

Diplomarbeit

Simulationsgestützte Auslegung eines elektrischen Antriebsstranges für einen Stadtlieferwagen

von Reinhard Buchberger

Durchgeführt am Institut für Fahrzeugtechnik
Vorstand: Dipl.-Ing. Dr. techn. Wolfgang Hirschberg

und bei

MAGNA Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & CoKG
Konstruktion Antriebsstrang
St. Valentin

Betreuer:
Dipl.-Ing. Martin Ackerl (FTG)
Dipl.-Ing. (FH) Thomas Lugmayr (ECS)

Graz, April 2010



Diese Arbeit unterliegt der Veröffentlichungssperre bis April 2012

Danksagung

An dieser Stelle gilt mein besonderer Dank,

Herrn **Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Wolfgang Hirschberg**, Institut für Fahrzeugtechnik, für seine Unterstützung in fachlicher und auch praktischer Hinsicht,

Herrn **Dipl.-Ing. Martin Ackerl**, Institut für Fahrzeugtechnik, für die Betreuung und Durchsicht dieser Arbeit, sowie seiner Hilfestellung bei auftretenden Fragen,

Herrn **Dipl.-Ing.(FH) Thomas Lugmayr**, Magna Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & CoKG, für die Betreuung dieser Arbeit und die bestmögliche Unterstützung bei jeglichen diese Arbeit betreffenden Themen,

Herrn **Dipl.-Ing. Thomas Gumpoldsberger**, Magna Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & CoKG, für die wertvollen Ratschläge und interessanten Diskussionen zu Problemstellungen in dieser Arbeit,

Herrn **Ing. Roland Heimberger**, Magna Powertrain - Engineering Center Steyr GmbH & CoKG, für die Möglichkeit zur Erarbeitung dieser Diplomarbeit,

allen Mitarbeitern der Abteilung Konstruktion Antriebsstrang für ihre kollegiale Aufnahme, ihre Hilfsbereitschaft und das ausgezeichnete Betriebsklima während meines gesamten Aufenthalts im ECS,

sowie meinen Eltern **Margareta** und **Rupert Buchberger**, für Ihre Unterstützung während meiner gesamten Ausbildung.

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 14.2.2010

Reinhard Belf

Unterschrift

Vorwort

Die vorliegende Diplomarbeit wurde am Institut für Fahrzeugtechnik an der Technischen Universität Graz und bei der Firma Magna Powertrain - Engineering Center Steyr in St. Valentin erstellt.

Das Thema "Simulationsgestützte Auslegung eines elektrischen Antriebsstranges für einen Stadtlieferwagen" wurde von mir gewählt, da es mir die Möglichkeit bietet sich mit einem neuen, innovativen und zukunftssträchtigen Thema intensiv zu beschäftigen.

Elektrisch betriebene Stadtlieferwagen haben das Potential in Zukunft den innerstädtischen Verteilerverkehr neu zu gestalten. Heutige in den Städten eingesetzte Lieferwagen sind nicht für diesen Betrieb optimiert. Sie sind dieselben Modelle welche auch auf Autobahnen anzutreffen sind. Eine Optimierung dieser Fahrzeuge für ihren Einsatzzweck in Kombination mit der Entwicklung von rein elektrischen Antrieben wird eine neue Kategorie von Fahrzeugen entstehen lassen. Diese Fahrzeuge werden keine Schadstoffe in den an sich schon stark belasteten Innenstädten ausstoßen. Aufgrund der Wahl von an den Einsatzzweck angepasster Getriebe-Übersetzungsverhältnisse in Kombination mit wirkungsgradoptimierten Antriebsstrangkomponenten werden elektrisch betriebene Stadtlieferwagen auch einen geringen Energiebedarf aufweisen.

Die Ergebnisse, die im Zuge dieser Arbeit gemacht wurden, stimmen positiv für eine zukünftige Entwicklung elektrisch betriebener Stadtlieferwagen und stellen den ersten Schritt für das Engineering Center Steyr und mich in diesem Bereich dar.

Kurzfassung

Elektrisch betriebene Fahrzeuge gewinnen immer mehr an Bedeutung, besonders im Bereich des innerstädtischen Verteilerverkehrs. Die vorliegende Arbeit zeigt, welche Entwicklungsschritte bei der Auslegung eines elektrischen Antriebstranges für einen Stadtlieferwagen notwendig sind.

Nach einer Marktstudie und der Auswertung verschiedenster Messfahrten konnten funktionale Anforderungen an ein solches Fahrzeug definiert werden. Anschließend an die Auswahl eines passenden Motors erfolgte der eigentliche Hauptteil der Arbeit - die Auslegung des Getriebes. Hierfür wurden unter Verwendung verschiedenster Simulationstools jene Übersetzungsverhältnisse ermittelt, welche den bestmöglichen Kompromiss zwischen minimalem Energiebedarf und dem Erfüllen der funktionalen Anforderungen darstellen.

Weiters wurden für eine nachfolgende Festigkeitsberechnung des Getriebes gangspezifische Lastkollektive ermittelt, welche dem realen Lebenszyklus eines solchen Fahrzeuges bestmöglich entsprechen. Aufgrund der Verwendung eines Mehrganggetriebes wurde auch der Gangwechsel untersucht. Hierfür wurde unter Verwendung von Matlab/Simulink die axiale Verschiebung der Schaltmuffe durch einen Schaltaktuator, sowie der Synchronisationsvorgang simuliert. Für den Synchronisationsvorgang wurden mehrere Möglichkeiten untersucht. Dies waren einerseits die rein mechanische Synchronisation mit einer herkömmlichen Synchroneinrichtung und andererseits wurde die Möglichkeit der Synchronisation mit der elektrischen Maschine untersucht. Zusätzlich wurde auch eine Kombination beider Varianten simuliert.

Nach der Auslegung eines Kühlsystems erfolgten noch eine Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse sowie eine Bewertung des in dieser Arbeit erstellten Konzepts.

Die zuvor erwähnten Untersuchungen wurden nicht nur für ein Fahrzeug einer einzigen Gewichtsklasse sondern teilweise auch für weitere Gewichtsklassen in geringerem Detaillierungsgrad durchgeführt.

Abstract

Electric driven cars will play a major role in the future, especially in the area of urban distribution of goods.

This thesis will show which development steps are necessary for the design of an electrical powertrain for a urban delivery van. After a market study and the analysis of different measurement drives, functional requirements were defined. Following with the selection of an applicable electric motor, the main part of the thesis started: The dimensioning of the gearbox.

Therefore, the transmission ratios with the best energy consumption efficiency were figured out. The next steps were the definition of life-cycle load spectra for each gear, which are necessary for a detailed dimensioning of the gearbox. Due to the implementation of a multi-speed gearbox, gearshift maneuvers had to be reviewed. By using Matlab/Simulink, the longitudinal movement of the shift collar and the synchronizing sequence were simulated in order to find out the required time for a gearshift. For the synchronizing sequence three different methods were investigated. Firstly a conventional mechanical synchronization, secondly the possibility to synchronize the gearbox by using the traction motor and thirdly a combination of the first two methods.

The thesis finishes with an energy-flow-analysis of the whole car and a benchmark of the developed concept.

The mentioned analyses were not only carried out for a vehicle of one weight category but also partly for further weight categories in a lower level of detail.

Inhaltsverzeichnis

Abkürzungsverzeichnis	IX
Formelzeichenverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Hintergrund	1
1.2 Aufgabenstellung	1
2 Komponenten eines elektrischen Traktionsantriebs	3
2.1 Energiespeichersysteme	3
2.2 Elektrische Maschinen	5
2.2.1 Betriebsarten	6
2.2.2 Bauarten	7
2.3 Inverter	12
2.4 Antriebskonzepte	12
2.4.1 Achsindividuelle Antriebe	12
2.4.2 Radindividuelle Antriebe	13
3 Grundlagen von Berechnung und Simulation	14
3.1 Fahrwiderstände	14
3.2 Fahrzyklen	15
3.2.1 Realzyklen	16
3.2.2 Gesetzliche Zyklen	19
3.3 Simulationssoftware	21
4 Definition der Fahrzeuganforderungen	22
4.1 Vergleich von am Markt befindlichen Vergleichsfahrzeugen	22
4.1.1 VKM-betriebene Vergleichsfahrzeuge	22
4.1.2 Elektrisch betriebene Vergleichsfahrzeuge	23
4.1.3 Zusammenfassung	24
4.2 Definition von funktionalen Anforderungen für einen Elektrostadtlieferwagen	25
4.2.1 Stationäre Anforderungen	25
4.2.2 Transiente Anforderungen	26
4.2.3 Anforderungen an den Energiespeicher	27
4.3 Auswertung von Messdaten zur Verbrauchskollektiverstellung	27
5 Konzepterstellung - einstufige Ausführung	30
5.1 Antriebsstrangauslegung	30
5.1.1 Motorauslegung (Wunschkenlinien)	30
5.1.2 Getriebeauslegung	32
5.2 Ergebnisse	32
5.2.1 Autobahnsteigung	35

5.2.2	Zusammenfassung	38
6	Konzepterstellung - mehrstufige Ausführung 2,5 t	40
6.1	Motivation	40
6.2	Fahrzeugbeschreibung	41
6.3	Antriebsstrangauslegung	41
6.3.1	Motor	41
6.3.2	Wunschübersetzungen	44
6.3.3	Ermittlung des theoretisch möglichen minimalen Energieverbrauchs	45
6.3.4	Implementierung einer Schaltstrategie	51
6.3.5	Festlegung der Übersetzungsverhältnisse	54
6.3.6	Rekuperationspotential	55
6.4	Lastkollektive	57
6.4.1	Begrenzung des Motormoments durch den Rad/Fahrbahn-Kontakt	58
6.4.2	Lastkollektiv - Low Stufe (1. Gang)	59
6.4.3	Lastkollektiv - High Stufe (2. Gang)	61
6.4.4	Lastkollektiv - Differential Stufe	64
6.4.5	Sensibilitätsanalyse	66
6.5	Schaltvorgangsanalyse	69
6.5.1	Ablauf Schaltvorgang	69
6.5.2	Simulink-Modell	71
6.5.3	Synchronisationsmethoden	73
6.6	PTO-Betrieb (Klimakompressor)	82
6.7	Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse	84
6.7.1	KULI-Modell	84
6.7.2	Modellierung und Abgleich des Simulationsmodells	88
6.7.3	Ergebnisse	90
6.8	Kontrolle von Fahrzeugeigenschaften	95
6.8.1	Fahrzeuginertragsdynamik	95
6.8.2	Energiebedarf	97
7	Konzepterstellung - mehrstufige Ausführung 3,5 t	99
7.1	Motor- und Getriebeauslegung	99
7.1.1	Fahrzeug mit Brusa HSM1 6.17.12 C01	99
7.1.2	Fahrzeug mit Brusa HSM1 10.18.13	100
7.1.3	Fahrzeug mit UQM 125	101
7.2	Zusammenfassung	101
8	Bewertung des Gesamtfahrzeugkonzepts	104
8.1	Fahrleistungen	104
8.2	Funktionalität	104
8.2.1	notwendige Batteriekapazität	104
8.2.2	Gewichtsbilanz	105
8.3	Unterbringung der Komponenten	106
8.4	Kohlenstoffdioxid-Äquivalent	106
8.5	Zusammenfassung	108
9	Zusammenfassung der Ergebnisse	109
9.1	Einstufige Ausführung	109

