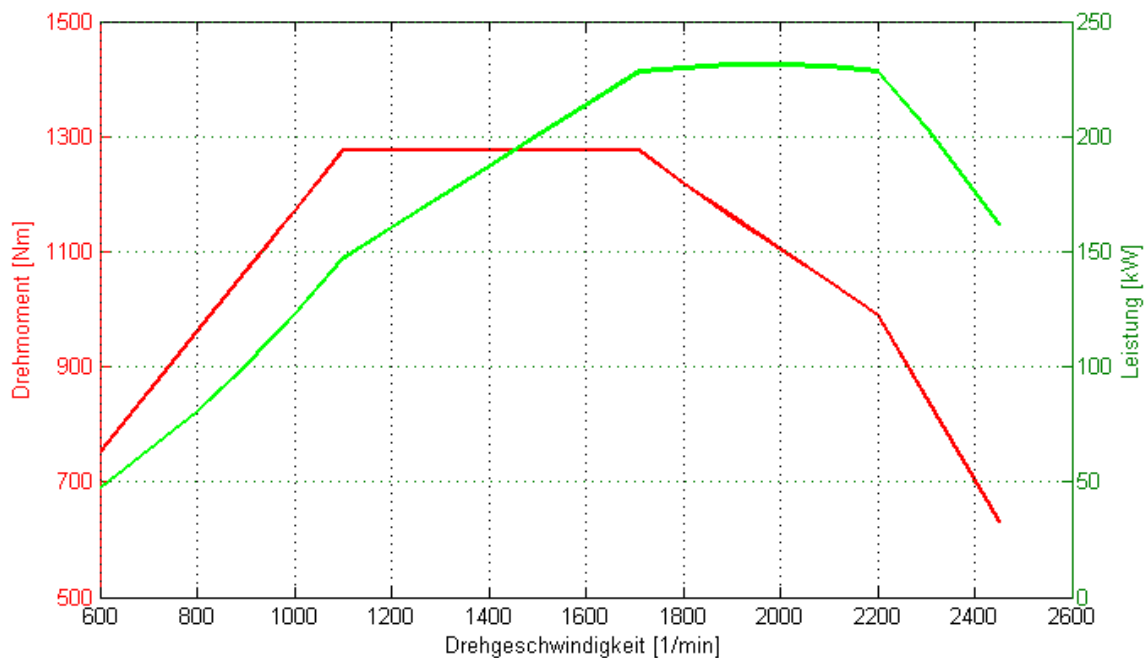


Abbildung 4.15: Leistungs- (grün) und Drehmomentverlauf (rot)

Die Abbildung 4.16. zeigt das Wirkungsgradkennfeld der modellierten VKM in Abhängigkeit von der Drehgeschwindigkeit und dem Drehmoment.

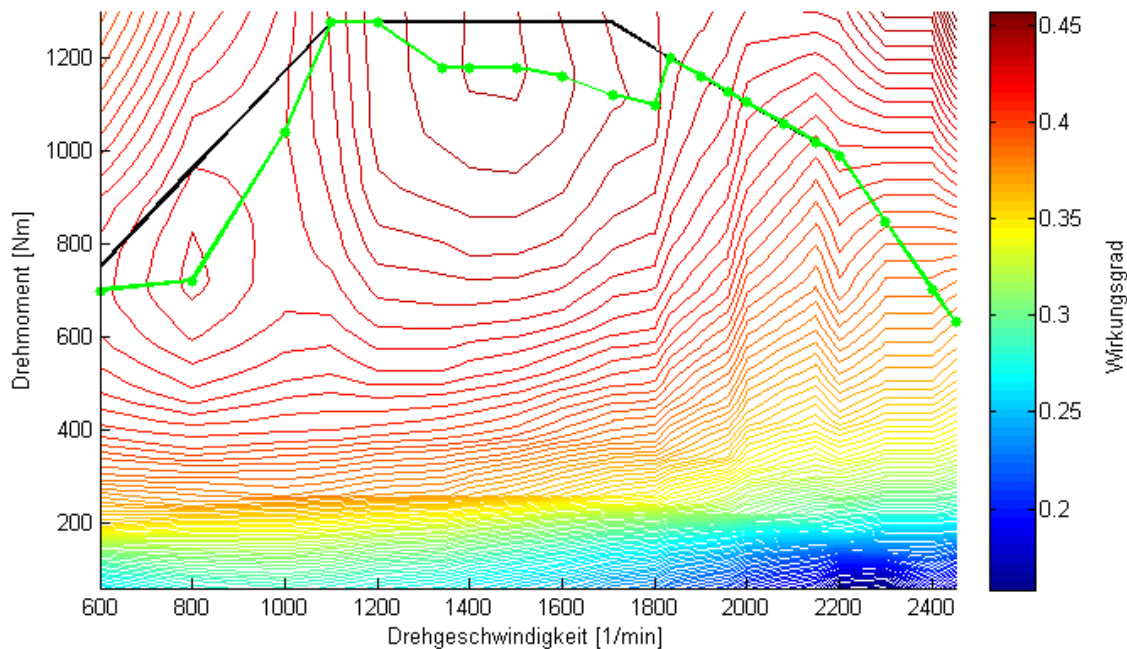


Abbildung 4.16: VKM-Wirkungsgradkennfeld

Typisch für die Verbrennungskraftmaschinen zeigen sich die Felder mit den besten Wirkungsgraden in höheren Lastbereichen. Dementsprechend verläuft auch die über der Drehgeschwindigkeit gezeichnete Mindestverbrauchskurve in diesem Bereich (im Bild grün gezeichnet). Der schlechte Wirkungsgrad in niedrigeren Lastbereichen zählt zu einem der größten Nachteile der VKM. Deswegen versuchen auch die meisten Hybridkonzepte mit ihren Betriebsstrategien durch den Betrieb der VKM entlang des effizientesten Drehmomentverlaufs die bestmögliche Kraftstoffersparnis zu erzielen.

Um ein VKM-Wirkungsgradkennfeld zu erstellen werden das Drehmoment, die Drehgeschwindigkeit und der Kraftstoff-Massenfluss im stationären Betrieb gemessen:

$$\eta_e = \frac{\omega_e \cdot M_e}{P_i} \quad (4.21)$$

$$\dot{m} = \frac{P_i}{H_u} \quad (4.22)$$

wobei e für „effektiv“ – auf der Kurbelwelle der VKM gemessenen Größen steht; P_i – vom Gas an den Kolben abgegebene Leistung (innerer Leistung); H_u – unterer Heizwert des Kraftstoffs in $\frac{J}{kg}$ ⁸.

⁸ Für Diesel $H_u = 42\,500 \text{ kJ/kg}$.

Aus dem gemessenen Kraftstoff-Massenfluss, oder auch aus dem Wirkungsgradkennfeld, lässt sich ein Kennfeld für die Simulation erstellen.

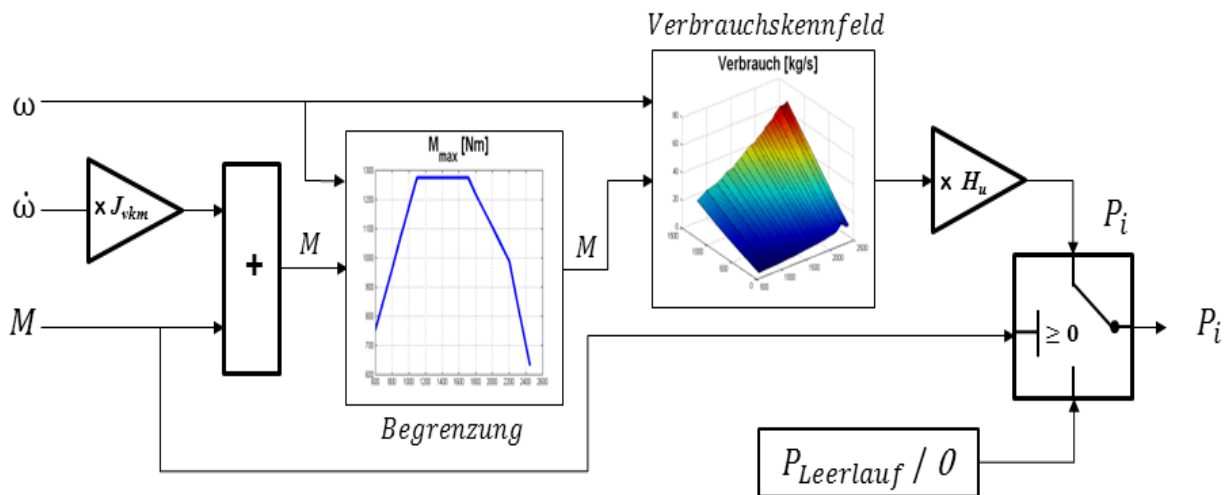


Abbildung 4.17: Blockschaltbild des Simulink[®]-Modells der VKM

In Abhängigkeit von der geforderten Drehzahl und dem Moment wird aus dem Massenflusskennfeld und mithilfe der Formel 4.22 die innere Leistung berechnet (Abbildung 4.17.). Durch nochmalige Anwendung der Formel 4.22 und durch die Integration der so berechneten zeitlichen Verbräuche, ergibt sich in einem weiteren Simulations-Block der relative Kraftstoffverbrauch in Liter pro 100 Kilometer.

4.2. Topologiemodellierung

4.2.1. Modell des konventionellen Antriebsstranges

Die oberste Simulationsebene des konventionellen Antriebsstrangs, der durch Anwendung der quasistatischen Simulationemethode modelliert wurde, ist in Abbildung 4.18. dargestellt.

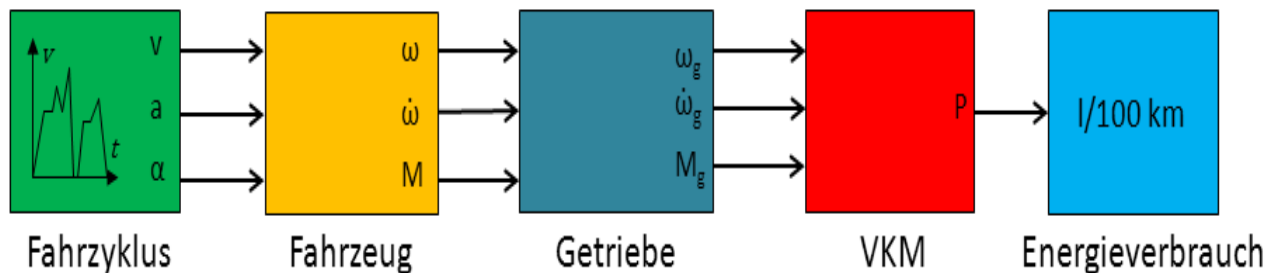


Abbildung 4.18: Blockschaltbild des Simulink[®]-Modells des konventionellen Antriebsstrangs

Von den mechanischen Antriebsstrang-Komponenten werden nur die Getriebe und die VKM implementiert. Dementsprechend handelt es sich um ein relativ einfaches Simulationsmodell. Da es aber hauptsächlich als Referenz für die Kraftstoffverbrauch-Untersuchung der konkurrierenden hybriden Modelle herangezogen wird, ist die Simulationstiefe ausreichend genug und sogar wegen der schnellen Rechenzeiten von Vorteil. Zusätzlich können mit diesem Modell Aussagen über die Erzielung der Leistungsanforderungen der einzelnen Fahrzyklen unter verschiedenen Beladungszuständen, anhand der Gegenüberstellung des maximalen VKM-Drehmomentverlaufs und des im Fahrzyklus benötigten Drehmomentverlaufs, gewonnen werden.

Wie schon in Kapitel 3.1. erklärt, erfolgt die Berechnung in Umgekehrter Leistungsflussrichtung, d.h. von den Rädern bis zur VKM. Im Block „Fahrzyklus“ werden die von dem Fahrzyklus vorgegebenen Daten des Fahrzustands in die Simulation eingelesen und für die weitere Berechnung vorbereitet. Die längsdynamische Berechnung mit den Fahrzeug- und Fahrzyklusdaten gemäß Kapitel 4.1.2. erfolgt im Block „Fahrzeug“. Hier werden die Drehzahl, das Drehmoment und die Winkelbeschleunigung an den Rädern berechnet. Die Aufgabe des Getriebeblocks und seiner Schaltstrategie besteht darin, anhand dieser Größen die richtige Übersetzung im zulässigen Bereich der VKM zu berechnen und dementsprechend die Umwandlung des Drehmoments und der Drehgeschwindigkeit durchzuführen (siehe Kapitel 4.1.3). Im VKM-Block wird die benötigte chemische Leistung berechnet und weiter im Block „Energieverbrauch“ in einen relativen Verbrauch umgerechnet (siehe Kapitel 4.1.6).

Die Abbildung 4.19. zeigt die Verteilung der VKM-Betriebspunkte aus der simulierten Fahrt der HUDDS-Strecke mit dem konventionellen Antriebsstrangmodell.

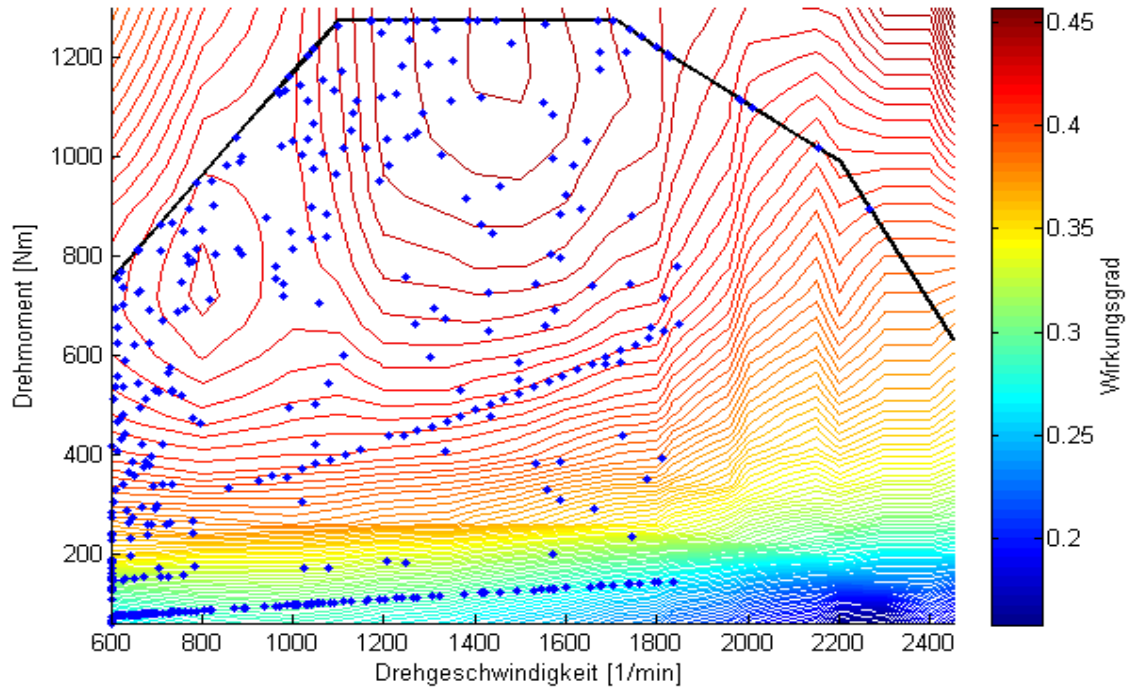


Abbildung 4.19: VKM-Betriebspunkte beim HUDDS-Fahrzyklus (siehe Abbildung 4.2)

Es ist ersichtlich, dass der Verbrennungsmotor in unterschiedlichsten Drehzahl-Drehmoment-Kombinationen betrieben werden muss. Darunter fallen auch viele Betriebspunkte, die sich in ungünstigen Wirkungsgradbereichen mit niedriger Last einstellen. Einerseits verursachen diese Punkte höheren Kraftstoffverbrauch, bieten aber andererseits viele Möglichkeiten für eine energetische Optimierung des Betriebes einer Verbrennungskraftmaschine. In den letzten Jahren sind einige neue Systeme für konventionelle Antriebe auf den Markt gekommen, die die verbrauchsungünstigen Betriebspunkte durch Abschalten der VKM in inaktiven Phasen vermeiden (Start-Stopp-Automatik), oder durch Ausschalten einzelner Zylinder die Lastpunkte aktiver Zylinder anheben (Zylinderabschaltungs-System).

Weitere Optimierungsmöglichkeiten bieten sich wenn mehr als nur eine Antriebsmaschine und eine Energiequelle im Antriebssystem vorhanden sind.

4.2.2. Modell des seriellen Hybridfahrzeugs

Die Arbeitsweise eines seriellen Hybridfahrzeugs ist im Kapitel 2.2.1. beschrieben. Da bei dieser Topologie die elektrische Maschine die gesamte Antriebsleistung liefern muss, ist sie auch dementsprechend sehr leistungsstark dimensioniert. Bei der Berechnung der maximalen Fahranforderungen (siehe Kapitel 4.1.4.), ergibt sich die maximal benötigte Leistung von 277 kW. Die modellierte elektrische Maschine wurde ursprünglich für die parallele Hybridtopologie dimensioniert (siehe Kapitel 4.1.) und

reicht alleine mit ihrer Leistung für die Erfüllung der Fahranforderungen bei dieser Ausführung nicht aus. Deswegen mussten hier gleich zwei elektrische Maschinen eingesetzt werden (Abbildung 4.20.). Dementsprechend wurde auch bei der Batterie die Anzahl der Zellen verdoppelt (entspricht der Energie von zwei Batterien) um genug Leistung für beide elektrischen Maschinen zu gewährleisten. Andererseits ist eine theoretisch maximale Geschwindigkeit von 90 km/h ohne eine Übersetzung nicht möglich. Dank der Eigenschaft der elektrischen Maschine unter hohen Drehzahlen betrieben werden zu können, kann allerdings der Einsatz eines mehrstufigen Schaltgetriebes vermieden, und stattdessen nur ein einstufiges Getriebe mit der Übersetzung $r = 13$ eingesetzt werden. Die Funktionsweise des Getriebes ist analog der aus dem Kapitel 4.1.3, mit der festen Übersetzung. Das System mit zwei elektrischen Maschinen und einem Getriebe bietet somit ausreichende Antriebsleistung.