9.2 Mehrstufige Ausführung	109
10 Weiteres Vorgehen, Zukunftsausblick	113
Literaturverzeichnis	115
Abbildungsverzeichnis	117
Tabellenverzeichnis	120
A Fahrzeugdaten	122
A.1 Vergleichsfahrzeuge	122
A.1.1 VKM betriebene Vergleichsfahrzeuge	122
A.1.2 Elektrisch betriebene Vergleichsfahrzeuge	123
A.2 Basisfahrzeuge	123
A.3 VW Caddy Maxi Kastenwagen	124
A.3.1 Fahrzeugdaten	124
B Motordaten	125
B.1 Brusa HSM1 10.18.13	125
B.2 UQM Power Phase 125	126

Abkürzungsverzeichnis

AC	Air Condition (Innenraumklimatisierung)
ASM	Asynchronmaschine
COP	Coefficient Of Performance (Leistungszahl)
DCDC	Gleichstromwandler
ECS	Engineering Center Steyr GmbH & CoKG
EM	Elektromotor bzw. elektrische Maschine
EV-CU	Electrical Vehicle - Control Unit
FTP-75	Federal Test Procedure - 75
GM	Gleichstrommaschine
GPS	Global Positioning System
GVW	Gross Vehicle Weight (zulässiges Gesamtgewicht)
HA	Hinterachse
HSM	Hybriderregte Synchronmaschine
HT	Hochtemperatur
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning (Heizung, Lüftung und Klimatisierung)
IGBT	Insulated-Gate Bipolar Transistor (Bipolartransistor mit isolierter Gate-Elektrode)
LKW	Lastkraftwagen
MOSFET	Metal Oxide Semiconductor Field-Effect Transistor (Metall Oxid Halbleiter Feldeffekttransistor)
NA	Nebenaggregate
NEDC	New European Driving Cycle (neuer europäischer Fahrzyklus)
NT	Niedertemperatur
PID	Proportional-Integral-Differential
PSM	Permanentmagneterregte Synchronmaschine
PTO	Power take-off (Nebenabtrieb)
SDC09	Steyr Delivery Cycle 2009 (Steyr Lieferrunde 2009)
SM	Synchronmaschine
SOC	State of Charge (Ladezustand der Batterie)
SOH	State of Health ("Gesundheitszustand" der Batterie)
SOP	State of Power
SRM	Switched Reluctance Motor (Geschaltete Reluktanzmaschine)
SSM	Stromerregte Synchronmaschine
TRUCS-09	Transient Urban Cycle Steyr 2009(Steyr Loop)

VA Vorderachse
VKM Verbrennungskraftmaschine
ZEV Zero Emission Vehicle

Formelzeichenverzeichnis

$\eta_{AG\ hinten}$	Wirkungsgrad des Hinterachsgetriebes	[-]
$\eta_{AG\ vorne}$	Wirkungsgrad des Vorderachsgetriebes	[-]
α	Winkelbeschleunigung	[1/s ²]
α_h	Schräglaufwinkel hinten	[rad]
α_v	Schräglaufwinkel vorne	[rad]
Δt	Zeitschritt	[s]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[1/s]
$\omega_{AGein\ hinten}$...	Winkelgeschwindigkeit am Hinterachsgetriebeeingang	[1/s]
$\omega_{AGein\ vorne}$...	Winkelgeschwindigkeit am Vorderachsgetriebeeingang	[1/s]
ρ_{Luft}	Dichte der Luft	[kg/m ³]
a_x	Fahrzeuglängsbeschleunigung	[m/s ²]
a_y	Fahrzeugquerbeschleunigung	[m/s ²]
A_{St}	Fahrzeugstirnfläche	[m ²]
c_W	Luftwiderstandsbeiwert	[-]
C_α	Schräglaufsteifigkeit	[N/rad]
E_{Gesamt}^+	Positive Gesamtenergie	[Ws]
f_k	Kurvenwiderstandsbeiwert	[-]
F_y	Seitenführungskraft	[N]
$F_{Antrieb}$	Antriebskraft	[N]
F_{Luft}	Luftwiderstandskraft	[N]
F_{Roll}	Rollwiderstandskraft	[N]
f_r	Rollwiderstandsbeiwert	[-]
$F_{Steigung}$	Steigungswiderstandskraft	[N]
g	Erdbeschleunigung	[m/s ²]
$h_{Gehsteig}$	Gehsteigkantenhöhe	[m]
I	Massenträgheitsmoment	[kgm ²]
i	Übersetzungsverhältnis	[-]
i_{Ges}	Gesamtübersetzung	[-]
I_{red}	Reduziertes Massenträgheitsmoment	[kgm ²]
k	Wöhlerexponent	[-]
$k_{Steigung}$	Steigung	[%]
l	Radstand	[m]
l_h	Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Hinterachse in Längsrichtung	[m]

l_w	Abstand Fahrzeugschwerpunkt zu Vorderachse in Längsrichtung	[m]
M	Drehmoment	[Nm]
m	Masse	[kg]
M_{Dauer}	Dauerfestes Moment	[Nm]
m_{Ges}	Gesamtmasse	[kg]
m_{MaxHA}	Maximale Hinterachslast	[kg]
M_{Max}	Maximales Motormoment (Überlastmoment)	[Nm]
M_{Nenn}	Nennmoment	[Nm]
m_{red}	Reduzierte Masse	[kg]
N	Lastwechsel	[-]
N_D	Lastwechsel bei der Dauerfestigkeitsgrenze	[-]
n_{Max}	Maximaldrehzahl des Motors	[U/min]
n_{Nenn}	Nenndrehzahl	[U/min]
P	Leistung	[W]
P_{Dauer}	Dauerleistung	[W]
P_{Gesamt}	Gesamtleistung	[W]
P_{Gesamt}^+	Positive Gesamtleistungswerte	[W]
P_{Max}	Maximale Motorleistung (Überlastleistung)	[W]
P_{Nenn}	Nennleistung	[W]
$P_{Rad\ hinten}$	Leistung an der Hinterachse	[W]
$P_{Rad\ vorne}$	Leistung an der Vorderachse	[W]
r_{dyn}	Dynamischer Abrollradius	[m]
r_{stat}	Statischer Abrollradius	[m]
t	Zeit	[s]
$T_{AGein\ hinten}$	Drehmoment am Hinterachsgetriebeeingang	[Nm]
$T_{AGein\ vorne}$	Drehmoment am Vorderachsgetriebeeingang	[Nm]
U_{dyn}	Dynamischer Abrollumfang	[m]
v	Fahrgeschwindigkeit	[m/s]
v_{Max}	Höchstgeschwindigkeit	[m/s]
v_{Soll}	Sollgeschwindigkeit	[m/s]
μ_{max}	maximaler Reibbeiwert	[-]

1 Einleitung

1.1 Hintergrund

Der Ausstoß schädlicher Abgase, die Kohlenstoffdioxid-Emissionen und auch der Verbrauch fossiler Brennstoffe sind in der heutigen Zeit von großer Bedeutung. Aus diesem Grund werden die vom Gesetzgeber vorgegebenen Abgasnormen immer strenger und somit die Hersteller von Kraftfahrzeugen dazu gezwungen sauberere Fahrzeuge zu entwickeln. Durch die auch in Zukunft voraussichtlich auf hohem Niveau befindlichen Preise von fossilen Brennstoffen wie Diesel oder Benzin, sind die Fahrzeughersteller ebenfalls dazu angehalten den Treibstoffverbrauch der Kraftfahrzeuge zu verringern, um Ressourcen zu sparen und auch den Betrieb eines Fahrzeuges möglichst preisgünstig zu gestalten.

In vielen Ländern wird in Zukunft die Abgasgesetzgebung so streng ausgelegt sein, dass bestimmte Zonen nur mit sogenannten Zero Emission Vehicles (ZEV) befahren werden dürfen. Diese Zonen werden voraussichtlich innerstädtische Gebiete sein, welche heutzutage unter einer hohen Schadstoffbelastung leiden. Für ZEV kommen verschiedene Antriebe in Frage. Im Fahrzeugsektor wird dabei häufig vom Elektromotor oder dem Wasserstoffverbrennungsmotor gesprochen. Für den Elektroantrieb gibt es mehrere Möglichkeiten der Bereitstellung elektrischer Energie, wie zum Beispiel die Speicherung in einer Batterie oder die Umwandlung von Wasserstoff oder Methanol in einer Brennstoffzelle in elektrischen Strom. In dieser Arbeit werden jedoch nur elektrisch betriebene Fahrzeuge mit einer Batterie als Energiespeicher betrachtet.

Das Befahren dieser Zonen wird somit für VKM-betriebene Kraftfahrzeuge nicht mehr gestattet sein und aus diesem Grund werden in Zukunft vermehrt elektrisch betriebene Fahrzeuge zum Einsatz kommen.

Um für die Zukunft gerüstet zu sein bedarf es der frühzeitigen Entwicklung solcher Fahrzeuge. Aus diesem Grund wurde die Entwicklungsvorleistung zu diesem Thema seitens des ECS gewählt.

1.2 Aufgabenstellung

Ziel dieser Diplomarbeit ist die Entwicklung und Bewertung eines modularen sowie serientauglichen Getriebekonzepts eines rein elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens. Die in dieser Arbeit vorkommenden Stadtlieferwagen sind Kleintransporter mit einem zulässigen Gesamtgewicht(GVW) von ca. 1800 bis 4500 kg. Die Fahrzeuge sind vorwiegend als Kastenwagen aufgebaut und für den Waren- und Gütertransport in urbanem Gebiet gedacht. Mit Hilfe der Längsdynamiksimulation soll ermittelt werden, welche Getriebekonzepte für verschiedene Gewichtsklassen

und Einsatzzwecke unter Berücksichtigung des Gesamtfahrzeugenergiemanagements zur Energiebedarfsermittlung und des Gewichts/Kostenverhältnis, das Optimum darstellen. Darüber hinaus sind die funktionalen Anforderungen durch einen Leistungsvergleich (stationär und transient) zwischen Fahrzeugen mit Verbrennungskraftmaschinen und Elektromotoren zu definieren, insbesondere unter Berücksichtigung der Überlastfähigkeit der E-Maschine.

2 Komponenten eines elektrischen Traktionsantriebs

Ein elektrischer Traktionsantrieb besteht im Wesentlichen aus drei Komponenten: Energiespeicher - Inverter - Elektrische Maschine. Diesem elektrischen Teil des Antriebsstranges ist im Normalfall ein mechanisches Getriebe zur Drehzahl- und Drehmomentwandlung nachgeschaltet.

2.1 Energiespeichersysteme

Grundsätzlich gibt es mehrere Arten von Energiespeichersystemen in elektrisch betriebenen Fahrzeugen. In dieser Arbeit wird jedoch von der Verwendung einer Batterie ausgegangen und die anderen Möglichkeiten (Wasserstofftank mit Brennstoffzelle, Supercap, usw.) werden nicht näher untersucht.

Der Energiespeicher hat die Aufgabe, die zum Antrieb benötigte Energie zu speichern und bei Bedarf an den Motor abzugeben. Weiters muss die Batterie die bei einer Abbremsung durch den Elektromotor zurückgewonnene Energie aufnehmen können.

Als Energiespeicher gibt es verschiedenen Typen von Batterien. Einige davon sind bereits ausgereift und erprobt, andere hingegen befinden sich gerade in der Entwicklung und der weiteren Verbesserung ihrer Eigenschaften. Im Großen und Ganzen kann man sagen, dass zurzeit die Batterien das entscheidende Element in der Machbarkeit von elektrisch betriebenen Fahrzeugen sind. Besonders die geringe Speicherkapazität bei gleichzeitig hohem Gewicht ergibt einen entscheidenden Nachteil gegenüber herkömmlichen mit fossilen Treibstoffen betriebenen Fahrzeugen.

2.1.0.1 Kennwerte von Batterien

- Kapazität

Die Batteriekapazität ist ein Maß für die maximale in der Batterie speicherbare elektrische Energie. Sie wird üblicherweise in Wattstunden [Wh] angegeben.

- Leistung

Die Leistung einer Batterie ist jene Energiemenge, die pro Zeiteinheit der Batterie entnommen oder zugeführt werden kann. Sie ergibt sich aus Entladespannung und Entladestrom und wird in Watt [W] angegeben.

- State of Health (SOH)
Der State of Health (SOH) gibt den aktuellen “Gesundheitszustand” der Batterie wieder. Dieser Wert entspricht einer Abschätzung der noch verbleibenden Batterie-Lebensdauer und wird vom Batteriemanagementsystem laufend ermittelt.
- State of Power (SOP)
Der SOP gibt die maximal mögliche Leistung an, welche für eine bestimmte Zeitspanne von der Batterie abgegeben werden kann. Dieser Wert ist abhängig vom SOH. Das bedeutet, dass bei einer bereits gealterten Batterie die zu entnehmende Leistung verringert wird, um die verbleibende Lebensdauer zu erhöhen.
- State of Charge (SOC)
Ein weiterer wichtiger Kennwert für Batterien ist der sogenannte State of Charge (SOC). Dieser Wert gibt an, welcher Prozentsatz der Gesamtkapazität eine Batterie jeweils genutzt werden kann. Dies ist wichtig, da die Lebensdauer einer Batterie stark von diesem Wert abhängt. Wird eine Batterie mit einem SOC-Hub von 90% betrieben, verringert sich ihre Lebensdauer im Gegensatz zu einer mit einem SOC-Hub von 80% betriebenen Batterie. Der SOC-Hub ist die Differenz aus maximalen und minimalen SOC.

Der SOC stellt somit einen Kompromiss zwischen Batteriegröße (und damit Gewicht und Preis) und Lebensdauer dar. Wobei zu beachten ist, dass eine geringe Lebensdauer wiederum den Preis für den Kunden erhöht, da dieser zu einem früheren Zeitpunkt die Batterien tauschen muss.

In Tabelle 2.1 sind Kenngrößen (Betriebstemperatur, Energiedichte bei Entladung in maximal 2 h und die Zellspannung) von verschiedenen Batteriesystemen dargestellt.

Nach Höhe der Betriebstemperatur können zwei Funktionsarten unterschieden werden: Hoch- und Niedertemperaturbatterien. Hochtemperaturbatterien haben eine wesentlich höhere Betriebstemperatur ($>300^{\circ}\text{C}$) als Niedertemperaturbatterien ($<60^{\circ}\text{C}$). Von den in Tabelle 2.1 gezeigten Batterien hat die Lithium-Ionen Batterie die eindeutig höchste Energiedichte aller Batterien. Jedoch ist eine spezifische Energiedichte von 90 bis 140 Wh/kg um ein vielfaches niedriger als die spezifische Energiedichte fossiler Brennstoffe (Dieselkraftstoff hat 42,5 MJ/kg, was 11800 Wh/kg entspricht, und somit um ca. den Faktor 100 größer ist als die Energiedichte von Batterien).[2] Dies ist zugleich auch der entscheidende Nachteil von Batterien gegenüber fossilen Kraftstoffen.[27] Ein weiterer Nachteil ist auch noch der im Vergleich zu fossilen Brennstoffen “kompliziertere” Ladevorgang.

Einen Vergleich einzelner im Automobilbau vorkommender Batterien zeigt Tabelle 2.2

Tabelle 2.1: Kenngrößen von Batterien [27]

System	<i>Pb-PbO₂</i>	<i>Ni-Cd</i>	<i>Ni-MH</i>	<i>Zn-Br₂</i>	<i>Na-NiCl₂</i>	<i>Na-S</i>	<i>Li-Ion</i>
Betriebstemperatur [°C]	0...45	-20...50	-40...50	20...40	300...350	300...350	-40...60
Energiedichte 2 Stunden Entladung [Wh/kg]	20...30	40...55	50...80	50...70	80...100	90...120	90...140
Zellspannung U_0 [V]	2,1	1,35	1,35	1,79	2,58	2,08	3,6

Tabelle 2.2: Vergleich der Batteriesysteme [23]

	Blei-Akku	Ni-Mh-Akku	Li-Ionen-Akku
Vorteile	zuverlässig, schnell, günstig	schnell, chemischer Überladeschutz, mittlere Energieinhalte	hohe Spannung und Energie, gutes Preis/Leistungsverhältnis
Nachteile	schwer, wenig Energie Tiefentladefähigkeit und Zyklusfestigkeit begrenzt, Tieftemperaturverhalten (im entladenen Zustand verdünnte Schwefelsäure als Elektrolyt)	teuer (Ni-Preis), Selbstentladung, Hoch- und Tief- Temperaturverhalten, Gasung, Lebensdauer	Sicherheit, Elektronische Lade-/ Entlade-Kontrolle, Hoch- und Tief- Temperaturverhalten, Alterung: Lebensdauer
Fazit	42V-, günstige-Anwendungen, etc.	beherrschbare Technologie mit Mängeln, Stand der Technik für HEV (auch wg. Sicherheit)	Zukunftstechnologie, Prototypen, thermische Sicherheit verbessern

2.2 Elektrische Maschinen

Elektromotore als Antriebe für Automobile haben einen bemerkenswerten Vorteil: Durch die nahezu ideale Drehmomentcharakteristik liegt bereits ab Drehzahl null das annähernd maximale Moment an. Dadurch ergibt sich ein sehr gutes Beschleunigungsverhalten des Fahrzeuges aus dem Stillstand.[27]

Dies ist in Abbildung 2.1 zu sehen. Diese Abbildung zeigt die prinzipielle Drehzahl-Drehmoment Charakteristik einer E-Maschine. Diese Charakteristik kann wie folgt beschrieben werden:

Der Bereich vom Maschinenstillstand bis zur Nenndrehzahl wird als Grundstellbereich bezeichnet. In diesem Bereich sind das Drehmoment, der Strom und der magnetische Fluss konstant. Die Spannung steigt proportional mit der Drehzahl an. Der Bereich höherer Drehzahlen wird als Feldschwächebereich bezeichnet. Diesen Bereich charakterisieren eine in etwa konstante Span-

nung sowie eine konstante Stromaufnahme. Drehmoment und magnetischer Fluss verhalten sich indirekt proportional zur Drehzahl.[20]

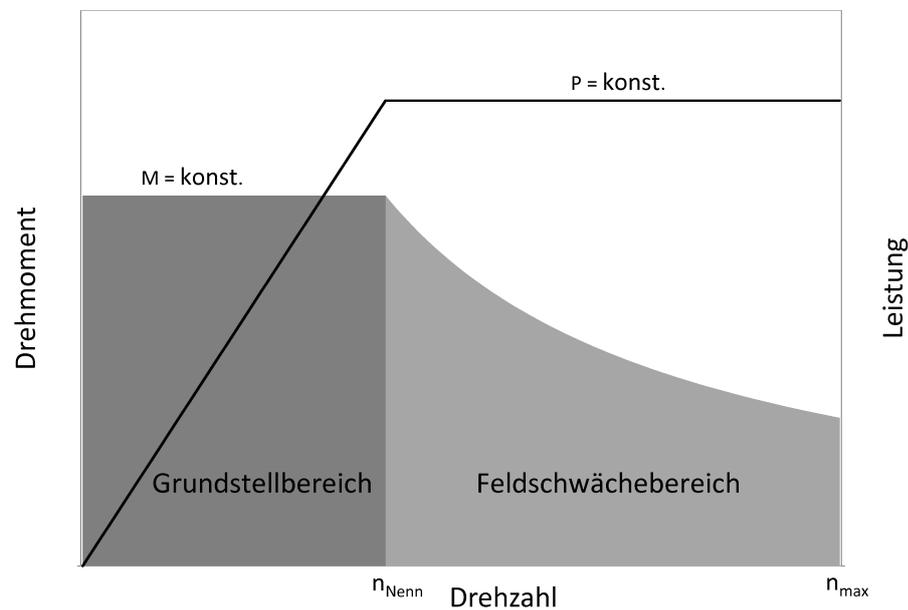


Abbildung 2.1: Motorcharakteristik [20]

Die Anforderungen an Elektromotoren als Antriebe entsprechen jener von Wärmekraftmaschinen: [27]

- hohe volumen- und massebezogene Leistung
- hoher Wirkungsgrad
- geringer technischer Aufwand
- niedrige Herstellungskosten

Weiters muss der Motor auch bei Abbremsungen, welche ohne Zuhilfenahme der Betriebsbremse erfolgen, als Generator arbeiten und diese Bremsenergie in elektrische Energie konvertieren. Eine Kombination aus elektrischem und hydraulischem Bremsen muss auch möglich sein.

2.2.1 Betriebsarten

Grundlast

Dies ist die Betriebsart mit der geringsten abgegebenen Leistung und somit auch mit der geringsten thermischen Belastung der Maschine. Wenn die Maschine in diesem Betriebsbereich betrieben wird, kann für kurze Zeit in den Überlastbetrieb gewechselt werden.

Dauerlast (S1-Leistung)

Beim Betrieb mit Dauerlast erreicht die Maschine im stationären Betrieb ihren thermischen Beharrungszustand.[10] Ein Wechsel in den Überlastbetrieb ist nicht möglich, da die thermische Belastungsgrenze mit dieser Betriebsart bereits erreicht wird. Liegt die Motortemperatur

allerdings unterhalb der thermischen Obergrenze kann auch von dieser Betriebsart in den Überlastbetrieb gewechselt werden.