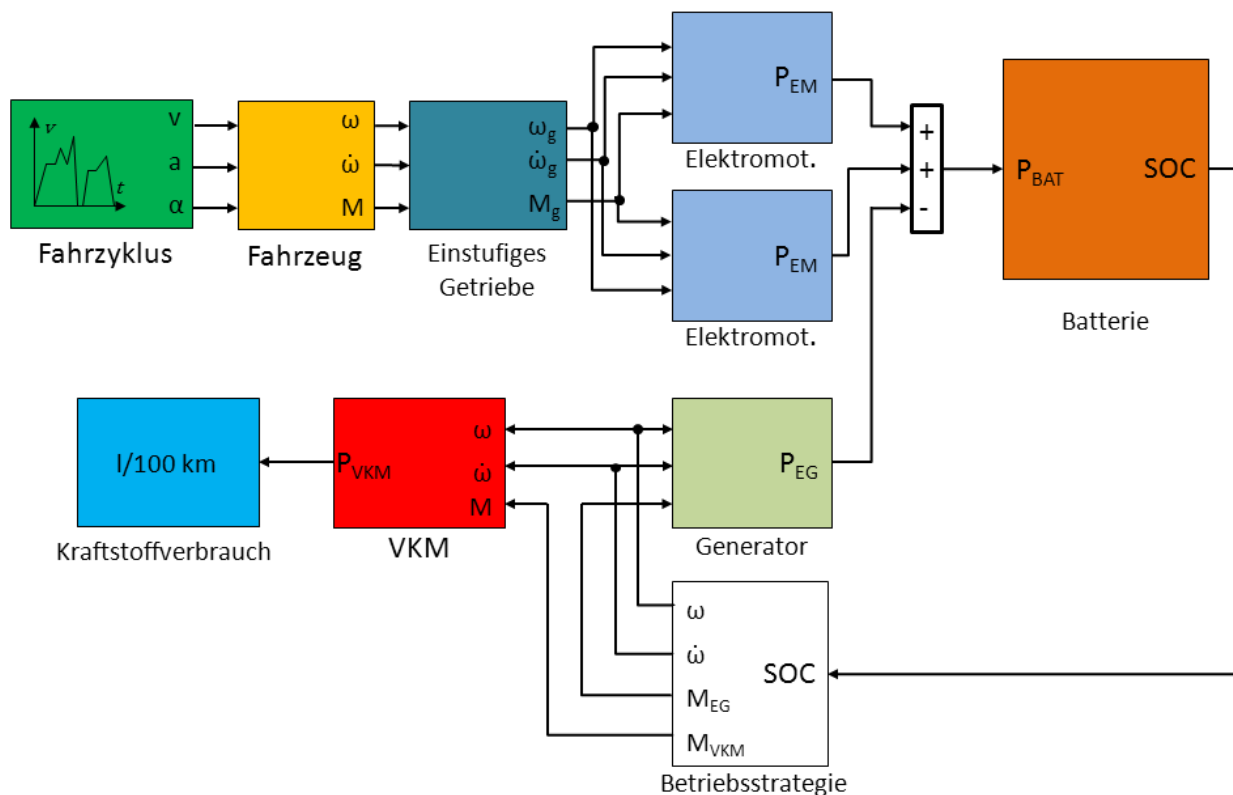


Abbildung 4.20: Blockschaltbild des Simulink[®]-Modells eines seriellen Hybrid-Antriebsstrangs

Die elektrische Energie für den Betrieb der elektrischen Maschinen wird von der Batterie und/oder von dem Generator zur Verfügung gestellt. Der Generator wird bei der seriellen Topologie als zusätzliche, dritte elektrische Maschine benötigt. Die Summe aller elektrischen Leistungen (elektrische Maschinen, Generator und Batterie) in dem Summier-Block muss jederzeit gleich Null sein. Die Leistungselektronik, die für den Spannungsausgleich und die Leistungsverteilung zuständig ist, wird hier als ideal angenommen, [18].

Der Verbrennungsmotor ist mit dem Generator starr gekoppelt, und ist für seinen Betrieb zuständig. Auch bei der VKM handelt es sich um eine für den parallelen oder den konventionellen Antriebsstrang geeignete Maschine, die somit bei dieser Ausführung überdimensioniert ausfällt. Daher wäre hier eine Verbesserung des gesamten Konzeptes durch die Optimierung der Antriebsstrangelemente durchaus denkbar.

Das Ziel dieser Topologie ist es, ein Antriebsstrang-System zu verwirklichen, bei dem die VKM nur im betriebsgünstigen Bereich betrieben wird. Um den optimalen Betriebspunkt für das System VKM-Generator zu ermitteln, sind die Wirkungsgradfelder der beiden Maschinen miteinander multipliziert und der Punkt mit dem höchsten Gesamtwirkungsgrad, aus dem so ermittelten Wirkungsgradfeld, ergibt den optimalen Gesamtwirkungsgrad der Einheit VKM-Generator:

$$\eta_{sys_opt}(M_i, \omega_j) = \max(\eta_{vkm}(M_i, \omega_j) \cdot \eta_{GN}(M_i, \omega_j)) \quad (4.23)$$

wobei i für die momentabhängige Zeilenposition, und j für die drehzahlabhängige Spaltenposition im Wirkungsgradkennfeld steht.

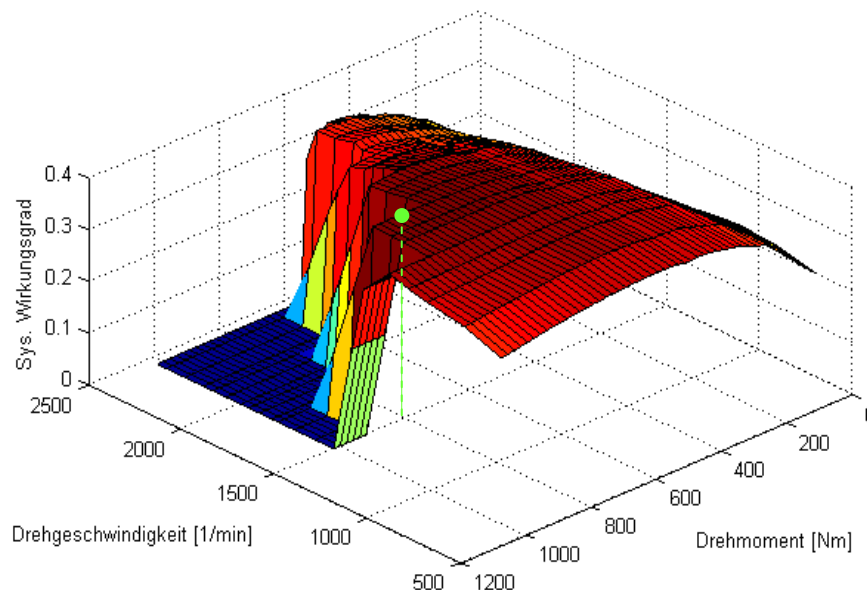


Abbildung 4.21: VKM-Generator Wirkungsgradkennfeld

Es ergibt sich ein maximaler Wirkungsgrad von 0,398, bei der Drehzahl von $1500 \frac{1}{min}$ und dem Moment von 800 Nm (Abbildung 4.21.).

4.2.2.1. Betriebsstrategie

Der Betrieb der VKM wird von der Betriebsstrategie gesteuert, und ist vom Fahrzustand eigentlich unabhängig. Die Betriebsstrategie steuert, in Abhängigkeit vom Ladezustand der Batterie, das Einschalten und Hochfahren auf die optimale Drehzahl, den Betrieb im optimalen Betriebsbereich und das Abschalten der VKM. Der momentane Ladezustand der Batterie ist der einzige Eingang in den Betriebsstrategieblock (Abbildung 4.20.). In der ersten Blockebene, wird jede Über- oder Unterschreitung des SOC-Fensters erkannt und dementsprechend das Signal für das Ein- oder Ausschalten der VKM weiter in die nächste Regelungsebene übermittelt (Abbildung 4.22.). Das SOC-Fenster wurde nach unten mit 30 %, nach oben mit 70 % begrenzt.

Das Signal für das Ein- und Ausschalten der VKM wird mittels eines einfachen SR-Flipflop-Schalters generiert.

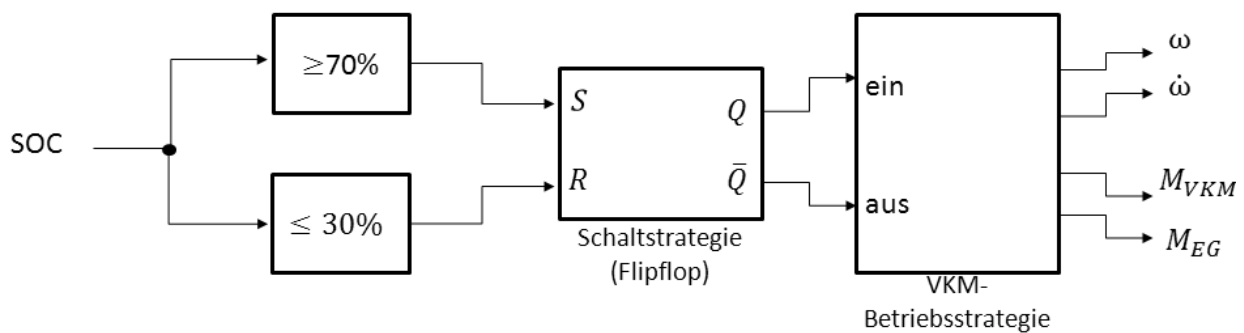


Abbildung 4.22: Erste Ebene des Betriebsstrategie-Blocks, SOC-Fenster Begrenzung

Im nächsten Schritt erfolgt der Vorgang bei dem die VKM gestartet und betrieben oder ausgeschaltet wird. Beim Startvorgang wird die VKM mithilfe der im Motorbetrieb betriebenen elektrischen Maschine auf die optimale Betriebsdrehzahl hochgefahren. Damit werden auch die wenigen Betriebspunkte im unteren Lastbereich, die zum Anfahren der VKM nötig gewesen wären, vermieden. Die Abbildung 4.23. zeigt das Blockschaltbild des Simulations-Modells des Startvorgangs innerhalb des Betriebsstrategie-Blocks. Im ersten Teil erfolgt die Vorgabe der Drehgeschwindigkeit mit der langsamen Beschleunigung, im zweiten wird das Drehmoment berechnet und im dritten an die VKM und den Generator verteilt. Sobald die optimale Drehgeschwindigkeit erreicht wird, wird der bis dato als Motor betriebene elektrische Maschine auf den Generatorbetrieb umgeschaltet, während die VKM mit dem Antreiben beginnt (Abbildung 4.23, Drehmomentverteilung).

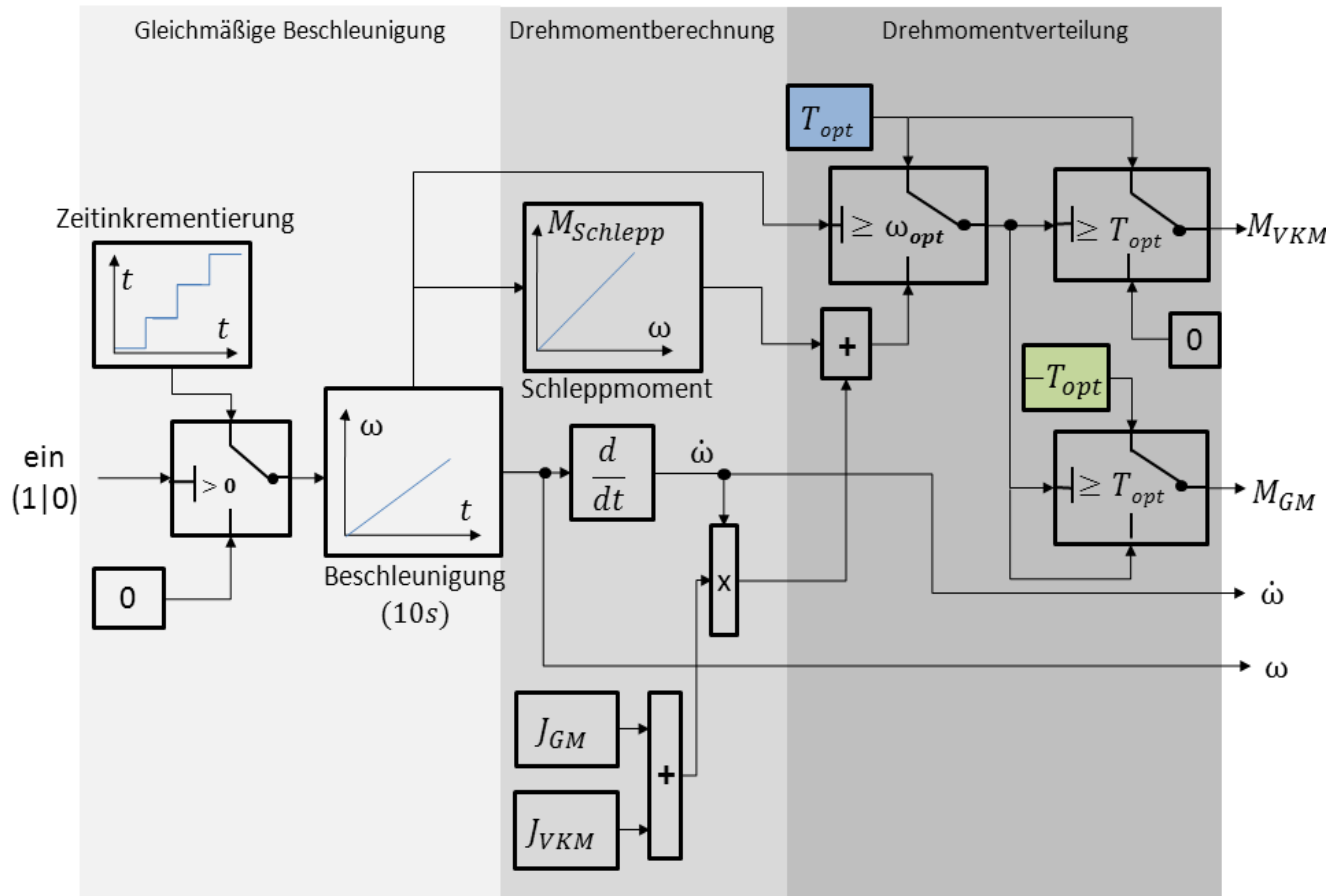


Abbildung 4.23: Betriebsstrategie: Start-Block

Beim Ausschalten wird zunächst die Funktion des Start-Blocks abgebrochen und der Stopp-Block aktiviert (Abbildung 4.24.). Hier wird das System mittels des Schleppmoments der VKM zum Stillstand gebracht. Das Schleppmoment der elektrischen Maschine wird vernachlässigt.

In der Abbildung 4.25. sind die Betriebspunkte aus einem Fahrzyklus dargestellt.

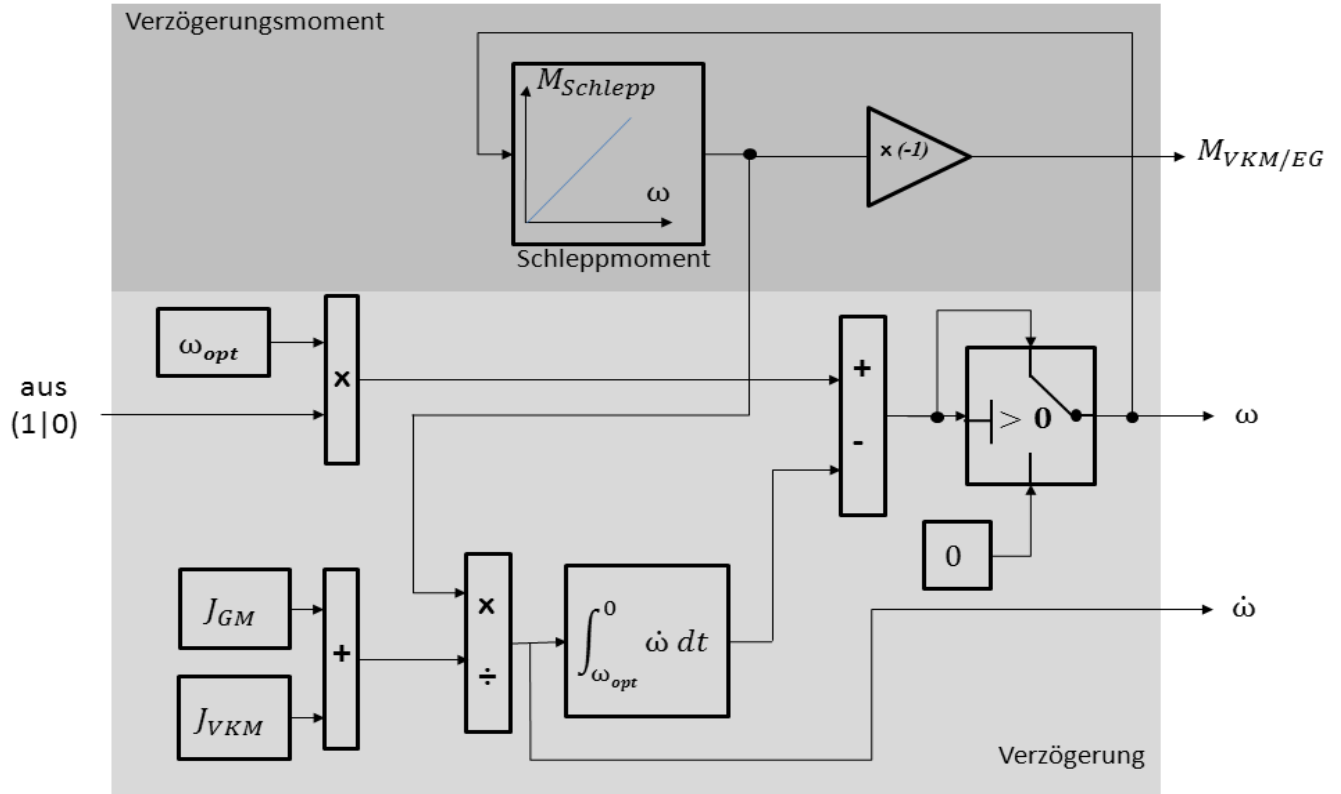


Abbildung 4.24: Betriebsstrategie: Stopp-Block

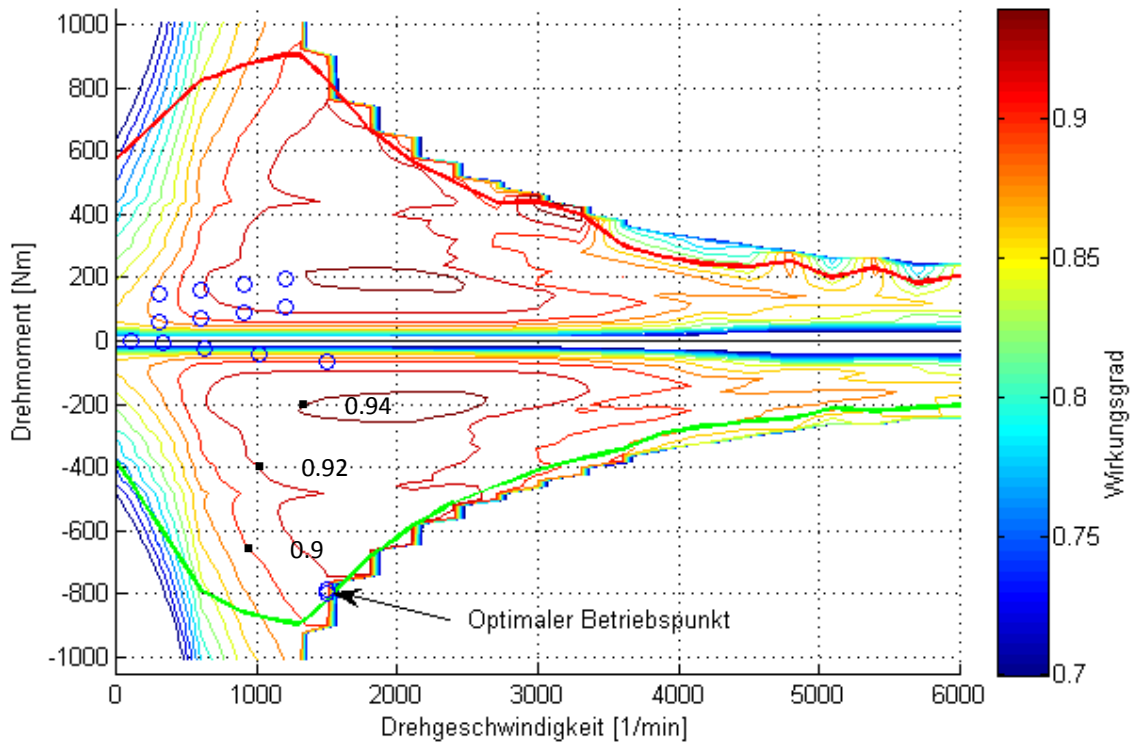


Abbildung 4.25: Betriebspunkte der elektrischen Maschine

4.2.3. Modell des parallelen Hybridfahrzeugs

Im Kapitel 2.2.2. ist die Funktionsweise eines parallelen Hybridfahrzeugs erklärt. Beide Antriebsmaschinen sind starr mit der Antriebsachse verbunden und können unabhängig voneinander für den Antrieb sorgen. Im Gegensatz zum seriellen Hybridfahrzeug, wird bei dieser Topologie nur eine elektrische Maschine benutzt (Abbildung 4.26.). Sie ist zwischen dem Verbrennungsmotor und dem Getriebe positioniert und dient sowohl als Antriebseinheit als auch als Generator. Die Verbindung zwischen der VKM und der elektrischen Maschine erfolgt mittels einer automatisierten Trennkupplung. Beim elektrischen Fahren wird die Kupplung getrennt, wodurch verhindert wird, dass das Schleppmoment der VKM zu einem höheren Energieverbrauch führt. In den Rekuperations-Phasen wirkt die elektrische Maschine ebenso autonom. Die Kupplung wurde im Simulationsmodell als ideal angenommen und nicht zusätzlich modelliert.