Überlast

Ein Betrieb mit dieser Belastung kann nur für beschränkte Zeit aufrecht gehalten werden. Nach einem zu langem Beharren in diesem Zustand würde der Motor überhitzen. Im Regelfall beträgt die Überlastdauer für elektrische Antriebsmotoren in Kraftfahrzeugen 30 Sekunden. Bevor der Motor in diese Betriebsart übergehen kann muss er zuvor für eine bestimmte Zeit im Grundlastbereich betrieben werden, bzw. die Temperatur unterhalb der thermischen Obergrenze liegen. Diese Temperatur kann gemessen werden oder durch ein thermisches Rechenmodell ermittelt werden.

Spitzenlast

Die Spitzenlast bezeichnet die maximal mögliche Leistung die eine elektrische Maschine aufbringen kann. Diese Leistung kann allerdings nur für kurze Zeit abgerufen werden (< 1 s).

2.2.2 Bauarten

Alle Arten von elektrischen Maschinen funktionieren auf Basis elektrisch generierter magnetischer Felder, welche im Rotor magnetische Kräfte (Lorentz-Kraft) hervorrufen. Ein magnetisches Feld kann dabei in der gleichen Lage bleiben oder sich drehen (Gleichstrom- oder Drehstrommotoren). [27]

Als elektrische Traktionsantriebe kommen verschiedene Typen von Maschinen in Frage:

2.2.2.1 Gleichstrommaschine (GM)[21][20]

Bauweise

Bei der GM befindet sich im Rotor das Wicklungssystem für den momentenbildenden Strom. Die Magnetisierung erfolgt durch eine Erregerwicklung bzw. Permanentmagnete im Stator. Zusätzlich können noch Kompensationswicklungen und Wendepole integriert sein.

Funktionsweise

Die stromdurchflossenen Leiter der Rotorwicklung befinden sich im Stator magnetfeld. Dadurch wird eine drehmomentbildende Lorentz-Kraft erzeugt. Je nach Anzahl der Statorwicklungen oder Magnete muss nun der durch den Rotor fließende Strom gewendet werden. Dies geschieht mit Hilfe eines Stromwenders (Kommutator).

Vor- und Nachteile

- + einfache Regelung
- + für kleine Antriebe sehr günstig
- schlechter Wirkungsgrad im Teillastbereich
- benötigter Platz für den Kommutator
- Bürstenverschleiß macht die Maschine nicht wartungsfrei

2.2.2.2 Asynchronmaschine (ASM)[21][20][14]**Bauweise**

Bei der ASM befindet sich je ein Wicklungssystem im Rotor und im Stator. Bei der Bauweise des Rotors unterscheidet man zwischen Schleifringläufer und Kurzschlussläufer (Käfigläufer). Beim Kurzschlussläufer besteht die Rotorwicklung aus massiven Leiterstäben, welche immer kurzgeschlossen sind. Im Gegensatz dazu besitzt der Schleifringläufer Drahtwicklungen, welche am Rotorende über Schleifringe zu Anlasswiderständen geführt werden, deren Widerstandswert drehzahlabhängig stetig verkleinert wird, bis zum Kurzschluss. Durch diese Widerstände ist eine Begrenzung des Anlassstromes möglich. Daher wird diese Art von ASM bei großen Leistungen eingesetzt. Schleifringläufer sind allerdings nur für den Netzbetrieb (konstante Frequenz) und somit nicht als Antrieb für Elektrofahrzeuge geeignet.

Funktionsweise

Elektrisch betrachtet ist die ASM ein Transformator, wobei die Statorwicklung der Primärseite entspricht und die Rotorwicklung der Sekundärseite. Der Strom für die Magnetisierung fließt bei der ASM im Stator. Durch eine Relativbewegung zwischen Rotor- und Statorfeld wird nun in den Läuferwicklungen eine Spannung induziert. Diese Spannung wiederum treibt den Läuferstrom, welcher durch das magnetische Feld des Rotors eine Lorentz-Kraft bewirkt, die den Rotor antreibt. Die zuvor erwähnte Relativbewegung zwischen Rotor- und Statorfeld bezeichnet man als Schlupf, welcher vom Drehmoment abhängt und zur Drehmomenterzeugung notwendig ist.

Vor- und Nachteile [26]

- + robust
- + hohe Überlastfähigkeit
- + Betriebsverhalten unkritisch im Fehlerfall
- + hohe Drehzahlen möglich
- + einfache Herstellbarkeit, montagefreundlich
- + kostengünstigste Drehstrommaschine
- + keine Probleme mit der Verfügbarkeit von Magnetmaterial
- Wirkungsgradnachteile im unteren und Wirkungsgradvorteile im oberen Drehzahlbereich im Vergleich zur SM(für automotive Anwendungen ungünstig),
- aufwendige Regelung

2.2.2.3 Synchronmaschine (SM)[14][20]

Bauweise

Für den Einsatz als Traktionsmotor in elektrisch betriebenen Fahrzeugen kommen drei verschiedenen Bauweisen der SM in Frage:

- Permanentmagnet-Synchronmaschine (PSM)
- Stromerregte-Synchronmaschine (SSM)
- Hybriderregte-Synchronmaschine (HSM)

Die drei zuvor genannten Bauweisen unterscheiden sich allesamt nur in der Erzeugung des Rotorfeldes. Dies wird bei der PSM durch im Rotor befindliche Permanentmagnete erzeugt. Bei der SSM geschieht dies durch Rotorwicklungen. Die HSM stellt eine Kombination der beiden zuvor genannten Varianten dar wo die Grunderregung durch Permanentmagnete erfolgt und die Zusatzregung bzw. Feldschwächung elektrisch (siehe Abbildung 2.2).

Bei der Verwendung von Permanentmagneten, wie sie in der PSM und der HSM vorkommen unterscheidet man weiters noch zwischen Oberflächen- und vergrabenen Magneten (siehe Abbildung 2.3). Bei der Bauweise mit Oberflächenmagnete befinden sich die das magnetische Feld im Rotor erzeugenden Magnete an der Rotoroberfläche, im Gegensatz zu den im Inneren des Rotors befindlichen vergrabenen Magneten bei der zweiten Bauweise. Im Stator befindet sich, unabhängig von der Bauweise, eine ein- oder mehrphasige Wicklung.

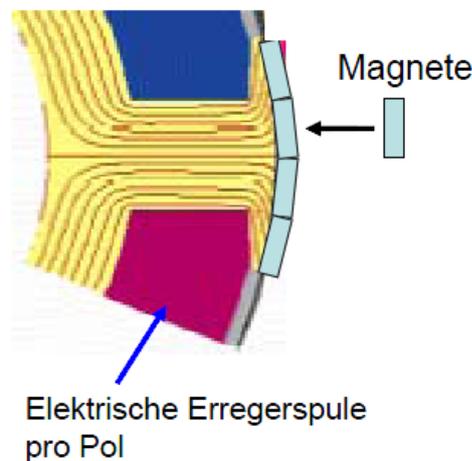


Abbildung 2.2: Hybriderregte Synchronmaschine [14]

Funktionsweise

Im Gegensatz zur ASM dreht sich bei der SM der Rotor synchron mit dem Statorfeld. Die Drehmomentbildung erfolgt aufgrund der vom Rotor-Magnetfeld auf die Statorwicklung wirkenden Tangentialkraft (Lorentz-Kraft).

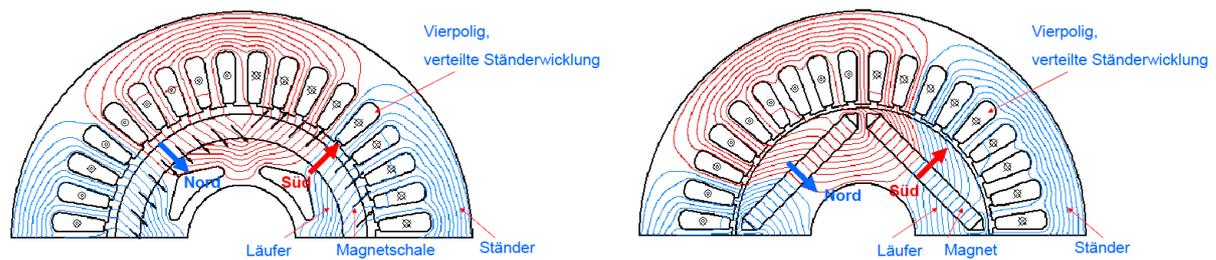


Abbildung 2.3: PSM mit Oberflächenmagneten (links) und vergrabenen Magneten (rechts) [14]

Vor- und Nachteile [26]

- PSM

- + Vergleichsweise hoher Wirkungsgrad im unteren Drehzahlbereich aber niedrigerer Wirkungsgrad im oberen Drehzahlbereich im Vergleich zur ASM (für automotive Anwendungen günstig)
- + Baugröße und somit Gewicht im Vergleich zur ASM ca. 15% kleiner
 - im Fehlerfall kritisch zu bewerten (Überspannung, Bremsmoment, Pendelmoment)
 - elektrisch bedingte Schleppverluste im Leerlauf
 - Vergleich zur ASM ca. 30% höhere Herstellkosten
 - Die Verfügbarkeit von Magnetmaterial könnte zukünftig problematisch werden (Diese Magnete sollen möglichst stark sein und aus diesem Grund sind hierfür Elemente der sogenannten seltenen Erden notwendig, welche in Zukunft aufgrund des steigenden Bedarfs und der beinahe ausschließlichen Förderung in China erheblich teurer werden könnten.[13])
 - Entmagnetisierbarkeit der Magnete
 - aufwendige Regelung

- SSM

- + unkritischer im Fehlerfall als die PSM bei aktiver Erregung des Feldes
- + relativ hoher Wirkungsgrad im unteren und bei eingeschränkter Leistung auch im oberen Drehzahlbereich
- + keine elektrisch bedingte Schleppmomente im Leerlauf
- + die Herstellkosten entsprechen etwa denen der PSM
 - Entwärmung der isolierten Feldwicklung im Rotor
 - Schutz der Feldwicklung im Rotor gegenüber Fliehkräften erforderlich
 - zusätzliches Feldstellgerät und Bürstensystem mit Schleifring notwendig
 - Baugröße inklusive Schleifring- und Bürstensystem vergleichbar mit ASM

2.2.2.4 Geschaltete Reluktanzmaschine (SRM)[20][28]

Bauweise

Die SRM besitzt keinerlei magnetische Teile im Rotor. Es sind lediglich Pole aus Weicheisen an ihm angebracht. Der Stator besteht aus einer von der Anzahl der Pole des Rotors abweichenden Anzahl von mit Wicklungen versehenen Zähnen.

Funktionsweise

Die Statorwicklungen können abwechselnd ein- und ausgeschaltet werden. Im eingeschalteten Zustand ziehen sie den nächstliegenden Pol des Rotors an und versetzen damit den Rotor in Drehung. Sobald ein Pol nun einen Zahn des Stators erreicht wird die diesen Zahn umgebende Wicklung abgeschaltet und die darauf folgende Wicklung wird bestromt, um wiederum den nächsten Zahn anzuziehen.

Vor- und Nachteile

- + robust
- + hohe Leistungsdichte
- + guter Wirkungsgrad
- + Überlastbarkeit
- + kostengünstig
- aufwendige Regelung
- hohe Momentenwelligkeit
- Geräuschentwicklung

2.2.2.5 Vergleich der Maschinen

Tabelle 2.3: Vergleich der verschiedenen E-Maschinen [20]

Antriebssystem	GM	PSM	ASM	SRM
Preis Motor	teuer	teuer	günstig	günstig
Preis Elektronik	günstig	teuer	mittel	mittel
Robustheit	mittel	gut	sehr gut	sehr gut
Regelgüte	sehr gut	gut	gut	gut
Standardisierung	mittel	gering	hoch	keine
Wirkungsgrad	mittel	gut	mittel	mittel

Abbildung 2.4 zeigt das prinzipielle Aussehen von Wirkungsgradkennfeldern einer ASM und PSM. Hierbei sieht man, dass die ASM bei sehr hohen Drehzahlen ihren Bestpunkt hat. Bei der PSM hingegen liegt das Maximum bei niedrigeren Drehzahlen im Vergleich zur ASM und in der Nähe der Vollastlinie. Weitere Vorteile der PSM gegenüber der ASM ergeben sich bei niedrigen bis mittleren Drehzahlen sowie bei Teillast. Auffallend ist auch der bessere Wirkungsgrad im Bestpunkt bei der PSM.

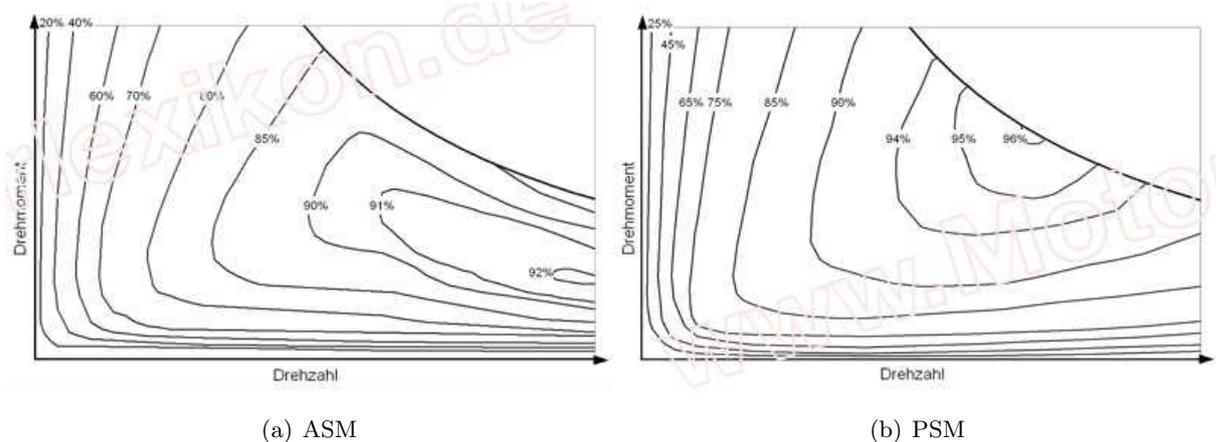


Abbildung 2.4: prinzipielle Wirkungsgradkennfelder von ASM und PSM [12]

2.3 Inverter [20]

Der Inverter, welcher Teil der Leistungselektronik ist, dient zur Regelung der elektrischen Maschine. Hierfür muss die elektrische Maschine zu jedem Zeitpunkt mit der richtigen Frequenz und Spannung versorgt werden. Als Bewertungskriterien für einen solchen Inverter kommen seine Zuverlässigkeit im Betrieb, seine kalendarische Lebensdauer, sein Gewicht sowie die Kompaktheit in Frage. Zusätzlich sollte natürlich der Wirkungsgrad des Inverters möglichst hoch sein. Um das Fahrzeugkühlsystem zu vereinfachen sollte die maximal ertragbare Kühlfüssigkeitstemperatur des Inverters auf demselben Niveau liegen wie die der elektrischen Maschine. Dadurch können Inverter und EM in einen einzigen Kühlkreislauf integriert werden.

Als Invertertechnologie kommen IGBT, MOSFET oder Bipolartransistoren zum Einsatz.

2.4 Antriebskonzepte

Es gibt verschiedene Möglichkeiten ein elektrisch betriebenes Fahrzeug anzutreiben:

2.4.1 Achsindividuelle Antriebe

Zentralantrieb

Beim Zentralantrieb befindet sich der Traktionsmotor an einer zentralen Position. Von dort aus können über ein oder mehrere Getriebe eine oder mehrere Achsen angetrieben werden. Bei diesem Antriebskonzept kann somit mit nur einem einzigen Traktionsmotor ein Allradantrieb realisiert werden. Bei allen anderen Konzepten sind dafür mehrere elektrische Maschinen notwendig.

Zentralachs Antrieb

Bei dieser Antriebsvariante befindet sich die EM direkt vor dem Achsgetriebe. Somit ist für jede angetriebene Achse ein Traktionsmotor notwendig.



Abbildung 2.5: Radnabenantrieb (Michelin Active Wheel)[1]

2.4.2 Radindividuelle Antriebe

Achsantrieb

Beim Achsantrieb ist für jedes angetriebene Rad ein eigener Traktionsmotor notwendig, welcher mit einer Welle mit dem jeweiligen Rad verbunden ist. Jedes angetriebene Rad kann unabhängig von den anderen angetriebenen Rädern angesteuert werden. Eine Applikation von Torque Vectoring ist ohne zusätzlichen mechanischen Aufwand möglich.

Radnabenantrieb

Beim Radnabenantrieb befindet sich der Traktionsmotor direkt in der Radnabe. Dadurch ergibt sich wie beim Achsantrieb die Möglichkeit der unabhängigen Ansteuerung der angetriebenen Räder mit dessen Vorteilen. Ein Nachteil dieser Antriebsvariante ist die zwangsweise Erhöhung der ungefederten Massen. Diese Erhöhung bewirkt eine Verschlechterung des Insassenkomforts.[18] Weiters sei noch zu erwähnen dass für den Einsatz eines Radnabenantriebs die komplette Rad- aufhängung inklusive Bremsanlage angepasst bzw. neu entwickelt werden muss. Dies ist auch der Hauptgrund warum ein solcher Radnabenantrieb in dieser Arbeit nicht weiter berücksichtigt wurde. Abbildung 2.5 zeigt einen solchen Antrieb.

3 Grundlagen von Berechnung und Simulation

3.1 Fahrwiderstände

Fast alle fahrdynamischen Berechnungen in dieser Arbeit basieren auf der Bewegungsgleichung eines Fahrzeuges in Längsrichtung. Diese Gleichung basiert auf dem Gleichgewicht von Fahrwiderständen und Antriebskraft des Fahrzeuges.

Die drei Fahrwiderstände lauten:

1. Rollwiderstand

Der Rollwiderstand hängt von zwei Faktoren ab: Der Hauptanteil resultiert aus der um die Fahrzeugquerachse unsymmetrischen Druckverteilung im Latsch. Die daraus resultierende vertikale Reaktionskraft wirkt deshalb exzentrisch zur Radmitte und verursacht die Rollwiderstandskraft. Der zweite, wesentlich kleinere Teil, des Rollwiderstandes resultiert aus der visko-elastischen Verformung beim Reifen.[19]

Näherungsweise kann der Rollwiderstand als konstant angesehen werden. Sollte das Ergebnis jedoch exakter und somit realitätsnaher sein, muss mit einem Geschwindigkeitsabhängigen Wert gerechnet werden, welcher mit steigender Geschwindigkeit zunimmt. Die Berechnung erfolgt nach Formel 3.1.

$$F_{Roll} = m \cdot g \cdot \cos(\arctan k_{Steigung}) \cdot f_r [16] \quad (3.1)$$

2. Steigungswiderstand

Der Steigungswiderstand ist vergleichbar mit der sogenannten Hangabtriebskraft. Dies ist die parallel zur Fahrbahn wirkende Komponente des Eigengewichtsvektors eines Fahrzeuges in einer schiefen Ebene. Ein positiver Steigungswiderstand bedeutet Bergauffahrt und ein negativer Wert tritt bei Bergabfahrt auf. Formel 3.2 zeigt den mathematischen Zusammenhang.

$$F_{Steigung} = m \cdot g \cdot \sin(\arctan k_{Steigung}) [16] \quad (3.2)$$

3. Luftwiderstand

Der Luftwiderstandsbeiwert eines Fahrzeuges setzt sich aus mehreren Komponenten zusammen: [24]

- Formwiderstand
- Reibungswiderstand
- durch Auftriebskräfte induzierter Widerstand

Wobei gesagt werden kann, dass Ersterer bei Stadtlieferwagen als dominierend angesehen werden kann.

Zusätzlich zum dimensionslosen Luftwiderstandsbeiwert hängt der eigentliche Luftwiderstand noch von der projizierten Querschnittsfläche des Fahrzeuges, der Dichte der Luft sowie der Geschwindigkeit ab. Ein nicht zu unterschätzender Teil des Luftwiderstandsbeiwertes resultiert aus der Motorraumdurchströmung. Diese kann insbesondere bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen minimiert werden. Aufgrund des hohen motorischen Wirkungsgrad und der daraus resultierenden geringen Motorabwärme ist nur eine geringe Kühlluftdurchströmung notwendig. Dies bedeutet, dass die Kühlluft Eintrittsöffnungen verkleinert werden können und somit der Luftwiderstandsbeiwert verbessert wird.

Die Luftwiderstandskraft errechnet sich nach Formel 3.3.

$$F_{Luft} = \frac{\rho_{Luft} \cdot A_{St} \cdot c_W \cdot v^2}{2} [16] \quad (3.3)$$

longitudinale Bewegungsgleichung

Aus den zuvor beschriebenen Fahrwiderständen und der Antriebskraft des Fahrzeuges ergibt sich die Bewegungsgleichung des Fahrzeuges in Längsrichtung. Als Masse kann allerdings nicht die tatsächliche Masse des Fahrzeuges gewählt werden, sondern die sogenannte reduzierte Masse. Die reduzierte Masse wird mit Formel 3.4 berechnet, wobei I_{red} das auf die Antriebsräder reduzierte Massenträgheitsmoment aller rotierender Bauteile des Fahrzeugs ist. Dieses reduzierte Massenträgheitsmoment ist nicht konstant, sondern gangspezifisch.

$$m_{red} = m + \frac{I_{red}}{r_{stat} \cdot r_{dyn}} \quad (3.4)$$

$$m_{red} \cdot a_x = F_{Luft} + F_{Roll} + F_{Steigung} + F_{Beschl} - F_{Antrieb} \quad (3.5)$$

3.2 Fahrzyklen

Wesentlicher Bestandteil einer jeden Simulation ist der nachzubildende Fahrzyklus. In dieser Arbeit werden verschiedene Zyklen betrachtet. Einerseits Realzyklen, welche aus Messfahrten gewonnenen Daten digitalisiert wurden, andererseits gesetzlich geregelte Zyklen.