Das Modell des Zwölf-Gang-Getriebes (zusammen mit der Schaltstrategie) ist das gleiche wie beim konventionellen Antriebsstrang-Modell (siehe Kapitel 4.2.1. und 4.1.3.). Da die Schaltstrategie für die VKM konzipiert wurde und da diese ein größeres Maximalmoment als die elektrische Maschine hat, kann es passieren, dass während der elektrisch gefahrenen Abschnitte, das momentane Maximalmoment der elektrischen Maschine überschritten wird. Solche Betriebspunkte werden von der Betriebsstrategie durch den schnellen Eingriff der VKM behandelt. Denkbar wäre hier eine verbesserte Schaltstrategie, die den reinen Betrieb der elektrischen Maschine auch berücksichtigt.

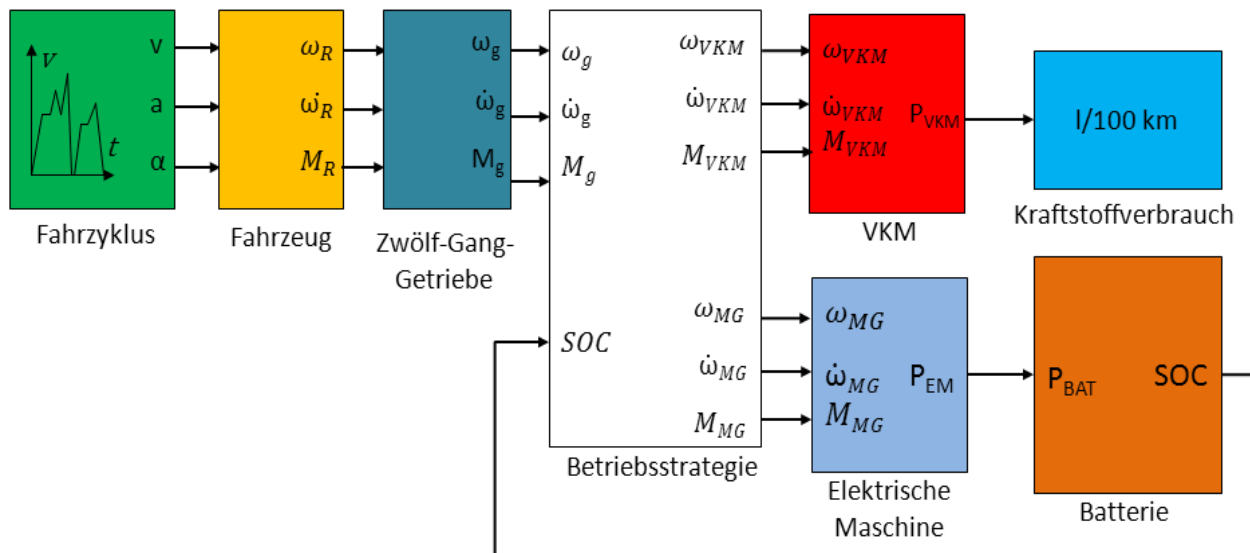


Abbildung 4.26: Blockschaltbild des Simulink[®]-Modells des parallelen Hybrid-Antriebsstrangs

Die Betriebsstrategie regelt, in Abhängigkeit vom Ladezustand der Batterie und dem Fahrzustand, die Leistungsverteilung zwischen den beiden Antriebsmaschinen. Da bei einem parallelen Hybridfahrzeug beide Maschinen gleichzeitig oder separat für die Antriebsleistung sorgen können, ist die Betriebsstrategie dementsprechend aufwendiger als bei einem seriellen Hybridfahrzeug. Die entwickelte Strategie wird im folgenden Kapitel genauer beschrieben.

4.2.3.1. Betriebsstrategie

In der Abbildung 4.27. wird das Simulations-Blockschaltbild der Betriebsstrategie gezeigt. Beim Betrieb des parallelen Antriebsstrang-Modells werden zwei Betriebsmodi unterschieden: elektrisches Fahren und VKM-Betrieb. Gleich wie beim seriellen Modell ist das SOC-Fenster zwischen 30 % und 70 % des Batterie-Ladezustands ausgelegt. Der „E-Fahren“-Block siehe (Abbildung 4.27.) schaltet beim Erreichen der oberen bzw. der unteren SOC-Grenze auf den elektrischen Betriebsmodus bzw. auf den VKM-Betriebsmodus um. Der „E-Fahren“-Block ist analog dem Schalter in der Abbildung 4.22.

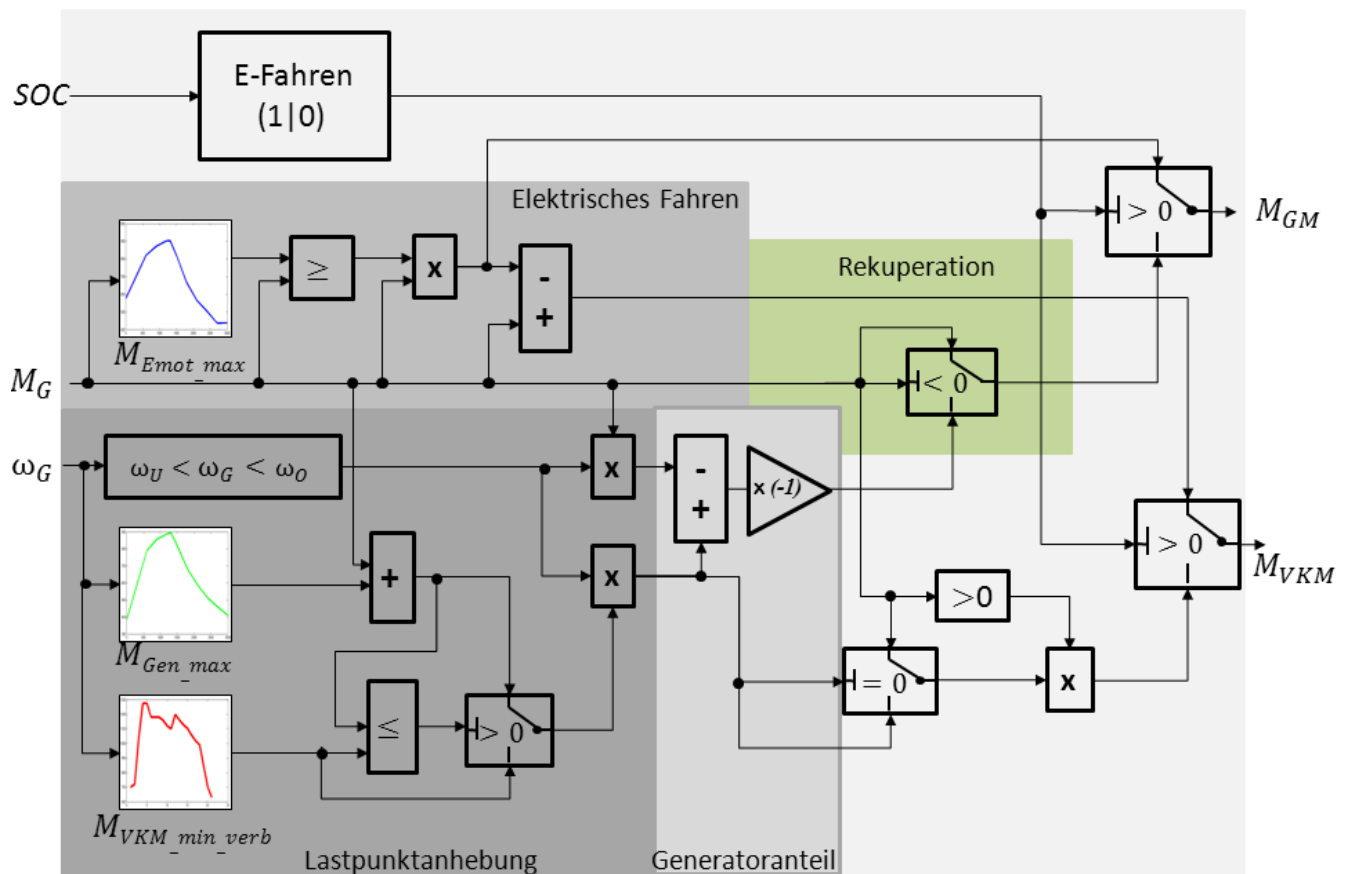


Abbildung 4.27: Simulink®-Block Betriebsstrategie

Somit erfolgen die beiden Betriebsmodi abwechselnd hintereinander, nur in Abhängigkeit vom Ladezustand der Batterie und nicht vom Fahrzustand. Die Wiedergewinnung der kinetischen Energie durch Rekuperation ist in beiden Fällen gegeben.

Beim elektrischen Fahren wird in Abhängigkeit von der Drehzahl ständig überprüft, ob die vom Getriebemodell „geforderten“ Momente das Maximalmoment des Elektromotors nicht überschreiten werden. Sollte das Maximalmoment überschritten werden, wird der Antrieb automatisch von der VKM übernommen.

Im VKM-Betriebsmodus wird nicht nur die Antriebsleistung, sondern auch, durch die Lastpunktanhebung, die Leistung zum Laden der Batterie produziert. Im wirkungsgradgünstigen Drehzahlbereich der VKM, zwischen $1000 \frac{1}{min}$ und $1800 \frac{1}{min}$ Umdrehungen (in Abbildung 4.27. ω_U und ω_O), ist die Trennkupplung zwischen der VKM und dem Generator geschlossen. Die VKM liefert dadurch die benötigte Antriebsleistung und betreibt zusätzlich den Generator. Im Betriebsstrategie-Block wird für jeden Zeitschritt die Differenz zwischen dem Antriebsmoment und dem Moment mit dem besten Wirkungsgrad für jeweilige Drehzahl (in Abbildung 4.28. die grüne Linie) ermittelt und unter Berücksichtigung des Maximalmoments des Generators, an den Generator geschickt (siehe Abbildung 4.27, die Lastpunktanhebung).

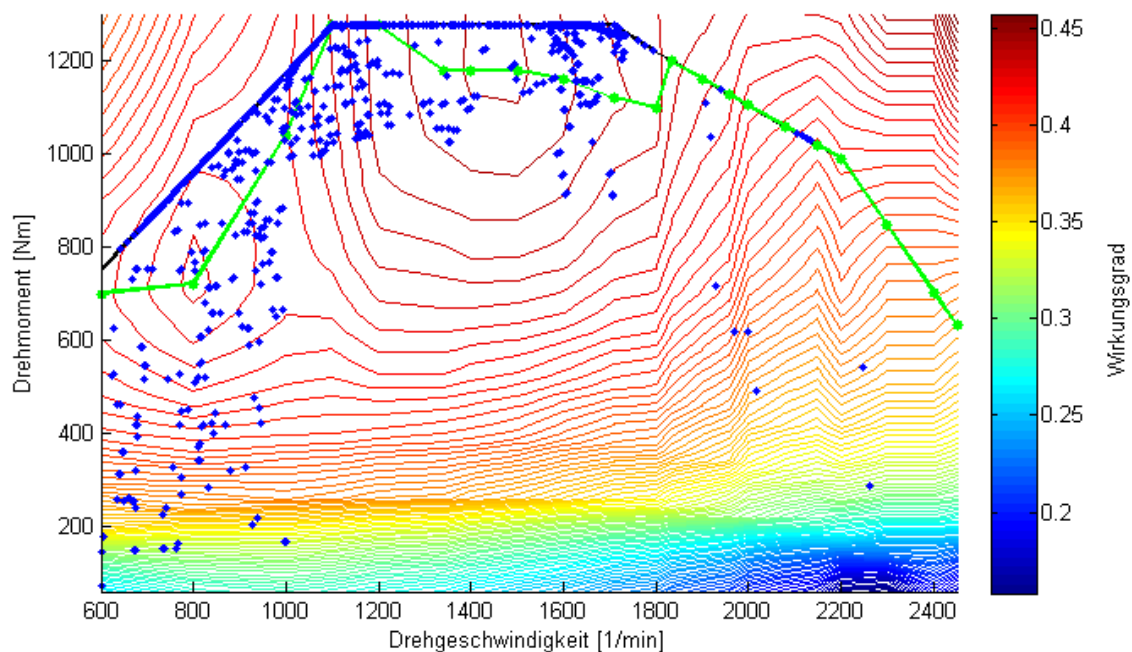


Abbildung 4.28: Paralleles Modell: VKM-Betriebspunkte

Damit werden gleich zwei Aufgaben erfüllt: Einerseits wird die Batterie geladen. Die gespeicherte elektrische Energie wird später für das elektrische Fahren benutzt.

Andererseits werden die Lastpunkte der VKM angehoben wodurch sie im wirkungsgradgünstigen Betriebsbereich betrieben wird (Abbildung 4.28.).

Die vorgestellte Betriebsstrategie basiert auf der Funktion des Lastpunktanhebens und der Nutzung der effizienten Betriebsbereiche der VKM. Spritsparend wirkt sich dieses Konzept bei den elektrisch fahrenden Abschnitten aus, wobei die VKM praktisch ausgeschaltet ist und keinen Kraftstoffverbrauch aufweist. Da ein relativ leistungsstarker Verbrennungsmotor eingesetzt wurde (siehe Kapitel 4.1.6.), wird bei der Betriebsstrategie auf die Boosterfunktion⁹, die überwiegend Auswirkung auf „Downsizing“ (siehe Kapitel 2.1.) der VKM hat, verzichtet.

Die Start-Stopp Funktion wird sehr einfach mit einem Schalter im Verbrennungsmotor-Modell verwirklicht, indem jedes Mal, wenn keine Leistung von der VKM benötigt wird, der Verbrauch auf null gesetzt wird.

⁹ Bei den Leistungsspitzen wird die VKM durch den Elektromotor unterstützt.

5 Optimierung [19] [20]

Bei der Entwicklung einer Betriebsstrategie für einen hybriden Antriebsstrang ist es vorteilhaft, wenn ein theoretisches globales Verbrauchsoptimum für die vorhandene Konfiguration bei einem bestimmten Fahrzyklus bekannt ist. Die erzielten Verbrauchsergebnisse der entwickelten Betriebsstrategie können dann mit dem ermittelten Verbrauchsoptimum verglichen und dadurch Aussagen über die Effizienz einer entwickelten Betriebsstrategie getroffen werden. Um eine Optimierungsmethode hinsichtlich eines hybriden Antriebsstranges richtig anzuwenden, müssen einige Randbedingungen, die von den Antriebsstrangkomponenten vorgegeben sind, auch in mathematischer Hinsicht berücksichtigt werden. Daher darf während der Optimierung der Ladezustand der Batterie die vorgegebenen Grenzen des SOC-Fensters nicht überschreiten (System-Zustand). Weiters ist auch die Variable, welche die Leistungsverteilung steuert, aufgrund der Leistungs-Begrenzung der beiden Antriebsmaschinen ebenfalls begrenzt (System-Stellgröße). Sowohl die optimierte- als auch die Vergleichsstrategie, müssen den gleichen Ladezustand der Batterie am Anfang und am Ende des Fahrzyklus aufweisen. Daher ergibt sich auch die Begrenzung des Endwertes des Batterie-Ladezustands (Endzustand). Damit entstehen für das Optimierungsproblem folgende Randbedingungen:

- Zustandsgrenzen (SOC_{min} , SOC_{max}),
- Endzustand-Grenzen ($SOC_{min}(N)$, $SOC_{max}(N)$),
- Stellgrößenbeschränkung (u_{min} , u_{max}).

Um den Verlauf des Steuerungssignals $u(t)$ (Leistungsverteilungsfaktor), welches zu einem minimalen Verbrauch („Kosten“ des Problems) führt und dabei die Randbedingungen nicht verletzt, zu finden, wird oft der Algorithmus der dynamischen Programmierung¹⁰ angewandt.

5.1. Dynamische Programmierung

Die dynamische Programmierung wird für die optimierte Steuerung von nichtlinearen, zeitabhängigen, zustandsbeschränkten und diskretisierten Approximationen der zeitkontinuierlichen, dynamischen Modelle verwendet.

¹⁰ von Richard E. Bellman (26.08.1920 - 19.03.1984)

Zuerst wird das Problem in die kleinsten Teilprobleme zerlegt (Diskretisierung). Danach werden für jeden Diskretisierungsschritt die optimierten Teillösungen berechnet. Ausgehend von den kleinsten Teillösungen wird die optimierte Lösung eines nächstgrößeren Teilproblems berechnet. Dieses Verfahren wird für jeden Diskretisierungsschritt fortgesetzt bis das ursprüngliche Problem gelöst wurde.

In Abbildung 5.1. wird die prinzipielle Funktionsweise des Algorithmus beim Auffinden der „günstigsten“ Strecke in einem Zeit-Zustand-diskretisiertem Raum dargestellt.