3.2.1 Realzyklen

TRUCS-09 - Steyrloop (Abbildung 3.1)

TRUCS-09 steht für Transient Urban Cycle Steyr aus dem Jahr 2009. Dieser Zyklus wird auch als "Steyr Loop Neu" bezeichnet. Dieser ECS-interne Realzyklus besteht aus einer 16 km langen Fahrt durch die Stadt Steyr bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit von etwa 45 km/h. Dies sollte eine Fahrt in einer mitteleuropäische Stadt wiedergeben und ist kein reiner Stadtzyklus, denn eine kurze Bundesstraßenfahrt ist ebenfalls in ihm enthalten. Weiters sei zu erwähnen, dass die Stadt Steyr auf hügeligem Terrain erbaut wurde und somit Steigungen und Gefälle im Zyklus inkludiert sind.

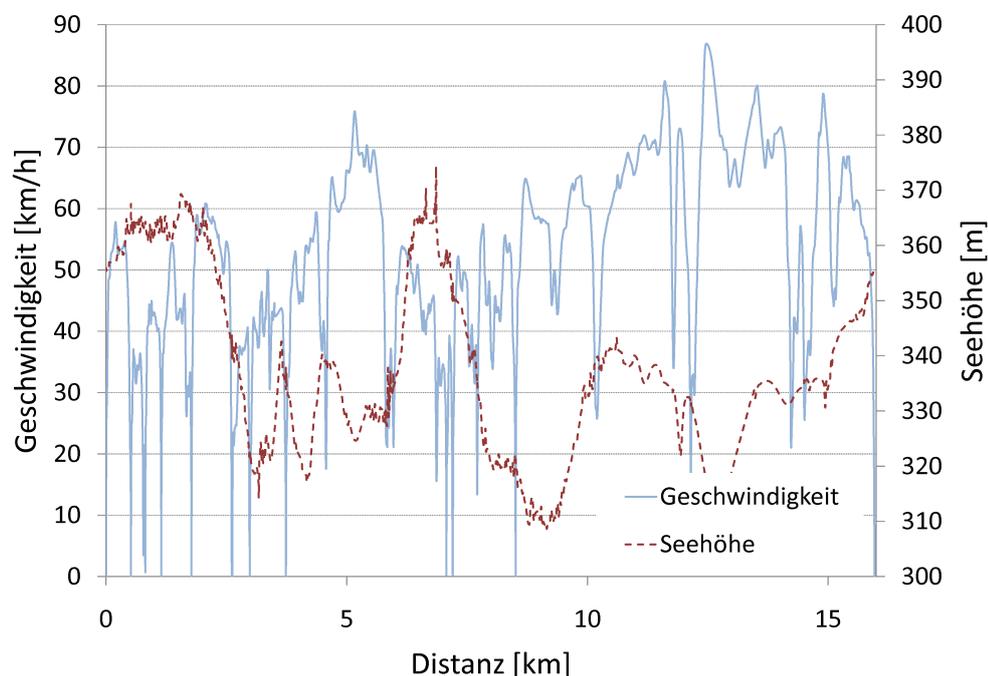


Abbildung 3.1: Streckenprofil - Steyrloop

SDC09 - Steyr Lieferrunde (Abbildung 3.2)

SDC09 steht für Steyr Delivery Cycle (Steyr Lieferrunde) aus dem Jahre 2009. Dieser ebenfalls firmeninterne Zyklus versucht möglichst realitätsnah den Einsatzbereich eines Stadtlieferwagens zu beschreiben. Auf der 29,6 km langen Strecke durch die Stadt Steyr sind insgesamt 15 Destinationen, wie sie zum Beispiel bei einem Paketlieferwagen auftreten, inkludiert. Aus diesem Grund ist dieser Zyklus der wichtigste in dieser Arbeit. Die Gesamtfahrzeit für diesen Zyklus beträgt ca. eine Stunde, bei einem Stillstandsanteil von 13%.

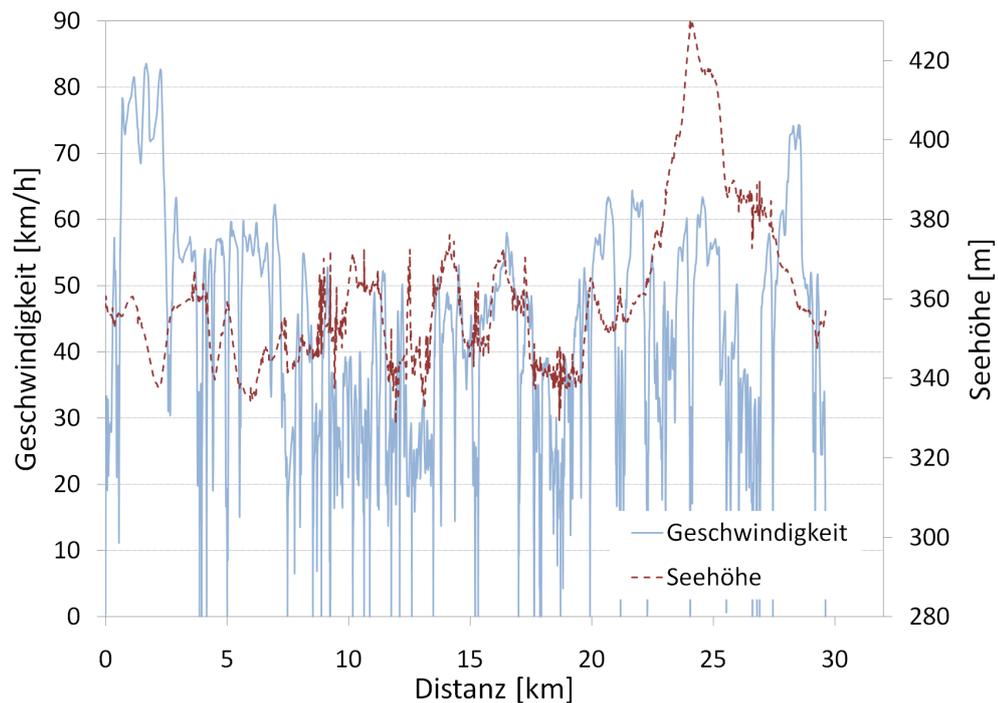


Abbildung 3.2: Streckenprofil - Steyr Lieferrunde

Salzburgloop (Abbildung 3.3)

Der sogenannte Salzburgloop ist eine Kombination von Autobahn- und Überlandfahrten. Die Gesamtstrecke beträgt 348,5 km und führt ausgehend von St. Valentin in Niederösterreich, über Oberösterreich nach Salzburg und wieder zurück. Die mittlere Geschwindigkeit beträgt ca. 75 km/h. Die Strecke beinhaltet auch eine Bergfahrt auf bis zu 783 m Seehöhe. Die Aufzeichnung der Strecke erfolgte mit einem BMW X3.

Aufgrund der langen Autobahnfahrt ist der Gesamtzyklus für einen Stadtlieferwagen wenig repräsentativ. Aus diesem Grund wurden einzelne Teilabschnitte herausgegriffen, welche dem Einsatzbereich eines solchen Lieferwagens eher entsprechen. Dies waren ein reiner Bundesstraßenabschnitt und ein Autobahnabschnitt. Der Autobahnabschnitt beginnt bei Streckenkilometer 6,5 und endet 43,9 km später. Die durchschnittliche Geschwindigkeit beträgt dabei 106 km/h. Der Bundesstraßenabschnitt beginnt bei Kilometer 50,4 und endet bei Kilometer 80,1. Hierbei liegt die mittlere Geschwindigkeit bei nur 57 km/h. Abbildung 3.4 zeigt das Streckenprofil dieser beiden Teilstücke.

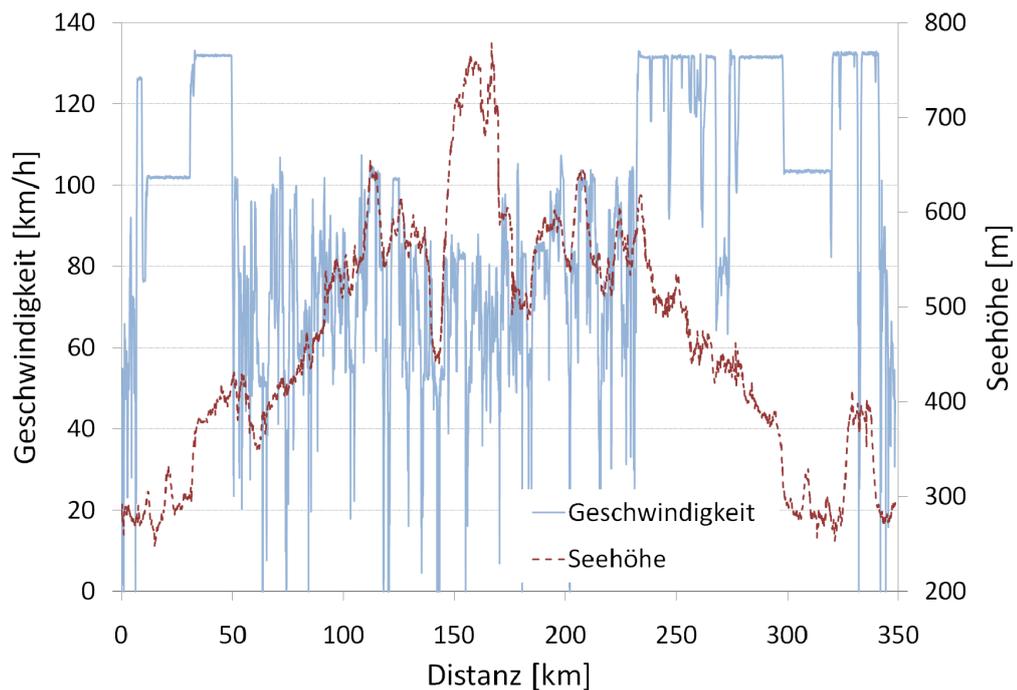
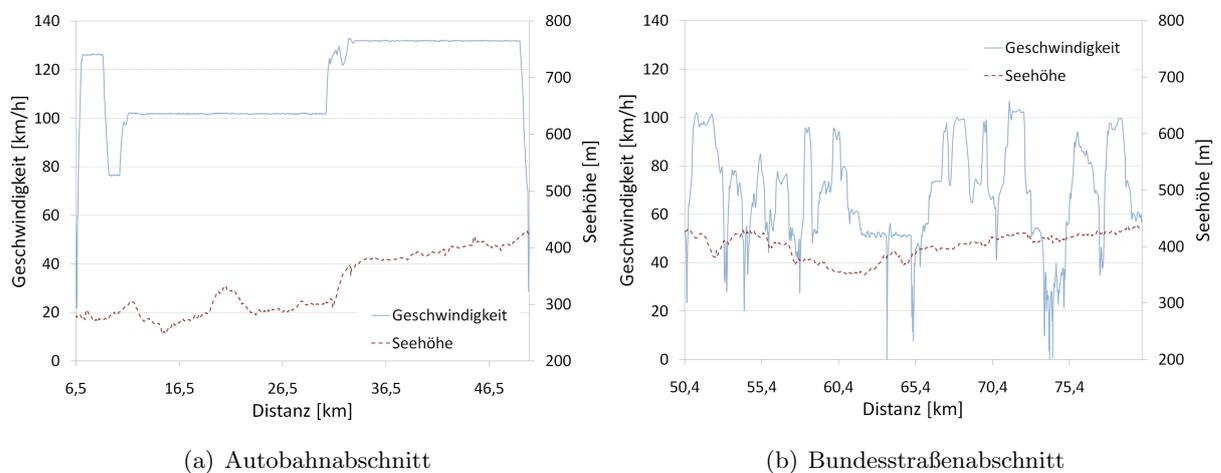


Abbildung 3.3: Streckenprofil - Salzburgloop



(a) Autobahnabschnitt

(b) Bundesstraßenabschnitt

Abbildung 3.4: Teilabschnitte des Salzburloops

Katschberg (Abbildung 3.5)

Diese Strecke stellt eine Bundesstraßenfahrt inmitten der Alpen dar. Der Startpunkt der 65km langen Strecke befindet sich in St. Michael im Lungau bei ca. 1050 m Seehöhe. Anschließend erfolgt ein Fahrt in das auf 1775 m hoch gelegene Obertauern. Nach dem Erreichen dieses Ortes erfolgt die Rückfahrt nach St. Michael. Danach kommt eine zweite Bergfahrt mit anschließender Rückfahrt nach St. Michael auf die 1640 m hoch liegende Katschberghöhe. Von dieser Strecke ist kein Geschwindigkeitsprofil eines Vergleichsfahrzeuges vorhanden und somit

erfolgte die Simulation immer mit der Vorgabe einer konstanten Soll-Geschwindigkeit.

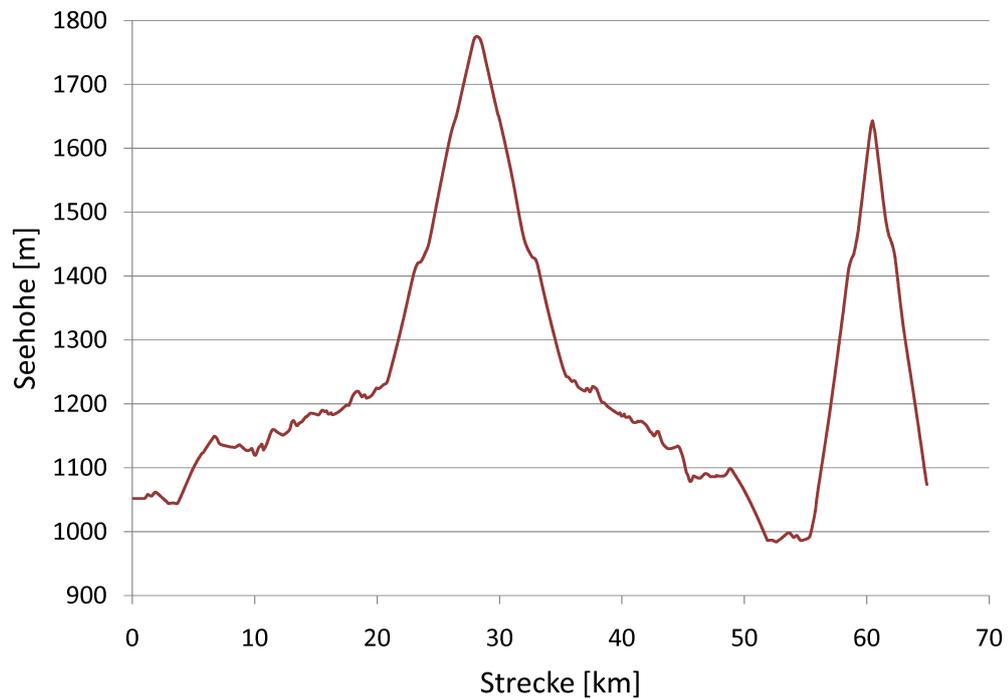


Abbildung 3.5: Streckenprofil - Katschberg

3.2.2 Gesetzliche Zyklen

NEDC (New European Driving Cycle) (Abbildung 3.6)

Der NEDC (Deutsch NEFZ) ist ein synthetischer Fahrzyklus und bildet somit keine reale Fahrt ab. Diese Art von Zyklus mit Bereichen mit konstanter Geschwindigkeit wird auch als modaler Zyklus bezeichnet.[25]

Der 1180 Sekunden dauernde Zyklus ist unterteilt in zwei Teile. Der erste, 780 Sekunden dauernde Teil ist der sogenannte City-Zyklus. Der 400 Sekunden dauernde zweite Teil stellt eine Überlandfahrt mit bis zu 120 km/h Höchstgeschwindigkeit dar. Dieser Zyklus dient als Grundlage für die genormten Verbrauchs- und Abgasmessungen von PKW innerhalb der Europäischen Union.

Aufgrund der nur sehr geringen Beschleunigungswerte von maximal 1 m/s^2 spielt dieser Zyklus bei der Auslegung eines elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen nur eine untergeordnete Rolle.

FTP-75 (Federal Test Procedure - 75) (Abbildung 3.7)

Der FTP-75, welcher ein transienter Zyklus ist, ist das amerikanische Gegenstück zum europäischen NEDC. Der FTP-75 dauert insgesamt 1874 Sekunden und ist angelehnt an eine reale Fahrt im morgendlichen Frühverkehr in Los Angeles. Der FTP-75 ist somit im Gegensatz zum NEDC kein synthetischer Fahrzyklus. [2]

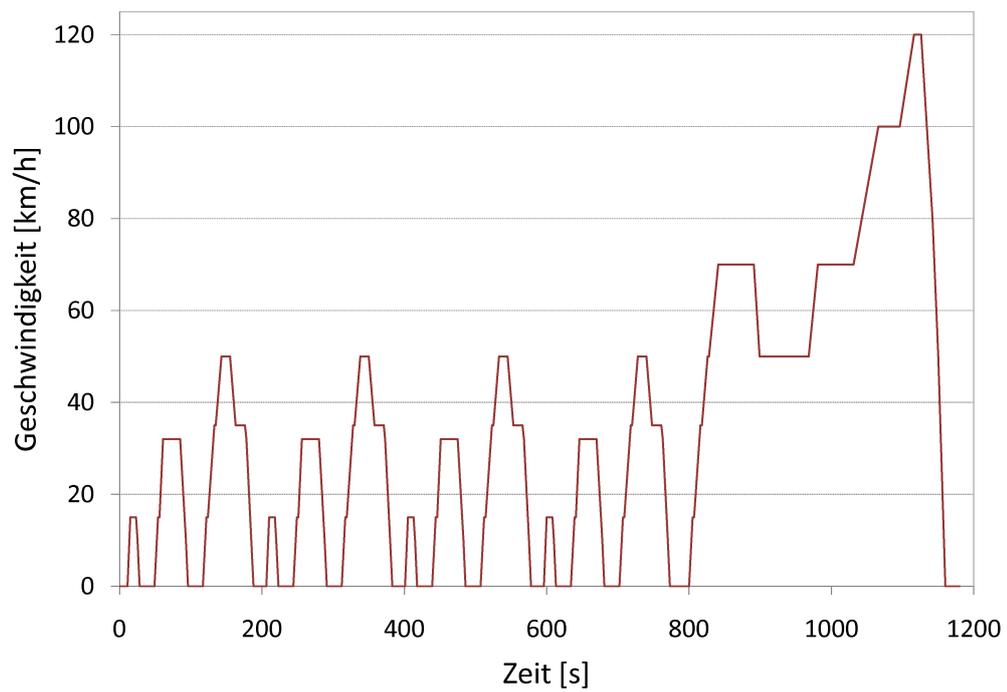


Abbildung 3.6: Geschwindigkeitsverlauf NEDC

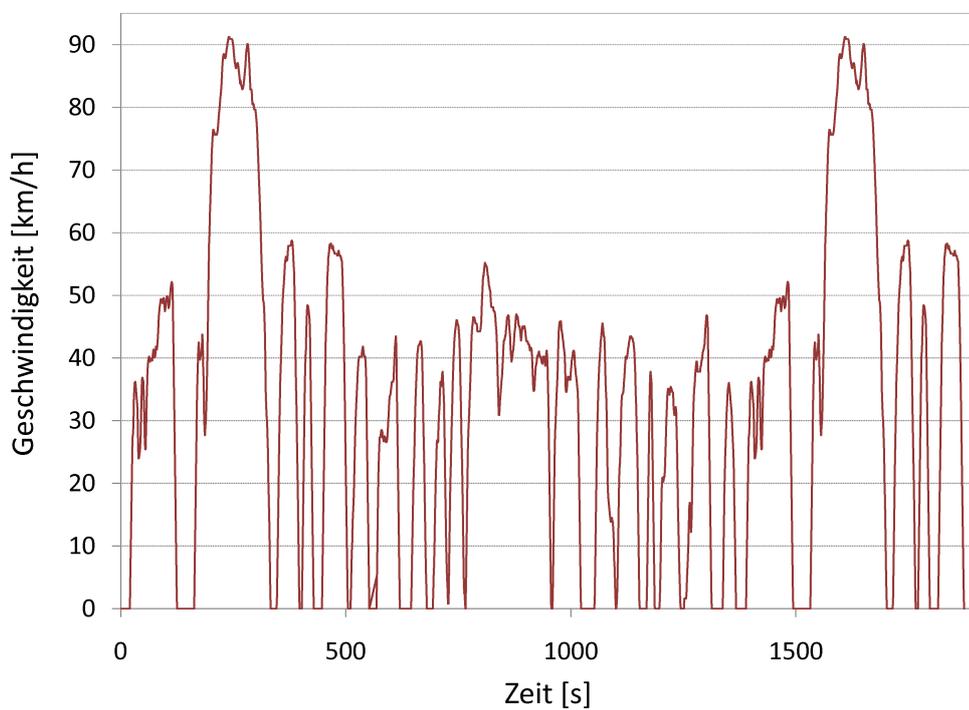


Abbildung 3.7: Geschwindigkeitsverlauf FTP-75

3.3 Simulationssoftware

FASI

FASI ist ein von Magna Powertrain - Engineering Center Steyr entwickeltes Längsdynamik-Simulationstool für Kraftfahrzeuge. Mit dieser Software ist eine stationäre und transiente Längsdynamiksimulation möglich. Als besonders sinnvoll erweist sich die einfache Möglichkeit genormte bzw. aus GPS-Daten generierte Fahrzyklen abzubilden und diese mit einem virtuellen Fahrzeug nachzufahren. Dabei werden sämtliche Fahrzeugparameter wie Drehzahlen, Drehmomente, usw. ermittelt und können zur späteren Verwendung in andere Programme importiert werden. Es besteht auch die Möglichkeit FASI über eine eingebaute Schnittstelle mit Matlab/Simulink anzusteuern. In dieser Arbeit wurde mit den Versionen 8.00 und 8.01 gearbeitet. Nähere Informationen dazu findet man auf der Produkthomepage (www.fasi.at).