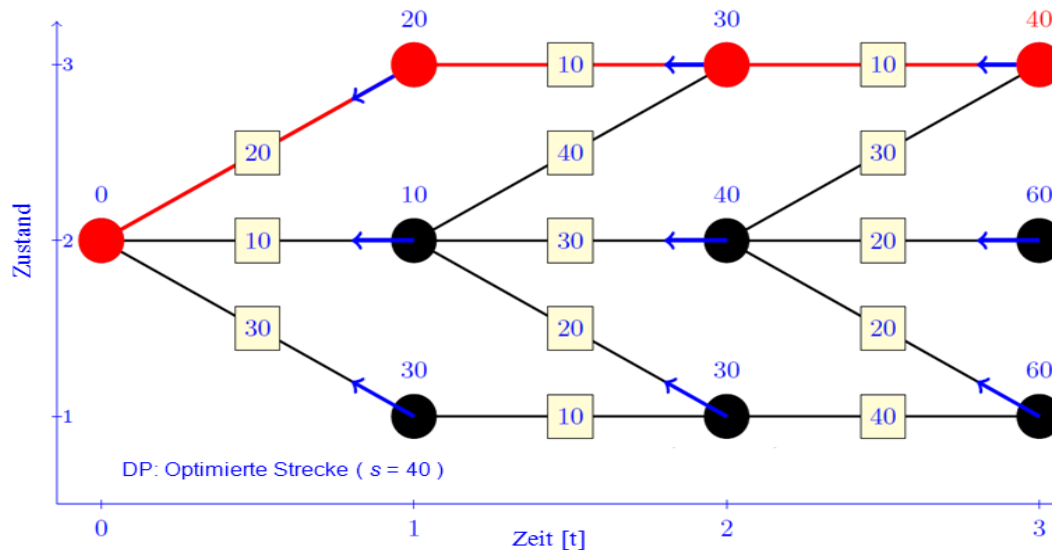


Abbildung 5.1: Dynamische Programmierung

In der Folge wird der Algorithmus der dynamischen Programmierung genauer erklärt. Zugleich wird auch die Anwendung zur optimierten Steuerung des parallelen Antriebsstrangmodells erläutert. Das mathematische Problem lautet wie folgt:

$$\min_{u(t)} J(u(t)) \quad (5.1)$$

sodass:

$$\dot{x}(t) = F(x(t), u(t), t) \quad (5.2)$$

$$x(0) = x_0 \quad (5.3)$$

$$x(t_f) \in [t_{f,min}, t_{f,max}] \quad (5.4)$$

$$x(t) \in \chi(t) \subset \mathfrak{R}^n \quad (5.5)$$

$$u(t) \in U(t) \subset \mathfrak{R}^m \quad (5.6)$$

wobei:

$$J(u(t)) = G(x(t_f)) + \int_0^{t_f} H(x(t), u(t), t) dt \quad (5.7)$$

die Kostenfunktion des Problems ist. Weiter ist $x(t)$ (5.2) mit dem vorgegebenen Anfangszustand (5.3), fest begrenztem Endzustand (5.4) und dem zeitabhängig begrenzten Zustandsverlauf (5.5), die einzige Zustandsvariable des Problems. Die Steuerungsvariable $u(t)$ ist ebenfalls zeitabhängig begrenzt (5.6).

Zunächst wird das zeitkontinuierliche Problem diskretisiert:

$$x_{k+1}(t) = F_k(x_k, u_k), \quad k = 0, 1, \dots, N-1 \quad (5.8)$$

wobei $x_k \in \mathcal{X}_k$ beim parallelen Antriebsstrangmodell dem Ladezustand SOC entspricht, und $u_k \in U_k$ – beim Antriebsstrangmodell dem Leistungsverteilungsfaktor u entspricht.

Sei $\pi = \{\mu_0, \mu_1, \dots, \mu_{N-1}\}$ die Reihe des Steuerungssignal-Verlaufs und $x(0) = x_0$ der Anfangszustand, schreibt man die diskretisierte Kostenfunktion (5.7) wie folgt:

$$J_\pi(x_0) = g_N(x_N) + \varphi_N(x_N) + \sum_{k=0}^{N-1} h_k(x_k, \mu_k(x_k)) + \varphi_k(x_k), \quad (5.9)$$

wobei $g_N(x_N) + \varphi_N(x_N)$ die Endkosten und $h_k(x_k, \mu_k(x_k)) + \varphi_k(x_k)$ die Kosten beim angewandten π über den zeitdiskretisierten Raum sind. φ_N und φ_k sind die „Bestrafungsfunktionen“, die das Einhalten der Systemgrenzen sichern. Die Kostenfunktion entspricht dem VKM-leistungsabhängigem Kraftstoffverbrauch beim Antriebsstrangmodell, die sich in Abhängigkeit von u_k sinngemäß folgend zusammenstellt:

$$Q_{Bat} = Q_{Bat}(P_{GM}), \quad (5.11)$$

$$P_{GM} = P_{GM}(u_k), \quad (5.12)$$

$$P_{VKM} = P_{VKM}(u_k) \quad (5.13)$$

wobei die Indizes GM für die elektrische Maschine stehen.

Die Reihe π^0 ist diejenige, die den optimierten Steuerungssignalverlauf beinhaltet, der die Kostenfunktion $J_\pi(x_0)$ minimiert:

$$J_o(x_0) = \min_{\pi \in \Pi} J_\pi(x_0), \quad (5.14)$$

wobei Π die Menge mit allen zulässigen π ist.

Um π^0 auszurechnen, geht der DP-Algorithmus rückwärts in der Zeit und berechnet für jeden Diskretisierungspunkt die optimale Richtungsfunktion in Abhängigkeit u_k unter Einhaltung der Randbedingungen (siehe Abbildung 5.1. die eingerahmten Zahlen):

$$J_N(x^i) = g_N(x^i) + \varphi_N(x^i), \quad (5.15)$$

(Erster Berechnungsschritt für die End-Kostenfunktion.)

$$J_k(x^i) = \min_{u_k \in U_k} \{h_k(x^i, u_k) + \varphi_k(x^i) + J_{k+1}(F_k(x^i, u_k))\}, \quad (5.16)$$

(Zwischenliegende Berechnungsschritte für $k = N - 1, \dots, 0$.)

wobei der Indizes i für die Position in der Zustandsrichtung (siehe Abbildung 5.1.) steht.

Am Ende des Vorgangs steht die optimierte Steuerungsvorgabe (der Leistungsverteilungs-Verlauf). Der Durchlauf der Kostenfunktion (5.9) mit der optimierten Steuerungsvorgabe ergibt das Minimum der Funktion (der niedrigste Kraftstoffverbrauch).

5.1.1. Anwendung

Für die Anwendung der dynamischen Programmierung wurde eine von O. Sundström und L. Guzzella von der ETH-Zürich entwickelte MATLAB[®]-Funktion „DPM“ herangezogen. Es handelt sich um einen verbesserten Algorithmus, der den Verlauf der optimierten Zustandskurve näher an die Systemgrenzen zulässt und dadurch das Ergebnis zusätzlich verbessert. Um das zu erreichen, durchläuft die Funktion dreimal den Optimierungsalgorithmus. Bei den ersten beiden Durchläufen werden die obere und untere Zustandsbeschränkung ermittelt und beim letzten Durchlauf die Gewichtungen zwischen den diskretisierten Zuständen bestimmt. Dazu wurde auch ein MATLAB[®]-Modell des parallelen Hybrid-Antriebsstrangs geschrieben (Gleichung 5.2.), das als die Eingangsfunktion in den DPM-Optimierer dient. Die Abbildung 5.2. zeigt das Diagramm des optimierten SOC-Verlaufs des HUDDS-Fahrzyklus mit den Systemgrenzen und der optimalen Momentverteilung zwischen den beiden Antriebsmaschinen:

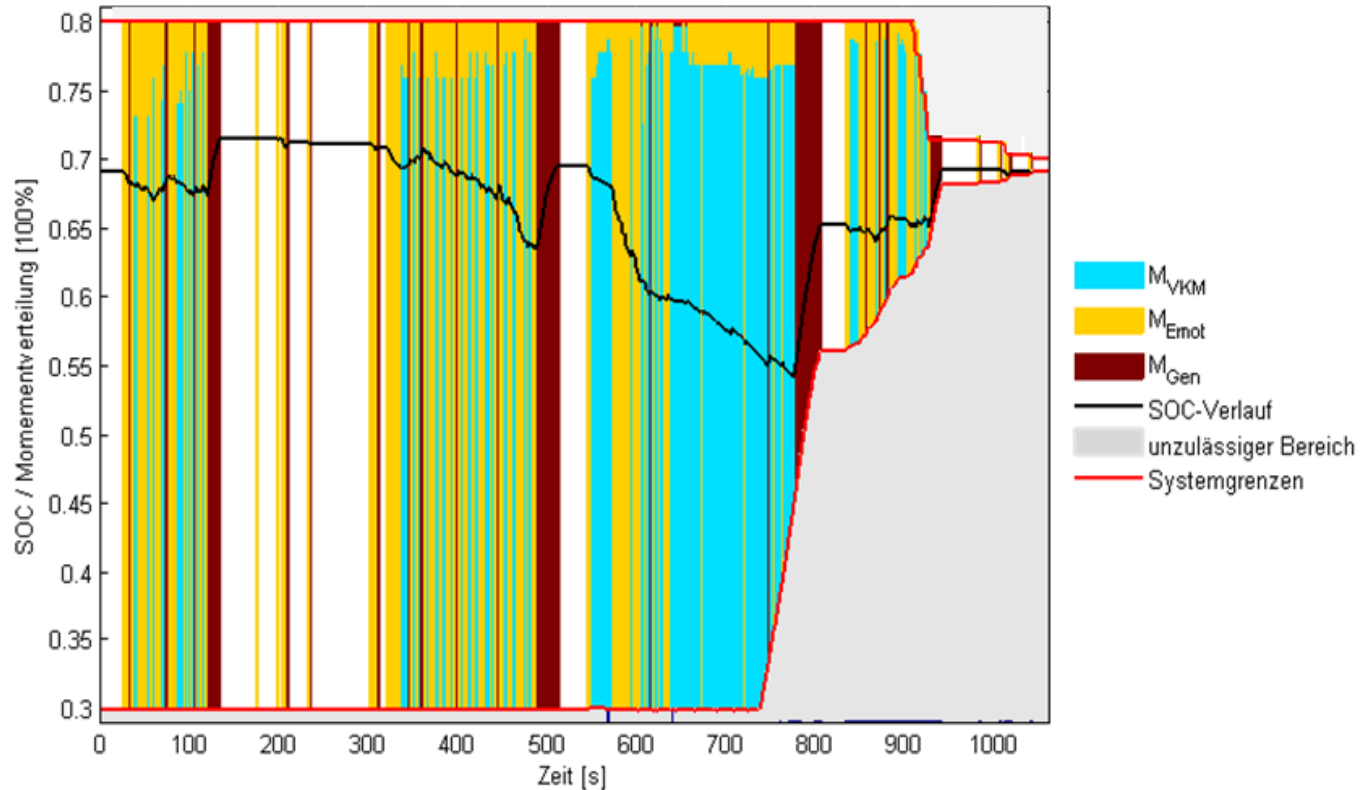


Abbildung 5.2: Anwendung der DPM-Funktion

In der Literatur [19] gibt es Beispiele für die Anwendung der DPM-Funktion zur Ermittlung des optimalen Leistungsverteilungsfaktors u_k an PKW-Fahrzeugmodellen. Bei den ersten Versuchen die DPM-Funktion an dem gleichartig gebauten MATLAB®-Modell des parallelen Nutzfahrzeug-Antriebsstranges anzuwenden, ergaben sich einige Probleme für das DPM-Programm. Die Identifizierung dieser Probleme und die anschließende Anpassung des Nutzfahrzeugmodells an die richtige Anwendung der DPM-Funktion, entwickelten sich zu einem wesentlichen Teil dieser Diplomarbeit.

Wie schon im Kapitel 4.1.3.1. erwähnt, ist das überschüssige Leistungsangebot einer VKM bei einem PKW, aufgrund der geringeren Masse auch viel größer als bei einem LKW. Aus dem Bedarf- und Angebot-Momentbild aus den Simulationsdaten eines parallelen Hybridautos ist ersichtlich, dass das Leistungsangebot sowohl von der VKM als auch vom Generator immer ausreichend ist (Abbildung 5.3.). Die abgebildeten Daten in Abbildung 5.3. stammen auch aus dem mit der DPM-Funktion kommenden Beispiel eines parallelen Hybridautos. Mit ausreichendem Leistungsangebot für die Fahranforderungen eines Fahrzyklus kommt das DPM-Programm ohne Probleme zum Optimierungsergebnis.

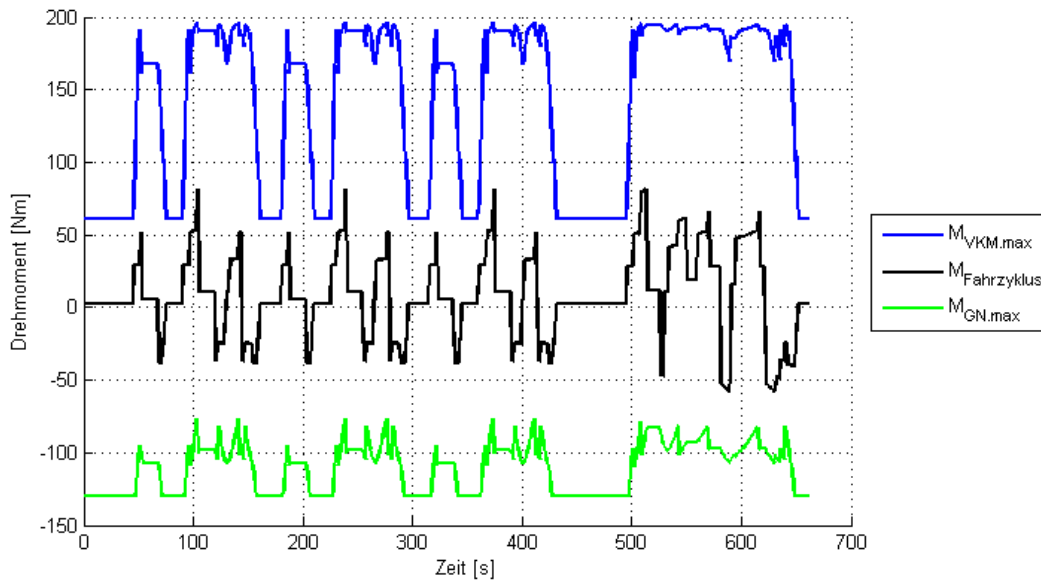


Abbildung 5.3: Bedarfs- und Angebots-Momentverteilung eines parallelen Hybrid-Antriebsstrangmodells eines PKWs

Sollte aber das Leistungsangebot zu irgendeinem Zeitpunkt, wenn auch nur kurzfristig und ganz gering, nicht ausreichen, bricht das DPM-Programm ab und gibt eine Fehlermeldung aus. Innerhalb des MATLAB[®]-Modells des hybriden Antriebsstrangs wird zu jedem Zeitpunkt überprüft, für welche Werte des Steuerungssignals u_k sich die nicht einnehmbare Zustände der einzelnen Antriebsstrang-Komponenten einstellen (in der Zustands-Richtung zu einem bestimmten diskreten Zeitpunkt, siehe Abbildung 5.1.). Es wird für jede Komponente ein Vektor I mit zulässigen und unzulässigen Punkten in Abhängigkeit von u_k gebildet (0 für zulässig und 1 für unzulässig). Sollte die Überschneidung von allen I Vektoren einen Vektor mit allen Einträgen gleich eins ergeben, gilt dieser Zeitschritt infolge von Eingangsdaten (Fahrzyklusanforderungen) als unmöglich. An diesen Stellen bricht die Optimierung ab. Siehe dazu folgendes Beispiel:

$$\begin{array}{l}
 I_{VKM} = \\
 I_{EM} = \\
 I_{Bat} = \\
 \hline
 I_{Antriebsstrang} =
 \end{array}
 \begin{array}{c|c|c}
 1 & 0 & 0 \\
 0 & 1 & 0 \\
 0 & 0 & 1 \\
 \hline
 1 & 1 & 1 \\
 \hline
 u_{i-1} & u_i & u_{i+1}
 \end{array}
 \quad \text{oder:} \quad
 \begin{array}{l}
 I_{VKM} = \\
 I_{EM} = \\
 I_{Bat} = \\
 \hline
 I_{Antriebsstrang} =
 \end{array}
 \begin{array}{c|c|c}
 1 & 1 & 1 \\
 0 & 0 & 0 \\
 0 & 0 & 0 \\
 \hline
 1 & 1 & 1 \\
 \hline
 u_{i-1} & u_i & u_{i+1}
 \end{array}$$

Kurzfristige Leistungsmängel sind allerdings aufgrund der Knappheit des Leistungsangebotes (siehe Kapitel 4.1.3.1.) während des Betriebs eines LKWs sehr oft der Fall (Abbildung 5.4.).

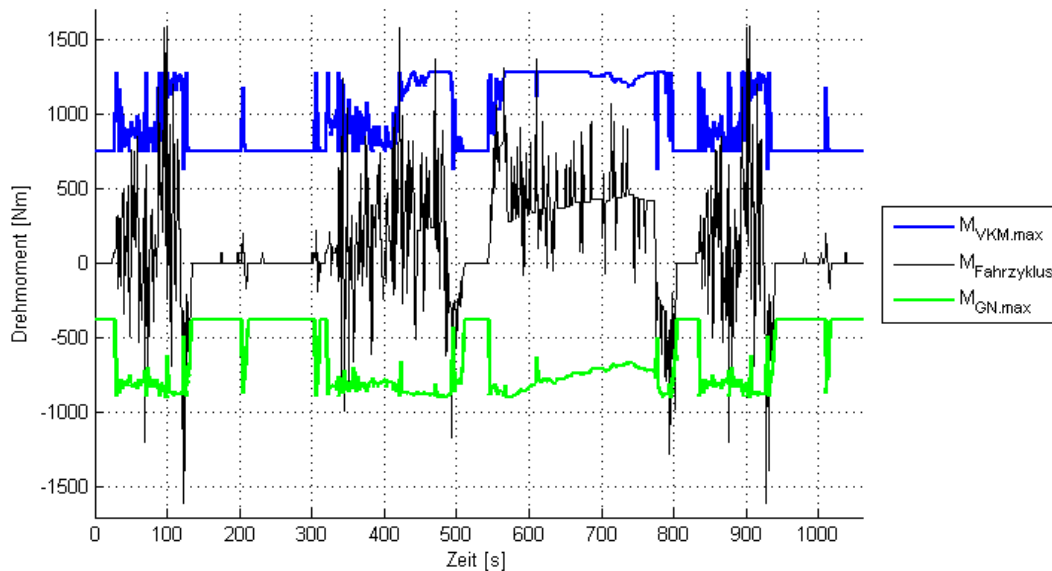


Abbildung 5.4: Bedarf- und Angebot-Momentverteilung des parallelen Hybrid-Antriebsstrangmodells (HUUDS-Fahrzyklus)

In dieser Abbildung 5.4. sieht man, dass nicht nur die Maximalmoment-Kurve nach oben (VKM-Maximalmoment) sondern auch nach unten (Generator-Maximalmoment) überschritten wird. Der Grund dafür ist, dass der simulierte parallele Hybriden-Antriebsstrang auch eine Betriebsbremse voraussetzt, und deswegen nach unten durch diese Reibungsbremse begrenzt ist, was in DPM-Funktion nicht berücksichtigt wird.

Die oberen Leistungsüberschreitungen wurden durch eine neue optimierte Schaltstrategie des Getriebes deutlich reduziert (siehe Kapitel 4.1.3.1.). Die Schwierigkeit bei der Entwicklung der neuen Schaltstrategie lag darin, dass sie für die verschiedensten Einsatzszenarien und variierenden Beladungszustände, welche in jedem einzelnen Fall unterschiedliche Rahmenbedingungen ergab, immer gut funktionieren musste und sich dementsprechend an die unterschiedlichen Bedingungen selbst anpassen musste. Aus diesem Grund wurde in der Betriebsstrategieoptimierung ein zusätzlicher Optimierer für die Gangwahl implementiert, der die Aufgabe sehr gut erfüllt.

Gänzlich konnten aber unzulässige Betriebspunkte nicht vermieden werden. Um den restlichen nicht zugelassenen Betriebszustände nachzukommen, musste das MATLAB®-Fahrzeugmodell des Hybriden-Antriebsstrangs angepasst werden. Dies wurde bewerkstelligt indem das MATLAB®-Modell für jeden Zeitschritt die Fahranforderungen überprüft und im Falle einer Überschreitung des momentanen Minimal- oder Maximalmoments, das Moment zurück auf den minimalen oder maximalen Moment setzt und an die DPM-Funktion weitergibt. Dieser Ansatz ist für die Bremsmomente (Minimalmomente), die generatorisch aufgebracht werden, zulässig, da die überschüssige Energie in den Betriebsbremsen abgebaut wird. Für die

überschreitenden Maximalmomente ist dies eine Vereinfachung, die nur für wenige solcher Korrekturen noch ein zulässiges Ergebnis bereitstellt. Abhilfe kann die Implementierung der sogenannten „Boosterfunktion“ in der Betriebsstrategie schaffen.

Die Kombination aus der optimierten Schaltstrategie mit dem angepassten MATLAB®-Modell ist für die Anwendung der DPM-Funktion sehr robust und verursacht keinen Abbruch des Programms. Es bleibt allerdings am Benutzer anhand des Bedarf- und Angebot-Momentbildes über die Richtigkeit der Ergebnisse zu urteilen und entsprechende Maßnahmen zu setzen.

5.1.2. Analyse

Anhand der aus der Optimierung gewonnenen Daten wird ein Benchmarking der intuitiven Betriebsstrategie für die vorhandene Konfiguration durchgeführt. Durch den Vergleich werden die Schwachpunkte und Verbesserungspotentiale der Betriebsstrategie ersichtlich.

Für diesen Vergleich werden die, mithilfe der intuitiven und der optimierten Betriebsstrategie, ermittelten Simulationsdaten beim HUUDS-Fahrzyklus und unter maximaler Beladung von 18 t in verschiedenen Diagrammen dargestellt und analysiert. Die optimierte Strategie erzielt dabei einen Verbrauch von 26,3 l/100km. Das entspricht einem Kraftstoffersparnis von 15,2 % gegenüber der intuitiven Strategie mit einem Verbrauch von 31 l/100km. In der Abbildung 5.5. sind die SOC-Verläufe der beiden Strategien und der Geschwindigkeitsverlauf des Fahrzyklus über die Zeit dargestellt. Mithilfe des SOC-Verlaufs kann man die Funktionsweise der Betriebsstrategie bei hybriden Antriebssystemen gut beobachten.

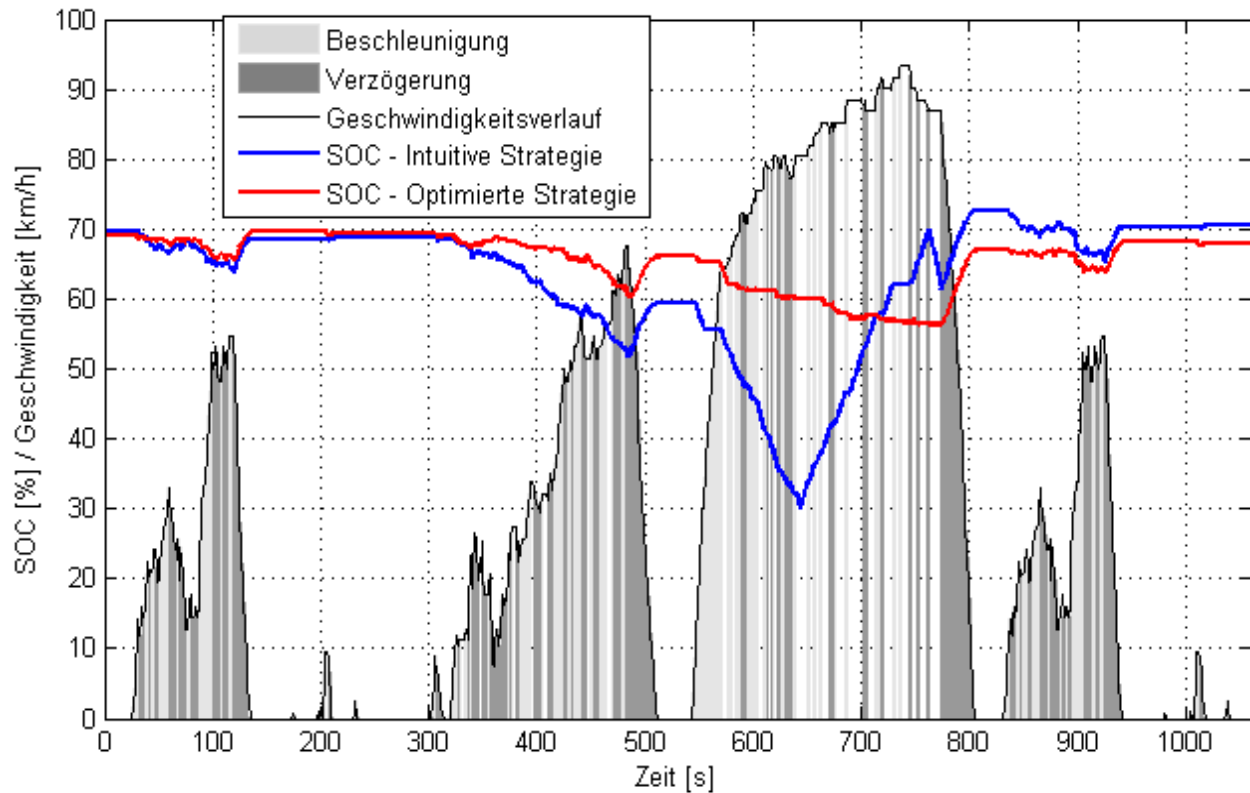


Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der SOC-Verläufe von der intuitiven und der optimierten Strategie beim HUUDS-Fahrzyklus mit 18 t Beladung

Bei der Betrachtung der Abbildung 5.5. fällt als erstes auf, dass bei der optimierten Strategie nur ein Teil des zur Verfügung stehenden SOC-Fensters, zwischen 30 % und 70 %, genutzt wird. Weiters zu bemerken ist, dass die Breite des benutzten SOC-Fensters vom Anteil der rekuperierten Energie abhängig ist. Daraus lässt sich schließen, dass ein Hybridfahrzeug nur so viel elektrische Energie aus der Batterie benutzen sollte, die es auf dieser Strecke auch durch Rekuperation zurückgewinnen kann, um ein Kraftstoffverbrauchsminimum zu erreichen.

In den Abbildungen 5.6. und 5.7. werden die Momentverteilungen zwischen der VKM und der elektrischen Maschine von den beiden Betriebsstrategien dargestellt.

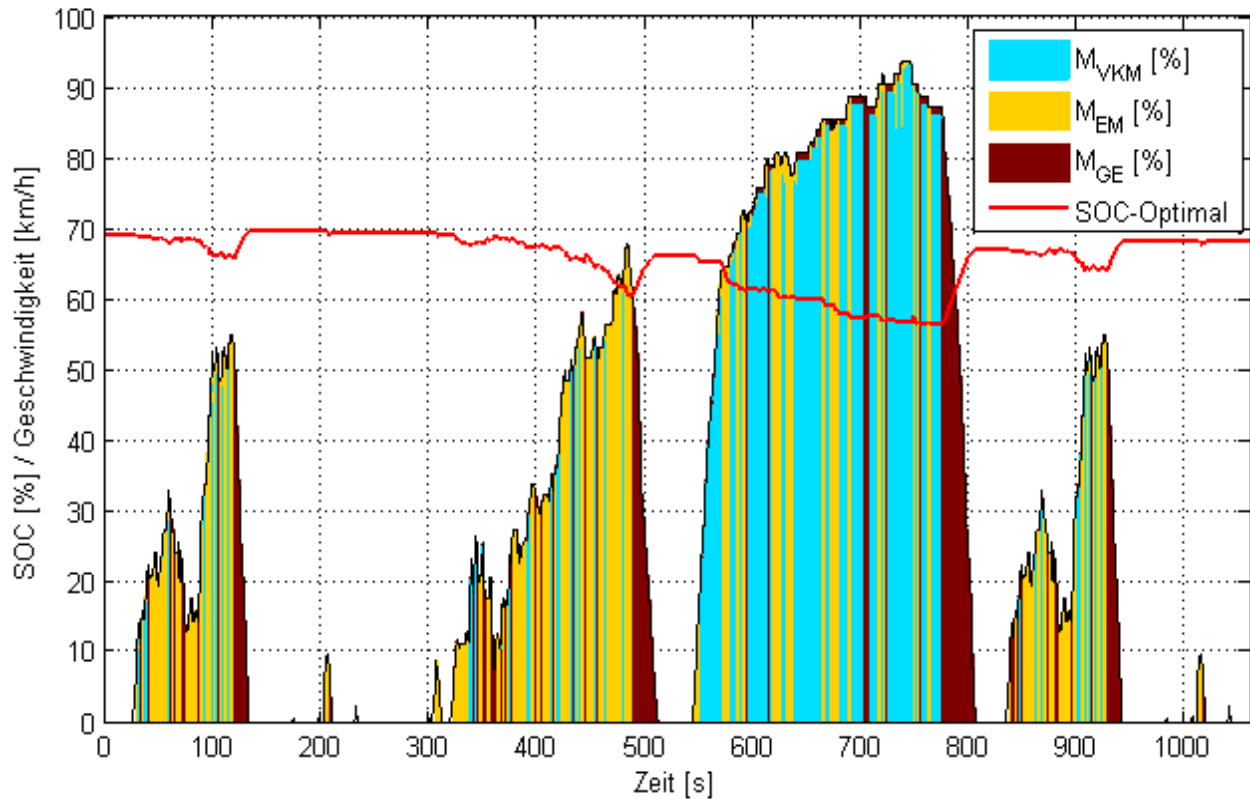


Abbildung 5.6: Prozentuelle Momentverteilung über dem Fahrzyklus und der SOC-Verlauf bei der optimierten Strategie

Beim Vergleich der Abbildungen 5.6. und 5.7. sieht man, dass obwohl der Kraftstoffverbrauch bei der optimierten Strategie niedriger ist, die VKM trotzdem öfter im Einsatz ist als bei der intuitiven Strategie. Den gleichen Sachverhalt sieht man auch in der Abbildung 5.8. bei der Verteilung der Betriebspunkte von der VKM. Die Abbildung 5.6. zeigt, dass die VKM fast nie allein im Einsatz ist, um die Fahrleistung zu gewährleisten, sondern immer in einem Zusammenspiel mit der elektrischen Maschine durch die Lastpunktanhebung oder durch die Boosterfunktion ist. Da die Fahranforderungen vom ganzen Fahrzyklus schon von Anfang an bekannt sind, wird bei der optimierten Strategie immer nur so viel Fahrleistung bei den Beschleunigungsabschnitten elektrisch beigetragen, wie beim nachkommenden Bremsabschnitt auch zurückgewonnen bzw. rekuperiert werden kann. Daher wird auf die in der Batterie zur Verfügung stehende elektrische Energie quasi verzichtet. Der Grund dafür liegt in der negativen Energiebilanz zwischen dem durch die Lastpunktanhebung entstandenen Effizienzgewinn und dem Effizienzverlust durch die lange Wirkungsgradkette, die bei der Speicherung und dem Einsatz der elektrischen Energie aus der Batterie vorhanden ist.

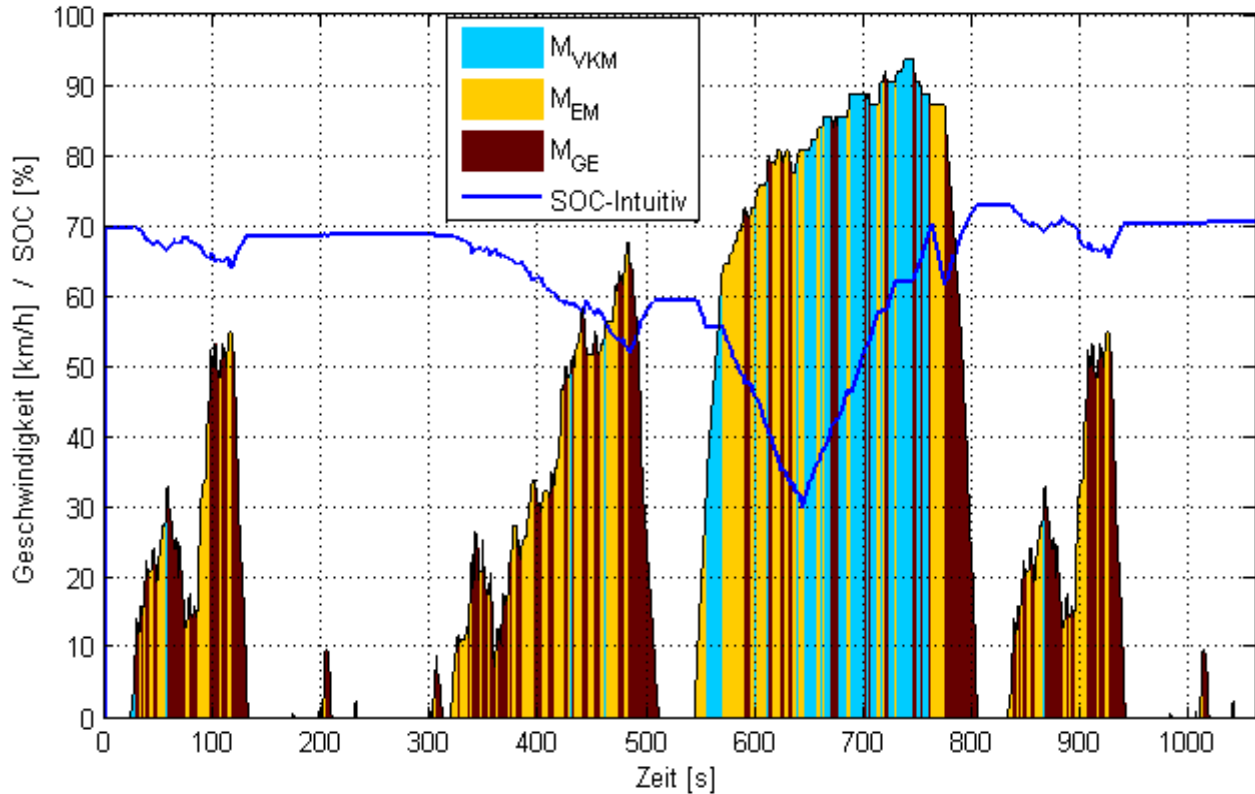


Abbildung 5.7: Momentverteilung über dem Fahrzyklus und der SOC-Verlauf bei der intuitiven Strategie

Bei der intuitiven Strategie wird nach dem Erreichen der unteren SOC Grenze von 30 % die Batterie mithilfe der VKM durch Lastpunktanhebung wieder geladen (Abbildung 5.7.). Obwohl die VKM bei den höheren Lastpunkten bessere Wirkungsgrade hat, reicht dieser Effizienzgewinn nicht aus um die Energieverluste, die bei der Speicherung und Wiederverwendung der elektrischen Energie für den Antrieb verloren gehen, zu kompensieren. Deswegen erzielt die optimierte Strategie einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch, wenn sie eine Nutzung der VKM zum Laden der Batterie vermeidet. Die wenigen Schritte in der Abbildung 5.6, die die Lastpunktanhebung vorweisen, resultieren eher aus den mathematischen Berechnungen für den optimalen Betriebspunkt der VKM und der Erhaltung des nötigen SOC-Niveaus für den jeweiligen Zeitschritt im Zusammenhang mit dem nächststehenden „Rekuperations-Sprung“.

Obwohl sich die Lastpunktanhebungsfunktion im Vergleich mit einer optimierten, und aus dem Grund auch einer nicht realen Betriebsstrategie als nachteilig erwiesen hat, lassen sich aus dem gleichen Vergleich die Vorteile der Lastpunktanhebung gegenüber einem konventionellen Antrieb ableiten. Um das zu erläutern dient die Abbildung 5.8.

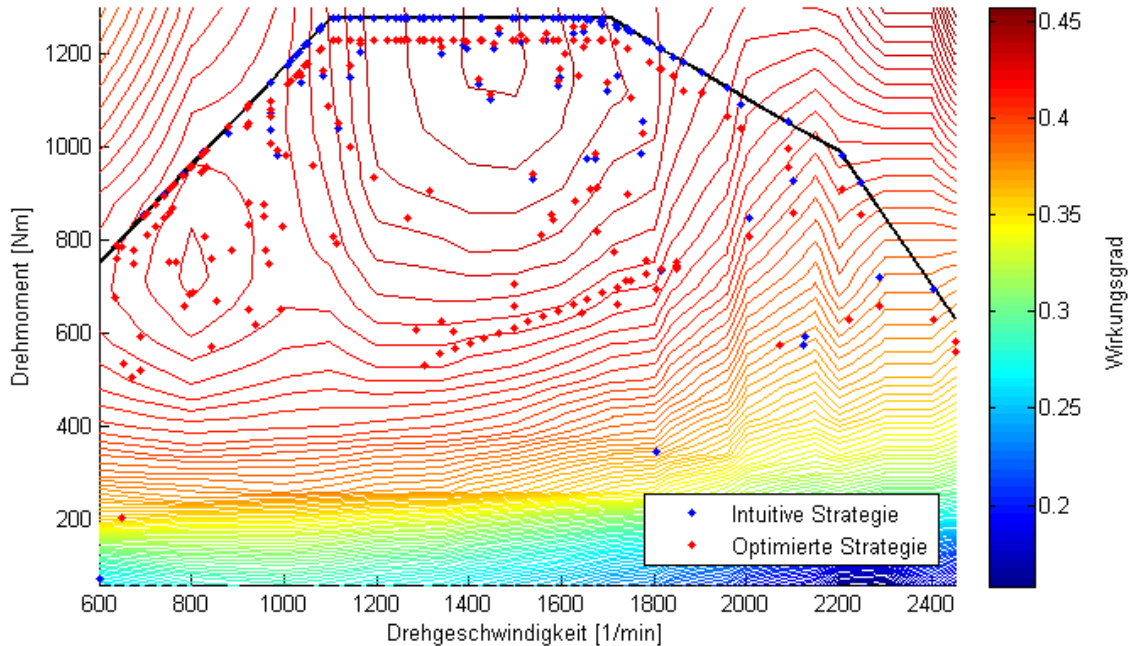


Abbildung 5.8: Verteilung von VKM-Betriebspunkten bei der intuitiven und der optimierten Betriebsstrategie

Man sieht, dass die beiden Strategien die unteren Bereiche mit schlechterer Effizienz des VKM-Betriebsfeldes vermeiden. Bei der intuitiven Strategie wird dies sowohl direkt als auch indirekt durch die Lastpunktanhebung ermöglicht. Beim VKM-Betrieb werden diese Betriebspunkte direkt durch die Lastpunktanhebung vermieden. Die überschüssige Leistung daraus wird in die Batterie als elektrische Energie gespeichert und später für das elektrische Fahren benutzt, wobei die VKM ausgeschaltet ist. Somit werden auch indirekt die VKM-Betriebspunkte mit schlechterem Wirkungsgrad durch die Lastpunktanhebungsfunktion vermieden.

In Abbildung 5.8. ist ersichtlich, dass die optimierte im Gegensatz zur intuitiven Strategie einen breiteren Bereich des VKM-Betriebsfeldes nutzt. So zeigt sich zum Beispiel der Bereich um 600 Nm und etwa $1500 \frac{1}{min}$, mit ca. 40 % Wirkungsgrad als immer noch günstiger Betriebsbereich. Die intuitive Strategie versucht dagegen mit maximaler Auslastung der VKM die Batterie möglichst schnell wieder auf die 70 % SOC zu laden. Da dabei die Wirkungsgrade des Generators nicht betrachtet werden, kann es trotz des guten Wirkungsgrades der VKM vorkommen, dass der Gesamtwirkungsgrad des Systems VKM-Generator-Batterie schlechter ist. Daher wäre eine verbesserte Lastpunktanhebungsfunktion, die auf den Gesamtwirkungsgrad abgestimmt wäre, denkbar.

Um ein noch optimierteres Verbrauchsergebnis zu erzielen, wäre ein Fahrassistenzsystem denkbar, das mithilfe der GPS¹¹-Daten der Strecke, das Fahrverhalten des Fahrzeugs und auch die Leistungsverteilung der Antriebsmaschinen optimiert und vorprogrammiert.

¹¹ Englisch: „Global Positioning System“

6 Auswertung

6.1. Simulationsergebnisse

Nachdem alle Modelle erstellt wurden, sind die Verbrauchssimulationen an den verschiedenen Fahrzyklen (siehe Kapitel 4.1.1.) durchgeführt worden. Darüber hinaus wurden auch sämtliche Fahrzyklen mit verschiedenen Beladungszuständen (8t, 12t und 18t) simuliert. Die Ergebnisse aus allen Simulationsverläufen sind in der Tabelle 6.1. dargestellt. Neben dem gesamten Kraftstoffverbrauch und der prozentuellen Kraftstoff-Ersparnis gegenüber dem konventionellen Antriebsstrang-Modell, wurden bei jedem Simulationsverlauf zusätzlich die Summe der gesamten negativen Bremsenergie des jeweiligen Fahrzyklus und der prozentuelle Anteil der davon zurückgewonnenen Rekuperationsenergie ermittelt. Der Überblick über die potentielle und tatsächlich zurückgewonnene kinetische Energie lässt die Rückschlüsse auf die Einsparungsursachen und die Einsparungsunterschiede.

In der Tabelle waren die durchgestrichenen Fahrzyklen in der Kombination mit den jeweiligen Beladungszuständen nicht fahrbar. Sie weisen im Momentverlauf-Diagramm sehr häufig die Betriebspunkte auf, die außerhalb der Kurve des maximalen Momentverlaufes der VKM sind. Die Fahrzyklen, die mit einem Rufzeichen gekennzeichnet sind, weisen eine geringe Anzahl solcher Betriebspunkte auf und können deshalb für den Vergleich des Kraftstoffverbrauchs genutzt werden.

In den folgenden Kapiteln findet eine genauere Analyse der Simulationsergebnissen statt.

Verbrauch [l/100km]	KONVENTIONELL				SERIELL				PARALLEL				Recup. (%)	
	Verbrauch	Ersparnis (%)	E-Negativ [kWh]	E-Recup. [kWh]	Recup. (%)	Verbrauch		Ersparnis (%)		Optimierung		E-Negativ [kWh]		E-Recup. [kWh]
						mit S/S	mit S/S	mit S/S	mit S/S	Ersparnis (%)	Ersparnis (%)			
8t	40,65	-0,27	16,57	3,75	22,61	32,29	27,62	20,57	21,38	47,41	16,56	3,24	19,59	
New York I	76,88	59,95	1,67	1,15	68,82	54,7	13,67	28,85	82,22	78,86	1,67	0,97	58,15	
(1Bat.)	38,91	49,39												
Asia	43,35	41,83	3,51	8,57	56,41	28,57	25,51	34,09	41,15	19,59	15,19	5,03	33,09	
HUDDS	40,62	35,88	11,67	1,43	52,98	31,01	24,98	23,66	38,50	18,74	2,70	1,37	50,64	
JE05	36,76	29,42	19,97	3,74	46,63	29,46	23,06	19,86	37,27	15,37	3,74	1,72	46,01	
NEDC	38,07	32,85	13,71	2,72	55,06	31,89	27,23	16,23	28,47	18,51	2,72	1,55	56,77	
Steyr_Loop	32,66	28,8	11,82	3,12	50,51	23,79	19,75	27,16	39,53	14,45	6,16	2,99	48,56	
Steyr_Loop_18t	31,83	27,9	12,35	5,78	44,21	23,62	20,02	25,79	37,10	14,09	5,78	2,42	41,84	
Müllsammeln	95,23	30,08	68,41	2,18	79,50	88,66	40,24	6,90	57,74	24,13	0,22	0,13	61,59	
(1Bat.)	33,52	64,80												
12t	44,83					35,23	30,57	21,41	31,81	20,93	24,84	3,78	15,24	
New-York	88,27													
Asia	48,5					33,95	31,1	30,00	35,88	20,54	22,78	6,02	26,41	
HUDDS I	44,83	43,04	3,99	2,27	56,01	33,83	27,79	24,54	38,01	22,44	4,05	1,91	47,19	
JE05	40,72	36,02	11,54	2,74	48,73	32,35	25,54	20,56	37,28	18,94	5,61	2,53	45,11	
NEDC I	42,04	39,26	6,61	2,42	59,14	34,2	29,04	18,65	30,92	22,00	4,08	2,06	50,49	
Steyr_Loop	38,46	36,32	5,56	4,87	52,57	27,16	22,93	29,38	40,38	18,73	9,25	4,35	47,08	
Steyr_Loop_18t	36,45	35,15	3,57	4,87	52,57	26,96	23,29	26,04	36,10	18,05	8,66	3,38	39,03	
Müllsammeln	107,8	46,24	57,11	3,16	77,00	85,29	35,16	20,88	67,38	32,90	0,33	0,16	50,12	
18t	48,33													
New-York	101													
Asia	49,84													
HUDDS I	51,33	53,47	-4,17	3,50	57,44	37,55	31,05	26,85	39,51	26,33	6,08	2,56	42,10	
JE05	47,27	48,68	-2,98	4,19	49,73	37,12	30,11	21,47	36,30	23,54	8,42	3,58	42,52	
NEDC	48,52	48,52				40,86	35,35	15,79	27,14	27,25	6,13	2,05	33,42	
Steyr_Loop I	48,54	49,01	-0,97	7,50	53,99	33,24	29,27	31,52	39,70	24,78	13,87	5,53	39,84	
Steyr_Loop_18t	44,77	47,26	-5,56	6,32	48,57	32,77	28,84	26,80	35,58	23,84	13,00	4,36	33,51	
Müllsammeln	131,1	72,42	44,76	4,62	75,03	105,5	56,59	19,53	56,83	42,42	0,49	0,24	49,31	

S/S - Start/Stop

Tabelle 6.1: Ergebnisse

6.1.1. Variation der Fahrzyklen

Bei der ersten Betrachtung der Tabelle 6.1. lässt sich im Großen und Ganzen sagen, dass sowohl das serielle als auch das parallele Hybrid-Antriebsstrangmodell gute Einsparpotenziale gegenüber dem konventionellen Antriebsstrangmodell versprechen. Darüber hinaus zeigt sich die parallele Topologie im Vergleich zur seriellen, im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch, als vielseitigeres und insgesamt besser funktionierendes System. Dabei weist das parallele Antriebsstrangmodell ein, auf allen getesteten Strecken und Beladungszuständen durchschnittliches Kraftstoff-Einsparpotential von 41% auf. Dem gegenüber stehend weist das serielle Antriebsstrangmodell ein durchschnittliches Kraftstoff-Einsparpotential von 16 % auf.

Erwartungsgemäß hat das serielle Antriebsstrangmodell einen etwas besseren Rekuperationsdurchschnitt als das parallele Antriebsstrangmodell, nämlich 55,38 % zu 42,5 %. Die beiden Fahrzyklen, „New York“ und „Müllsammler“, bestehen aus ständig abwechselnden Stillstand- und Fahrtabschnitte, wodurch sie perfekt für die Rekuperation von großen Mengen der Bremsenergie geeignet sind. Dadurch beeinflussen sie den Vergleich zwischen diesen beiden Topologien zu Gunsten des seriellen Antriebsstrangmodells. Dieser Unterschied verringert sich, wenn die beiden Fahrzyklen mit hohen Stillstandszeiten wegfallen. Dann beträgt dieser Unterschied nämlich nur noch 50 % zu 42,16 %.

Dieses Ergebnis ist etwas überraschend, da aufgrund der vorhandenen zwei elektrischen Maschinen bei dem seriellen Antriebsstrangmodell, ein größerer Unterschied der rekuperierten Energie zu erwarten war.

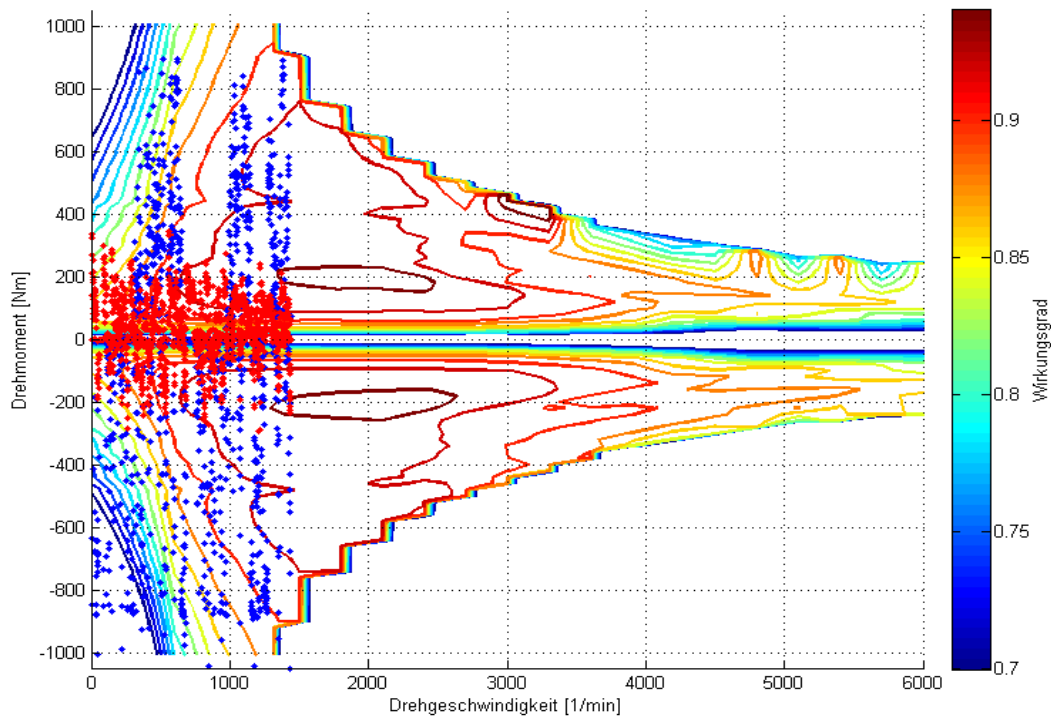


Abbildung 6.1: Betriebspunkte der elektrischen Maschine, Fahrzyklus – Steyr Loop, rot – serielles Modell, blau – paralleles Modell

Solches Ergebnis lässt sich mit der ungünstigen Verteilung der Generator-Betriebspunkte im Wirkungsgradkennfeld beim seriellen Antriebsstrangmodell erklären, da, wegen den zwei elektrischen Maschinen, nur die Hälfte des Bremsmomentes auf eine Maschine entfällt (siehe Abbildung 6.1.).

Die Abbildungen 6.2, 6.3. und 6.4. zeigen die Leistungsverteilung zwischen der VKM und der elektrischen Maschine beim parallelen Antriebsstrangmodell über drei verschiedene Fahrzyklen und ohne Beladung. Zusätzlich sind auch die Kurven der SOC-Verläufe der beiden hybriden Antriebsstrangmodelle eingezeichnet. Beide Kurven verlaufen innerhalb vom SOC-Fenster zwischen 30 % und 70 % SOC.

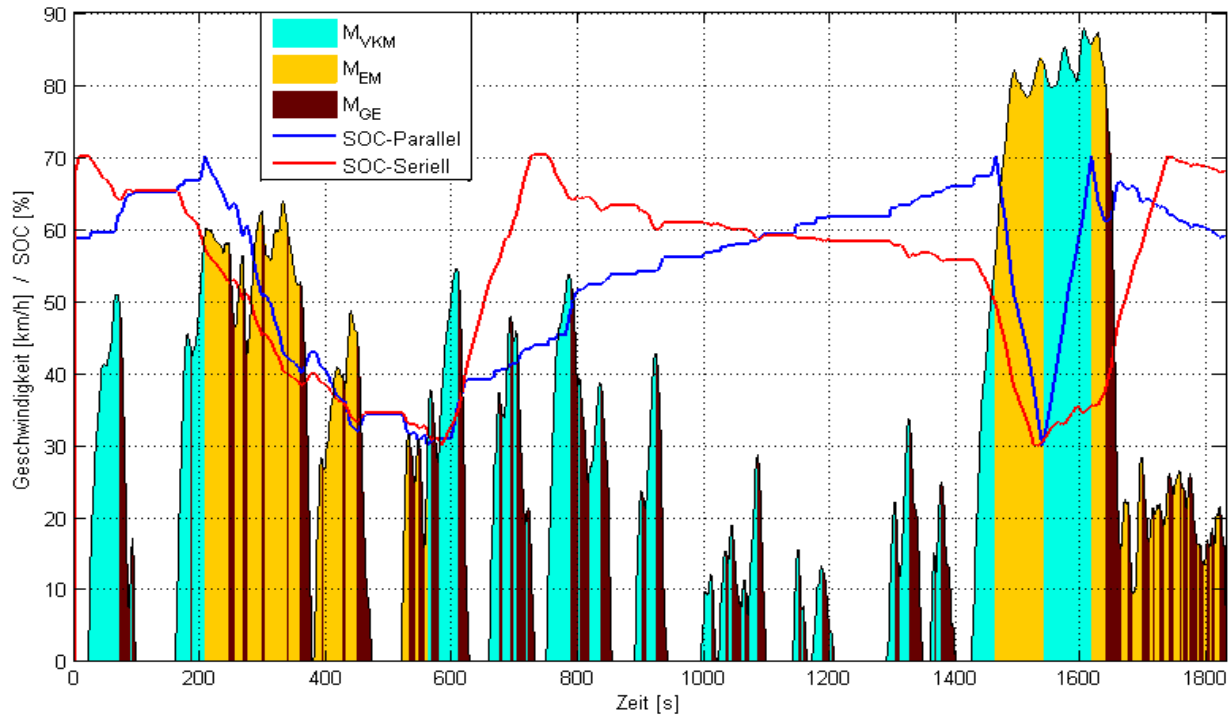


Abbildung 6.2: Analyse, Fahrzyklus - JE05

Zu beobachten sind die steigenden und die absteigenden Abschnitte der beiden SOC-Verläufe. Die steigenden Abschnitte bedeuten, dass die Batterie während des VKM-Betriebs geladen wird, wobei beim parallelen Antriebsstrangmodell zusätzlich die Antriebsleistung auch von der VKM produziert wird. Während den absteigenden Abschnitten wird in beiden Fällen elektrisch gefahren. Die braunen Flächen in den Diagrammen stellen die Verzögerungs- bzw. die Rekuperations-Abschnitte und decken sich bei beiden Modellen. Die Rekuperations-Abschnitte laden zusätzlich die Batterie auf was beim konventionellen Antriebsstrang als Reibbremsenergie verloren gehen würde. Die längeren Phasen des elektrischen Fahrens führen auch zu einer Verbesserung des durchschnittlichen Kraftstoffverbrauchs, da in diesen Phasen kein Kraftstoff verbraucht wird (oder nur wenig im Fall des parallelen Antriebsstrangmodells, da die VKM immer bei der Überschreitung der Leistungsspitzen des E-Motors einspringt; siehe Kapitel 4.2.3.). Es ist in allen drei Diagrammen ersichtlich, dass beim seriellen Antriebsstrangmodell die elektrisch gefahrenen Phasen eigentlich viel Länger als beim parallelen Antriebsstrangmodell ausfallen. Trotzdem kann es sich gegenüber dem parallelen Antriebsstrangmodell nicht behaupten, da die durchschnittlichen Kraftstoffverbräuche immer größer sind.

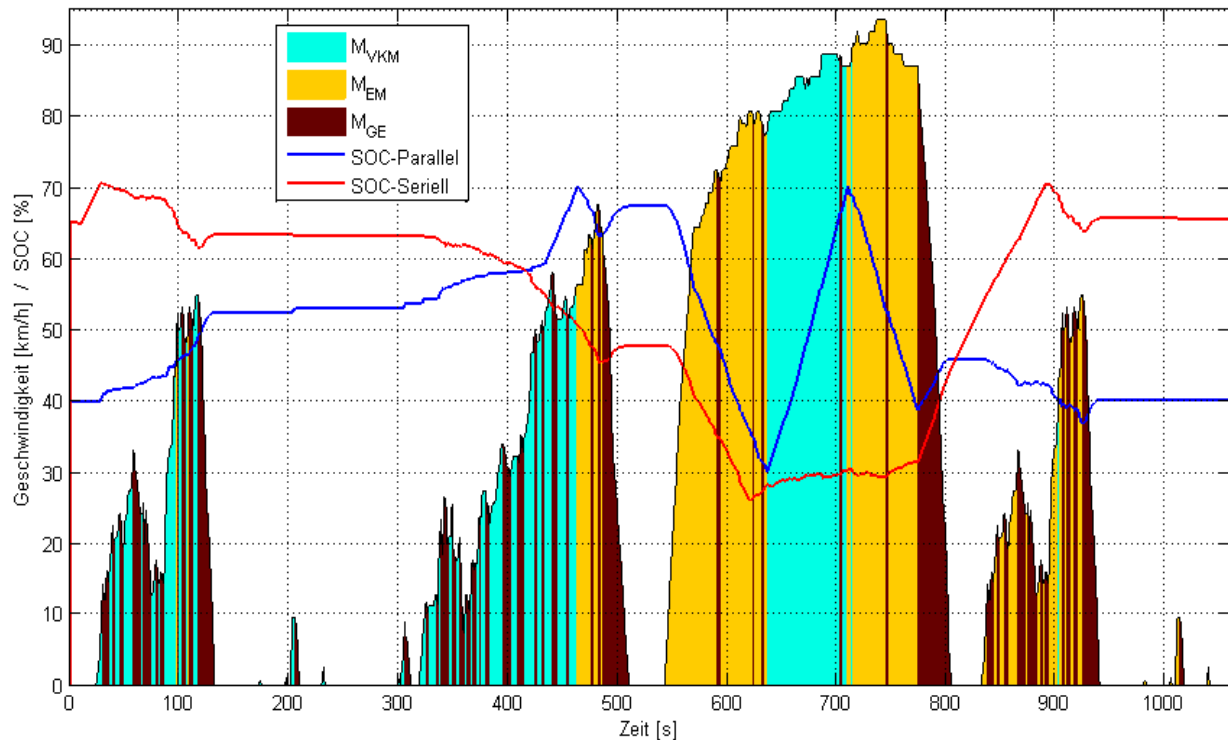


Abbildung 6.3: Analyse, Fahrzyklus - HUDDS

Der Grund dafür liegt in der langen Wirkungsgradkette des seriellen Antriebsstrangmodells, was im Grunde auch die Hauptschwäche dieser Topologie ist. Um diese Behauptung nachzuweisen, wurde aus dem HUDDS-Fahrzyklus der durchschnittliche Wirkungsgrad für beide Antriebsmaschinen aus allen Betriebspunkten ermittelt und mit den restlichen bekannten Wirkungsgraden multipliziert, um so auf einen gesamten Vergleichswirkungsgrad zu kommen:

$$\eta_{parallel_th} = \eta_{VKM} \cdot \eta_r \cdot \eta_{diff} = 0,359 \quad (6.1)$$

$$\eta_{parallel_el} = \eta_{VKM} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_c \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_r \cdot \eta_{diff} = 0,257 \quad (6.2)$$

$$\eta_{seriell} = \eta_{VKM} \cdot \eta_{gen} \cdot \eta_c \cdot \eta_{EM} \cdot \eta_r = 0,253 \quad (6.3)$$

Der effizient ausgelegte Betriebspunkt der VKM bei einem Wirkungsgrad von $\eta_{VKM} = 0,434$ genügt nicht um die restlichen Wirkungsgrade zu kompensieren und somit auf das Wirkungsgradniveau vom parallelen Antriebsstrangmodell zu kommen. Neben der langen Wirkungsgradkette sind speziell für die untersuchten Komponenten die relativ schlecht ausfallenden Wirkungsgrade für den Elektromotor und das große einstufige Getriebe ($\eta_{EM} = 0,83$ und $\eta_r = 0,85$) für die schlechteren Kraftstoffeinsparungsergebnisse mitverantwortlich. Der Grund für den schlechten Wirkungsgrad des Elektromotors liegt, ähnlich wie beim oben erklärten Rekuperationswirkungsgrad, in der ungünstigen Verteilung der Betriebspunkte (siehe Abbildung 6.1.).

Daraus lässt sich schließen, dass sich die Potentiale des seriellen Antriebsstrangmodells durch eine Optimierung der Antriebsstrangkomponenten erweitern lassen. Denkbar wäre hier ein einfaches zweistufiges- oder ein Achsgetriebe mit besseren Wirkungsgraden mit nur eine elektrischen Maschine. Vor allem zeigt das serielle Antriebsstrangmodell sehr gute Kraftstoff-Einsparpotentiale in den „New York Bus“ und „Müllsammler“ Fahrzyklen, die sehr viele Start-Stopp Vorgänge aufweisen und dadurch das sehr gute Rekuperationspotential dieses Modells zum Ausdruck bringen.

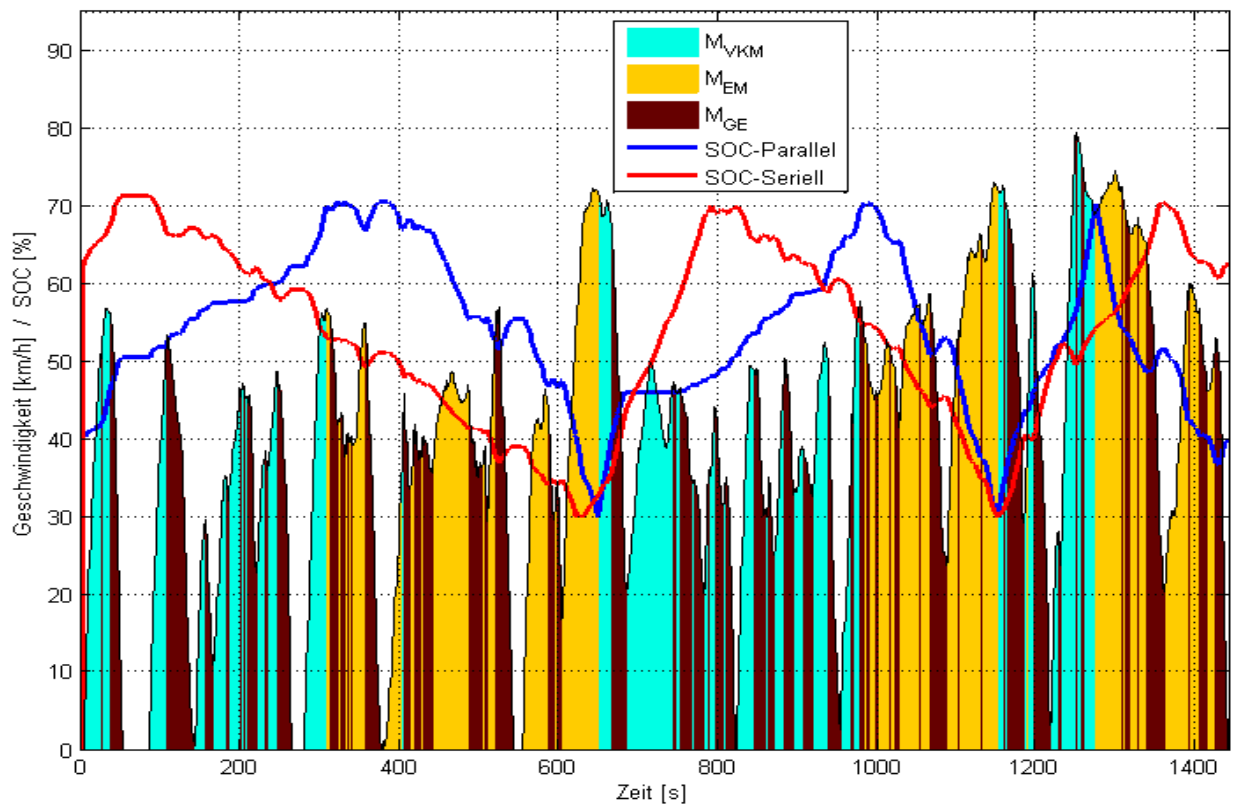


Abbildung 6.4: Analyse, Fahrzyklus-Steyr Loop

6.1.2. Variation der Beladung

Auch bei der Variation der Beladungszustände zeigt sich das parallele Antriebsstrangmodell in Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch als die bessere und auch als beladungszustand-unempfindlichere Antriebsstrangtopologie. Mit steigender Beladungsmasse bleiben die relativen Kraftstoffeinsparnisse sehr gut und relativ konstant (Abbildung 6.5.).

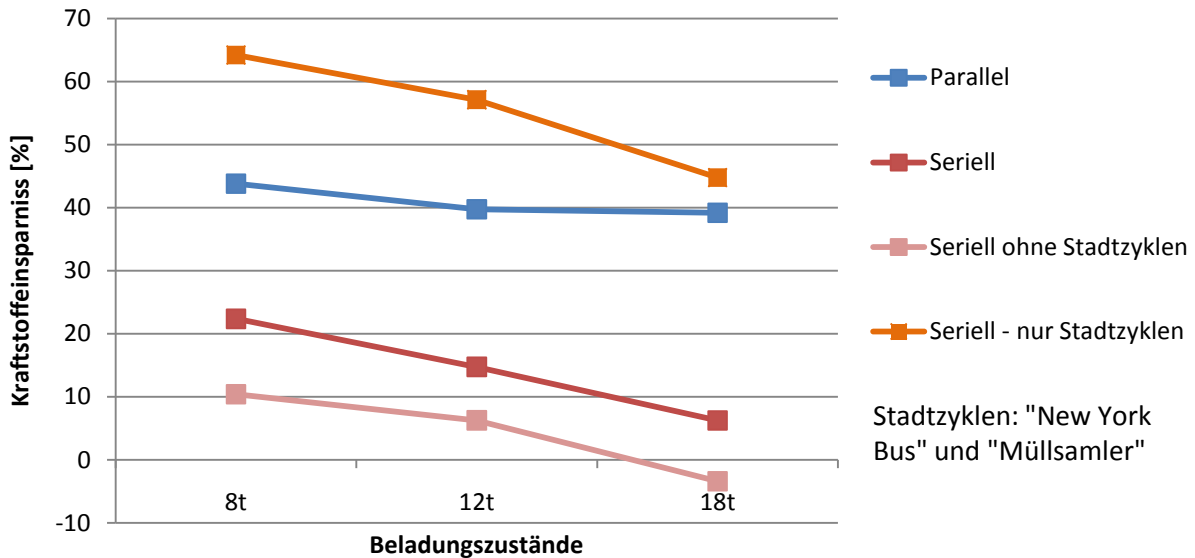


Abbildung 6.5: Relative Kraftstoffersparnis unter verschiedenen Beladungszuständen

Andererseits werden mit steigender Beladung die durchschnittlichen Kraftstoffersparnisse beim seriellen Antriebsstrangmodell immer schlechter. Der im letzten Kapitel beschriebene schlechte Wirkungsgradeffekt wirkt sich mit steigenden Leistungen immer mehr aus. Wenn man die zwei Stadtzyklen außen vor lässt und die Abhängigkeit von der steigenden Beladungsmasse nur bei den Mischzyklen betrachtet, werden die Verbrauchsergebnisse sogar schlechter als beim konventionellen Antriebsstrangmodell (siehe Abbildung 6.5.).

Die Einsparpotentiale bleiben jedoch mit steigender Beladung bei den Stadtzyklen, auch beim seriellen Antriebsstrangmodell, sehr hoch. Trotz des schlechten Wirkungsgrads, wird durch sehr viele Bremsphasen ausreichend kinetische Energie zurückgewonnen um die relativen Kraftstoffeinsparungen hoch zu halten (siehe Abbildung 6.5.).

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Anhand der zwei längsdynamischen Simulationsmodelle der hybriden Nutzfahrzeug-Antriebsstränge, nämlich des parallelen und des seriellen Antriebsstrangmodells, wurden die Potentiale hinsichtlich des Kraftstoffverbrauchs in verschiedenen Einsatzgebieten untersucht. Die beiden Modelle sind relativ einfach und robust aufgebaut, jedoch unter Vernachlässigung und Idealisierung aller Antriebsstrangkomponenten, welche einen sehr geringen Einfluss auf den Kraftstoffverbrauch haben (wie beispielsweise Kupplung, Bremsen oder Batterie-Leistungselektronik). Ein drittes konventionelles Antriebsstrangmodell, welches aufgrund gleicher Annahmen sowie mit denselben Antriebsstrangkomponenten gebaut wurde, diente als Vergleichsbasis. Daher erweisen sich die ermittelten Daten trotz der idealisierten Modelle als durchaus gehaltvoll.

Beide hybride Antriebsstrangmodelle konnten die Einsparpotentiale der jeweiligen Topologien auch bestätigen, allerdings mit unterschiedlichem Erfolg. Die Ausnahme stellt das serielle Antriebsstrangmodell dar, welches bei höheren Beladungszuständen einen Mehrverbrauch gegenüber dem konventionellen Antriebsstrangmodell verzeichnete.

Das Parallelhybridfahrzeug zeigte bei allen Einsatzszenarien sehr hohes Einsparpotential und erreichte eine durchschnittliche Kraftstoffersparnis von 41 % gegenüber dem konventionellen Fahrzeugmodell. Die ermittelten Kraftstoffersparnisse sind sowohl bei den Stadtzyklen als auch bei den Misch- bzw. Land-/Autobahnzyklen beträchtlich. Als durchwegs positives Ergebnis dieser Hybridtopologie konnte auch gewertet werden, dass sich der Kraftstoffverbrauch bei den jeweiligen Beladungszuständen nur geringfügig änderte.

Anhand der in dieser Diplomarbeit ermittelten Simulationsdaten lässt sich schlussfolgern, dass das parallele Antriebsstrangkzept gegenüber dem seriellen ein besseres und vielseitigeres Antriebsstrangkzept ist.

Die serielle Hybridtopologie konnte sich in vielen Einsatzszenarien gegenüber dem konventionellen Antriebsstrangmodell behaupten. Allerdings stellte sich dieses Modell nicht als vielseitig heraus. Die besten Kraftstoffersparnisse erzielte das serielle Modell bei den innerstädtischen Einsatzgebieten, wie beispielsweise der Stadtbus-Route oder der Müllsammler-Route wo es durchschnittliche Kraftstoffersparnisse sogar weit über 50 % erreichte.

Die durchgeführten Optimierungen der Betriebsstrategie des parallelen Hybridantriebsstrangmodells bei verschiedenen Fahrzyklen zeigen, dass durch die weiteren Funktionserweiterungen und Verbesserungen der intuitiven Strategie, viel Potential zur weiteren Verringerung des Kraftstoffverbrauchs vorhanden ist. Vor allem wird hier eine Funktionserweiterung durch eine Art „Boosterfunktion“ angesprochen, da die Momentverteilungs-Diagramme der optimierten Strategie zeigten, dass ein ständiges Zusammenspiel von Elektro- und Verbrennungsmotor einen niedrigeren Kraftstoffverbrauch versprechen. Dies setzt natürlich effiziente und schnelle Kupplungssysteme und auch viel komplexere und hochentwickeltere Betriebsstrategien mit einem hohen Rechenaufwand voraus. All diese Voraussetzungen sind eine Frage des zukünftigen Forschungs- und Entwicklungsfortschritts auf dem Gebiet der hybriden Antriebstechnologien.

Mithilfe des seriellen Antriebsstrangmodells wurde gezeigt, dass dieses Antriebsstrangkonzzept große Einsparpotentiale im innerstädtischen Einsatzgebiet hat. Dagegen ist die Verwendung von seriellen hybriden Nutzfahrzeugen in Misch-, Land- und Autobahnzyklen mit Beladungszuständen in den gezeigten Fällen über 12 t eher ungeeignet. Andererseits haben Untersuchungen am seriellen Antriebsstrangmodell gezeigt, dass die richtige Dimensionierung und die Optimierung der Antriebsstrangkomponenten, vor allem der elektrischen Maschine, der VKM und des Getriebes, große Auswirkung auf die Effizienz dieses Antriebstrangs haben. Da die Mehrverbräuche im Vergleich zum seriellen Antriebsstrangmodell bei maximalen Beladungszuständen von 18 t nur gering sind, bleibt offen, inwieweit sich die Effizienz dieses Antriebskonzeptes mit optimierten Komponenten und vor allem verbesserten Wirkungsgraden der einzelnen Komponenten, steigern lässt. Umso interessanter ist diese Topologie, da sie sich im Hinblick auf Betrieb und Integration der Komponenten als simpel darstellt, was die Kosten für die Entwicklung und die Produktion eines solchen Nutzfahrzeugs gering halten würde.

Im Gegensatz zum parallelen Antriebsstrang, bei welchem die elektrische Maschine mehr als eine Art „Unterstützung“ für die VKM beim Kraftstoffsparen gesehen wird, ist das serielle Konzept eher ein elektrischer Antrieb mit der VKM als „Energieerzeuger“. Aus diesem Grund wird eine Effizienzsteigerung der Batteriesysteme in Zukunft, auf dem Weg zur vollen Elektrifizierung des Antriebstrangs, zweifelsohne über das Modell des seriellen Hybrid-Antriebstranges, in Form von sogenannten Range-Extendern, führen.

Literaturverzeichnis

- [1] Shell Deutschland Oil GmbH, *Shell PKW-Szenarien bis 2030 - Fakten, Trends und Handlungsoptionen für nachhaltige Auto-Mobilität*. Hamburg, 2009.
- [2] VDA Verband der Automobilindustrie e. V, *Antriebe und Kraftstoffe der Zukunft*. August, 2009.
- [3] Europäische Kommission, *European Green Cars Initiative - Long Distance Truck Roadmap*. November, 2010.
- [4] Shell Deutschland Oil GmbH, *Shell LKW-Studie - Fakten, Trends und Perspektiven im Straßengüterverkehr bis 2030*. Hamburg/Berlin, April 2010.
- [5] G. Klink, S. Krubasik und A. Gräf, *Nutzfahrzeuge werden grün*. Düsseldorf: A.T. Kerney GmbH, 2010.
- [6] P. Hofmann, *Hybridfahrzeuge*. Wien: Springer-Verlag, 2010.
- [7] W. Hirschberg and K. Prenninger, *Nutzfahrzeugtechnik - Vorlesungsskriptum*. Technische Universität Graz, 2011.
- [8] Economic Commission for Europe United Nations, *Definitions of vehicle energy types*. www.unece.org, April 2011, ECE/TRANS/WP.6/2011/5.
- [9] MAN Nutzfahrzeuge Gruppe, *Grundlagen der Nutzfahrzeugtechnik - Basiswissen LKW und Bus*. München, 2008.
- [10] A. Sciarretta und L. Guzzella, *Vehicle Propulsion Systems- Introduction to Modeling and Optimization*. Berlin Heidelberg: Springer Verlag, 2005.
- [11] G. Kelz, *Modulare Modellbildung und Simualtion von hybriden Antriebssträngen*. Technische Universität Graz: Dissertation, 2010.
- [12] J. Van Mierlo, G. Maggetto und P. Van den Bossche, *Simulation methodologies for innovative vehicle drive systems*. Brüssel.
- [13] K. Prenninger und W. Hirschberg. *Nutzfahrzeugtechnik - Vorlesungsskriptum*. Graz, 2011.
- [14] H. Waser und W. Hirschberg, *Krafftfahrzeugtechnik - Vorlesungsskriptum*. Graz,

2011.

- [15] Hoepke E. et.al, *Nutzfahrzeugtechnik*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2008.
- [16] Angermann A. et.al, *MATLAB-Simulink-Stateflow*. München: Oldenburg Wissenschaftsverlag GmbH, 2009.
- [17] U. Karl, D. Möst, S. Ulrich und B. Ketterer, *Lithium-Ionen Batterien: Stand der Technik und Anwendungspotenzial in Hybrid-, Plug-In Hybrid- und Elektrofahrzeugen*. Karlsruhe, FZKA 7503, 2009.
- [18] A. Amstutz und L. Guzzella, *The QSS Toolbox Manual*. Zürich: ETH-Zürich, Institut für Mess- und Regelungstechnik, June 2005.
- [19] L.Guzzella und O.Sundström, *A Generic Dynamic Programming Matlab Function*. Saint Petersburg, Russia, July, 2009.
- [20] O.Sundström, D. Ambühl und L. Guzzella, *On Implementation of Dynamic Programming for Optimal Control Problems with Final State Constraints*. IFP 2009.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Entwicklung der Güterverkehrsleistung in Europa nach Verkehrsträgern, [1]	1
Abbildung 1.2: Entwicklung von Grenzwerten infolge der Abgasnormen, [4].....	2
Abbildung 1.3: „Weg vom Öl“ - Die Fächerstrategie der Automobilindustrie, [2].....	3
Abbildung 1.4: Prognostizierte Neuzulassungen nach Antriebsarten im Jahr 2030, [1]...	4
Abbildung 1.5: Marktanteile von Nutzfahrzeugantrieben 2020 (Europa), [5].....	5
Abbildung 1.6: Bewertung alternativer Antriebe – „Total Cost of Ownership“ (TCO): Verteilerverkehr 12 t 2020. (Europa), [5].....	5
Abbildung 2.1: links: Lohner-Porsche-Mixte 1903., [6]; rechts: Lohner-Porsche Militär-LKW 1912., [7]; beides serielle Hybridfahrzeuge mit Radnabenmotoren	8
Abbildung 2.2: Topologien der Hybridfahrzeuge, [11].....	10
Abbildung 2.3: Serieller Hybrid-Antriebsstrang	11
Abbildung 2.4: Paralleler Hybrid-Antriebsstrang	12
Abbildung 3.1: Schema der quasistatischen Simulation	15
Abbildung 3.2: Blockdarstellung eines konventionellen Antriebsstrangs	15
Abbildung 3.3: VKM-Wirkungsgradkennfeld als Funktion von Drehmoment und Drehgeschwindigkeit	17
Abbildung 3.4: Schema der dynamischen Simulation.....	18
Abbildung 4.1: DAF CF75.310 – Sleeper.....	20
Abbildung 4.2: Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des HUDDS-Fahrzyklus	22
Abbildung 4.3: Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des „New York Bus“-Fahrzyklus.....	23
Abbildung 4.4: Fahrzeug mit Fahrwiderständen, [7]	25
Abbildung 4.5: Druckverteilung und Rollwiderstand eines Reifens, [14].....	27
Abbildung 4.6: Stationäres Fahrzustandskennfeld	30
Abbildung 4.7: Blockschaltbild des erweiterten Getriebemodells mit dem Schaltstrategie-Block und dem Getriebeblock.....	33
Abbildung 4.8: Wirkungsgradverteilung der elektrischen Maschine.....	34

Abbildung 4.9: Verlauf des maximalen Drehmoments: rot – Elektromotor, grün - Generator	35
Abbildung 4.10: Verlauf der maximalen Leistung: rot – Elektromotor, grün – Generator	35
Abbildung 4.11: Blockschaltbild des Simulink-Modells der elektrischen Maschine.....	37
Abbildung 4.12: Ragone-Diagramm, [17]	38
Abbildung 4.13: Batteriemodel, prinzipielle Aufbau, [10]	39
Abbildung 4.14: Batterie-Ersatzschaltbild	39
Abbildung 4.15: Leistungs- (grün) und Drehmomentverlauf (rot).....	41
Abbildung 4.16: VKM-Wirkungsgradkennfeld	42
Abbildung 4.17: Blockschaltbild des Simulink-Modells der VKM	43
Abbildung 4.18: Blockschaltbild des Simulink-Modells des konventionellen Antriebsstrangs.....	43
Abbildung 4.19: VKM-Betriebspunkte beim HUDDS–Fahrzyklus (siehe Abbildung 4.2)	45
Abbildung 4.20: Blockschaltbild des Simulink-Modells eines seriellen Hybrid-Antriebsstrangs.....	46
Abbildung 4.21: VKM-Generator Wirkungsgradkennfeld	47
Abbildung 4.22: Erste Ebene des Betriebsstrategie-Blocks, SOC-Fenster Begrenzung	48
Abbildung 4.23: Betriebsstrategie: Start-Block	49
Abbildung 4.24: Betriebsstrategie: Stopp-Block.....	50
Abbildung 4.25: Betriebspunkte der elektrischen Maschine	50
Abbildung 4.26: Blockschaltbild des Simulink-Modells des parallelen Hybrid-Antriebsstrangs.....	51
Abbildung 4.27: Simulink-Block Betriebsstrategie	52
Abbildung 4.28: Paralleles Modell: VKM-Betriebspunkte.....	53
Abbildung 5.1: Dynamische Programmierung	56
Abbildung 5.2: Anwendung der DPM-Funktion.....	59
Abbildung 5.3: Bedarfs- und Angebots-Momentverteilung eines parallelen Hybrid-Antriebsstrangmodells eines PKWs.....	60
Abbildung 5.4: Bedarf- und Angebot-Momentverteilung des parallelen Hybrid-Antriebsstrangmodells (HUUDS-Fahrzyklus).....	61
Abbildung 5.5: Gegenüberstellung der SOC-Verläufe von der intuitiven und der optimierten Strategie beim HUUDS-Fahrzyklus mit 18 t Beladung.....	63

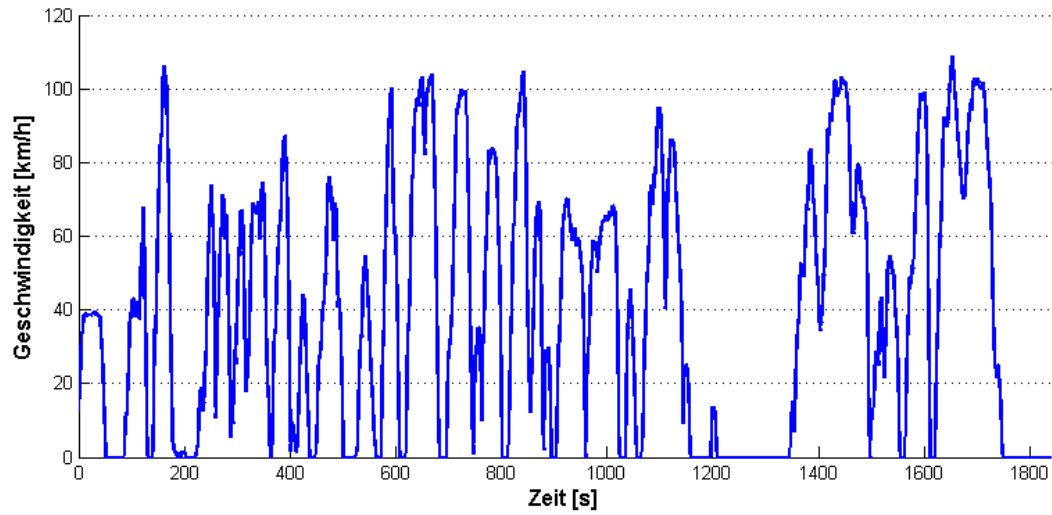
Abbildung 5.6: Prozentuelle Momentverteilung über dem Fahrzyklus und der SOC-Verlauf bei der optimierten Strategie	64
Abbildung 5.7: Momentverteilung über dem Fahrzyklus und der SOC-Verlauf bei der intuitiven Strategie	65
Abbildung 5.8: Verteilung von VKM-Betriebspunkten bei der intuitiven und der optimierten Betriebsstrategie	66
Abbildung 6.1: Betriebspunkte der elektrischen Maschine, Fahrzyklus – Steyr Loop, rot – serielles Modell, blau – paralleles Modell	71
Abbildung 6.2: Analyse, Fahrzyklus - JE05	72
Abbildung 6.3: Analyse, Fahrzyklus - HUDDS.....	73
Abbildung 6.4: Analyse, Fahrzyklus-Steyr Loop	74
Abbildung 6.5: Relative Kraftstoffersparnis unter verschiedenen Beladungszuständen	75

Tabellenverzeichnis

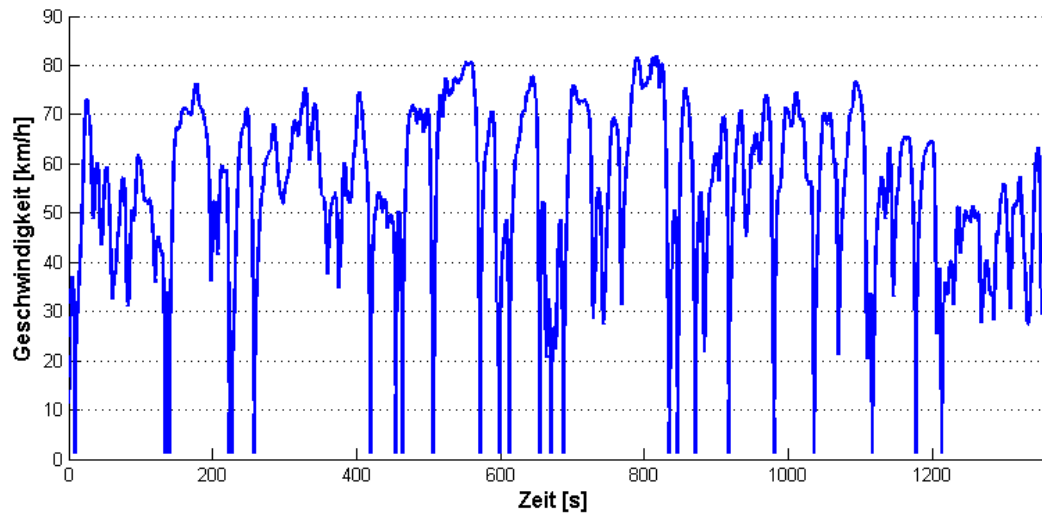
Tabelle 2.1: Leistungsgruppen der Hybrid-Nutzfahrzeuge, [9].....	10
Tabelle 4.1: Referenzkomponenten.....	21
Tabelle 4.2: Fahrzyklusabhängige Parameter	24
Tabelle 4.3: Luftwiderstandskoeffizienten [9].....	26
Tabelle 4.4: Rollwiderstandskoeffizienten verschiedener Oberflächen [9].....	28
Tabelle 4.5: Getriebe- und Differentialdaten	29
Tabelle 6.1: Ergebnisse	69

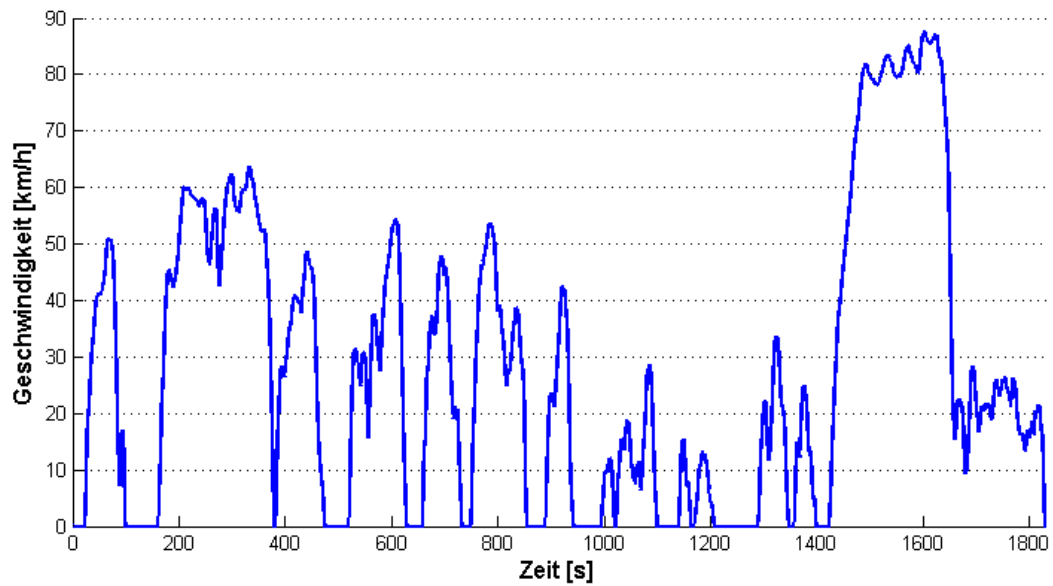
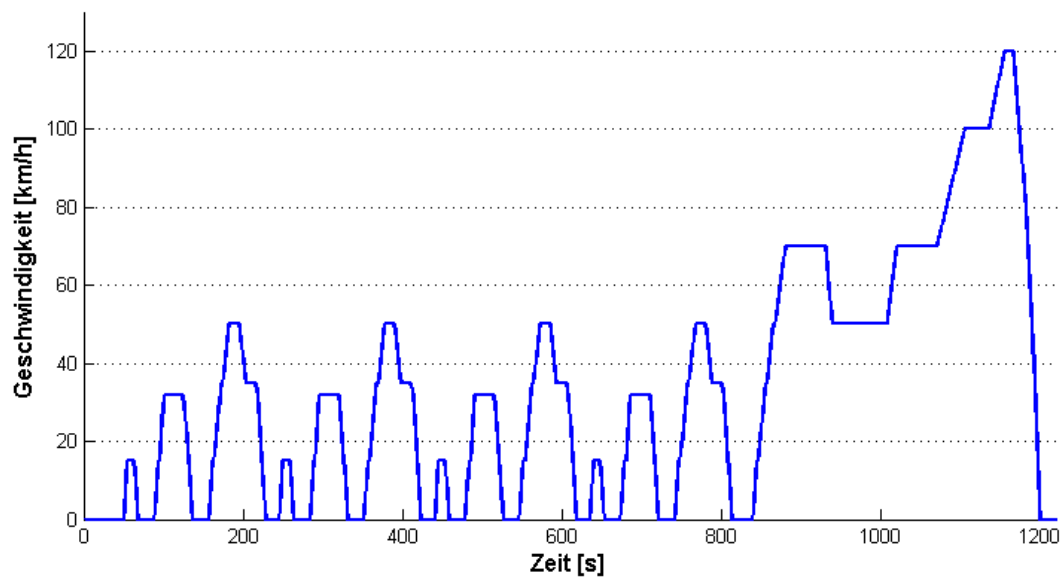
Anhang

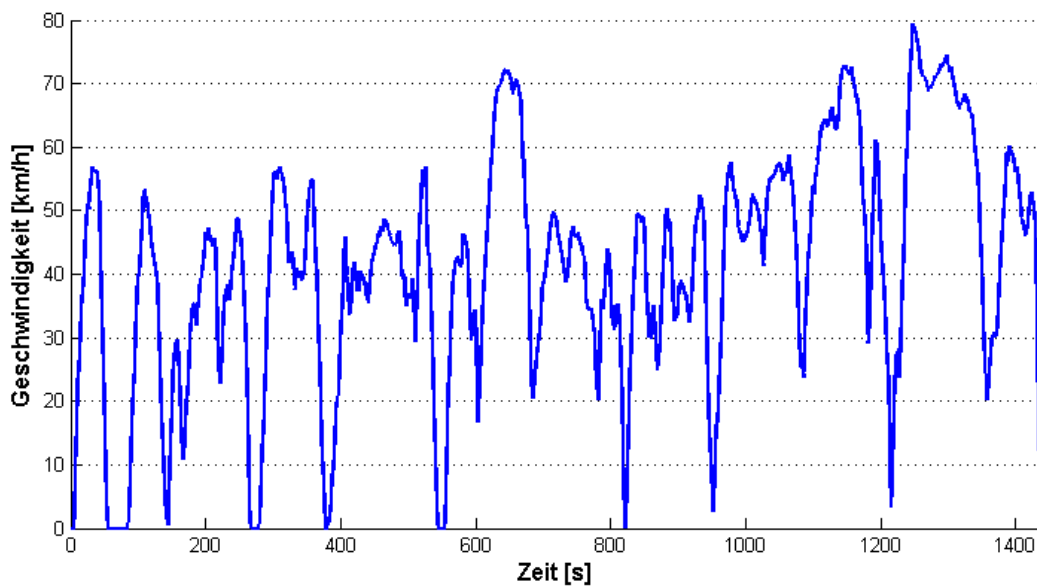
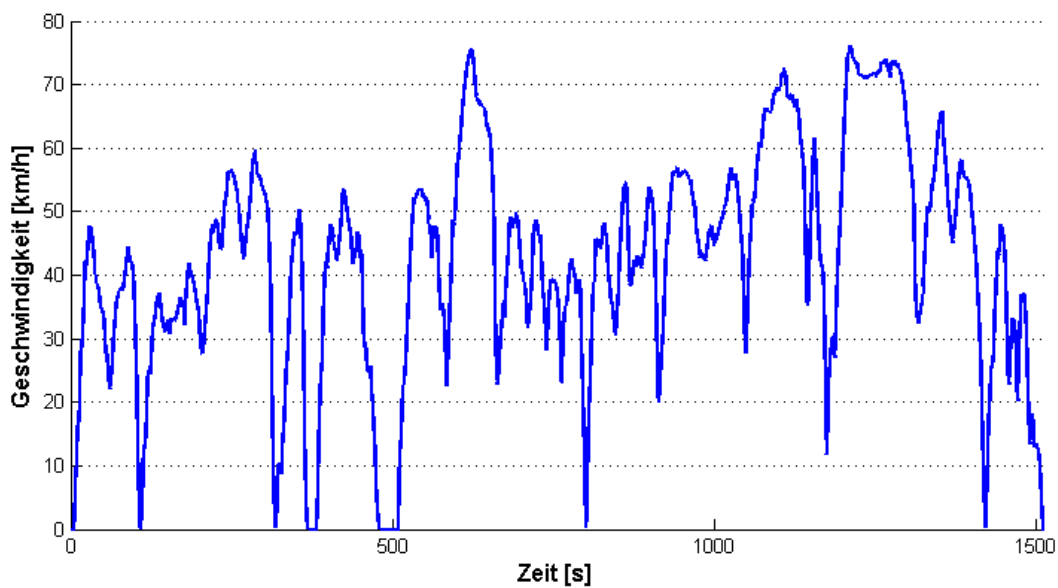
a. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des Graz-Fahrzyklus



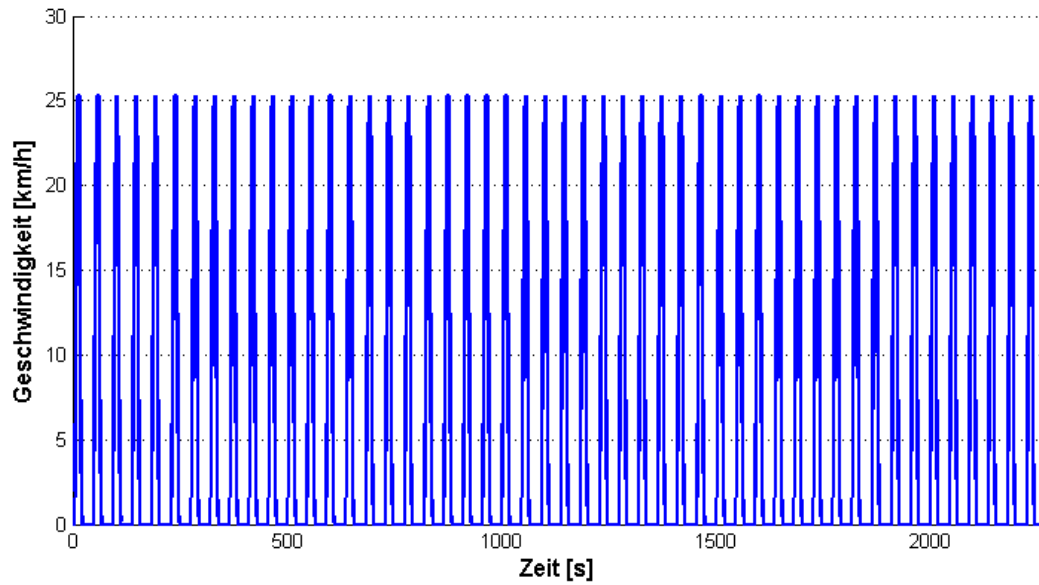
b. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des „Asia“-Fahrzyklus



c. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des JE05-Fahrzyklus**d. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des NEDC-Fahrzyklus**

e. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des Steyr Loop-Fahrzyklus**f. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des Steyr Loop 18t-Fahrzyklus**

g. Geschwindigkeit-Zeit-Diagramm des Müllsamler-Fahrzyklus



h. Analyse, Fahrzyklus – New York Bus