KULI

KULI ist ebenfalls ein von Magna Powertrain - Engineering Center Steyr entwickeltes Wärmemanagement Software-Tool. Nähere Informationen dazu findet man auf der Produkthomepage (www.kuli.at).

weitere Programme

Als weitere Programme dienen die beiden Berechnungsprogramme *Matlab/Simulink*[®] von The MathWork, Inc. und *MathCad*[®] von *PTC*[®].

4 Definition der Fahrzeuganforderungen

4.1 Vergleich von am Markt befindlichen Vergleichsfahrzeugen

Um die funktionalen Anforderungen für einen elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen zu definieren, wurde eine Marktstudie der bereits am Markt befindlichen Vergleichsfahrzeuge durchgeführt. Diese Studie umfasste neben herkömmlichen, mit Verbrennungsmotoren betriebenen Fahrzeugen auch solche, welche über einen rein elektrischen Fahrantrieb verfügen. Nach der Auswahl der Vergleichsfahrzeuge wurden deren stationäres und transientes Fahrverhalten verglichen.

4.1.1 VKM-betriebene Vergleichsfahrzeuge

Mit einer konventionellen Verbrennungskraftmaschine (VKM) betriebene Vergleichsfahrzeuge werden von beinahe jedem Automobilhersteller angeboten. Die einzelnen Typen einer Gewichtsklasse unterscheiden sich untereinander nur geringfügig in ihren Eigenschaften. Um die Mindestanforderungen an einem elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen herauszufinden wurde die jeweils am schwächsten motorisierte Variante (geringstes Leistungsgewicht) und als Gegenstück die Fahrzeugvariante mit dem besten Leistung/Gewicht-Verhältnis jedes Fahrzeugtyps herausgesucht und verglichen.

Hier nun einige Beispielfahrzeuge:

- Gewichtsklasse 1500 kg - 2000 kg GVW
 - VW Caddy
 - Citroen Nemo/Fiat Fiorino/Peugeot Bipper
 - Opel Combo
 - Citroen Berlingo First
- Gewichtsklasse 2000 kg - 2900 kg GVW
 - VW Caddy Maxi
 - Citroen Jumpy
 - Fiat Doblo
 - Ford Transit Connect
- Gewichtsklasse 2900 kg - 3500 kg GVW
 - Citroen Jumper
 - VW Transporter
 - Ford Transit

- Gewichtsklasse 3500 kg - 5000 kg GVW
 - VW Crafter
 - Iveco Daily
 - Mercedes Sprinter

Eine detaillierte Auflistung von Vergleichsfahrzeugen inklusive Fahrzeugdaten befindet sich in Anhang A.1.1.

4.1.2 Elektrisch betriebene Vergleichsfahrzeuge

Im Gegensatz zu den VKM-betriebenen Lieferwagen gibt es nur sehr wenige elektrisch betriebene Vergleichsfahrzeuge. Diese Fahrzeuge mit E-Antrieb sind zum Großteil einfache Umbauten von VKM-betriebenen Fahrzeugen. Wesentliche Bauteile des Antriebsstranges wurden ohne Abänderung übernommen, wie zum Beispiel das Achsgetriebe. Lediglich das mehrstufige Schaltgetriebe wurde in den meisten Fällen durch ein einstufiges Getriebe mit fixer Übersetzung ausgetauscht.

Die Hersteller dieser Fahrzeuge veröffentlichen nur sehr wenige technische Daten zu ihren Fahrzeugen. Besonders die Steigfähigkeit und Werte für Beschleunigung und Elastizität sind nur sehr schwer bzw. unmöglich herauszufinden. Aus diesem Grund wurden einige ausgewählte elektrisch betriebene Fahrzeuge mit FASI und MathCad simuliert. FASI diente zur Bestimmung der maximalen Steigfähigkeit. Die Beschleunigungen konnten in MathCad berechnet werden.

Auch die Tatsache, dass das Übersetzungsverhältnis des meistens verwendeten einstufigen Getriebes nicht zu ermitteln war, stellte eine weitere Ungenauigkeitsquelle dar. Um dies möglichst gut auszugleichen, wurde diese unbekannt Variable so gewählt, dass das Fahrzeug seine angegebene Höchstgeschwindigkeit exakt bei Erreichen der maximalen Motordrehzahl erreicht bzw. die vom Hersteller angegebene Steigfähigkeit erreicht wird.

Beispiele für elektrisch betriebene Kastenwagen von 1500 kg - 5000 kg GVW:

- Iveco eDaily [6]
- Smith Ampere (Basisfahrzeug: Ford Transit Connect) [8]
- Smith Edison (Basisfahrzeug: Ford Transit) [8]
- Modec Box Van [7]
- Eco Carrier EL und Eco Carrier ES [3]

Aus der vorher erwähnten FASI-Simulation konnten folgende Betriebspunkte bestimmt werden:

Tabelle 4.1: Betriebspunkte von Vergleichsfahrzeugen mit GVW < 2500 kg

Geschwindigkeit	v	[km/h]	10	20	80	v_{max}
Steigung	$k_{Steigung}$	[%]	30 - 37	18 - 25	3,4 - 5,0	0,5
Motorbetrieb			Überlast	Dauer	Dauer	Dauer

Tabelle 4.2: Betriebspunkte von Vergleichsfahrzeugen mit GVW > 3000 kg

Geschwindigkeit	v	[km/h]	10	20	v_{max} (70-90)
Steigung	$k_{Steigung}$	[%]	32 - 41	10 - 18	1,5 - 3,2
Motorbetrieb			Überlast	Dauer	Dauer

Eine detaillierte Auflistung der betrachteten am Markt befindlichen Vergleichsfahrzeugen inklusive Fahrzeugdaten befindet sich in Anhang A.1.2.

4.1.3 Zusammenfassung

Aufgrund der Fahrleistungen vorher genannter elektrischer und VKM-betriebener Vergleichsfahrzeuge konnten 4 verschiedene Basisfahrzeuge mit ihren Abmessungen, Gewichten, usw. definiert werden, welche für alle weiteren Berechnungen verwendet wurden. Dies sind Fahrzeuge mit 1800 kg, 2500 kg, 3500 kg und 4500 kg GVW. Eine genaue Auflistung der einzelnen Fahrzeuge und deren Eigenschaften befindet sich in Anhang A.2.

Weiters konnte aus der Marktstudie der Mindestbedarf an Motorleistung herausgefunden werden. Dies wird in Abbildung 4.1 gezeigt. In diesem Diagramm entspricht die vertikale Achse der Motorleistung, die horizontale Achse dem zulässigem Gesamtgewicht und die Durchmesser der einzelnen Kreise der jeweiligen Nutzlast. Mit Hilfe der Gleichung der eingefügten Trendlinie kann auf einfachste Weise die der zulässigen Gesamtmasse entsprechende minimale Motorleistung errechnet werden. Tabelle 4.3 zeigt die daraus ermittelten Mindestantriebsleistungen für die bereits erwähnten vier Basisfahrzeuge.

Weiters wird in Abbildung 4.1 ersichtlich, dass die am Markt befindlichen elektrisch betriebenen Lieferwagen bei gleichem höchst zulässigem Gesamtgewicht eine deutlich niedrigere Nutzlast aufweisen als ihre konventionell betriebenen Vergleichsfahrzeuge. Auch die installierten Motorleistungen liegen bei einem Großteil der E-Fahrzeuge beträchtlich unterhalb der Werte ihrer VKM-betriebenen Konkurrenten.

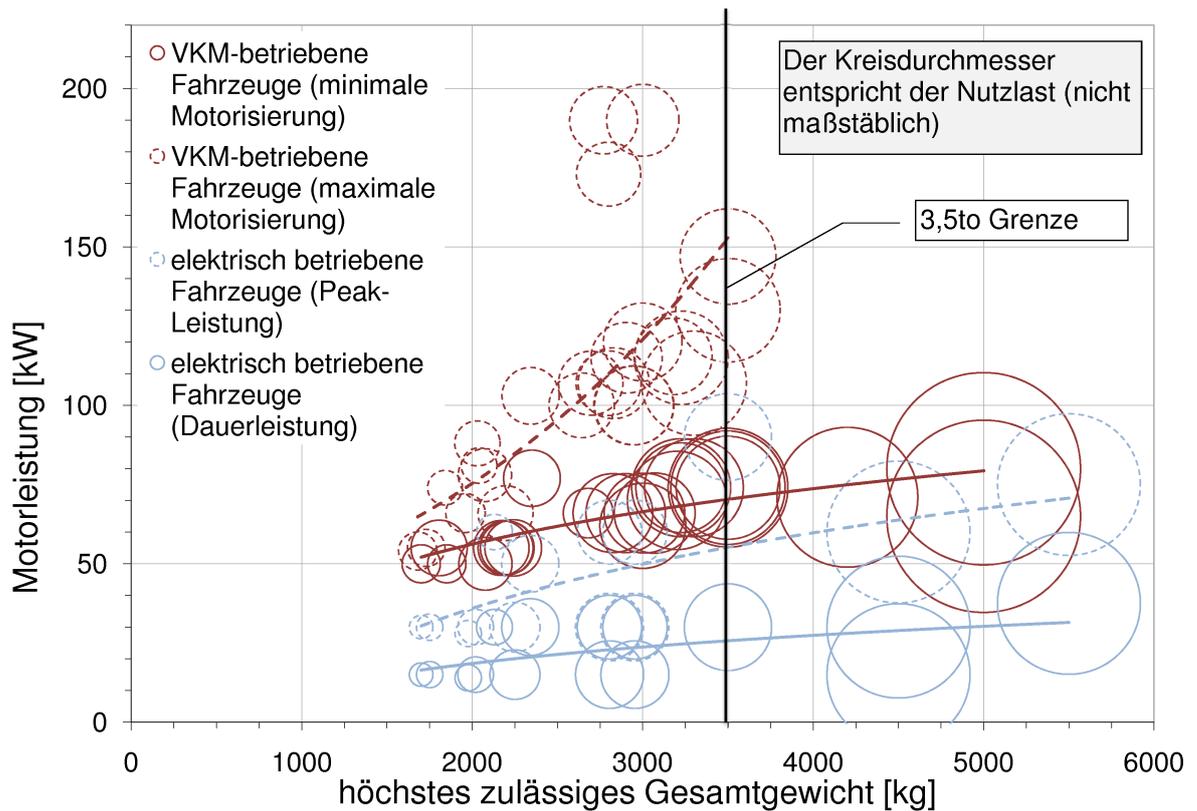


Abbildung 4.1: Marktanalyse

Tabelle 4.3: Mindestmotorleistungen

Gewichtsklasse			1,8 t	2,5 t	3,5 t	4,5 t
zul. Gesamtmasse	m_{Ges}	[kg]	1800	2500	3500	4500
Motorleistung (Peak)	P_{Max}	[kW]	54	62	70	77

4.2 Definition von funktionalen Anforderungen für einen Elektrostadtlieferwagen

4.2.1 Stationäre Anforderungen

Aufgrund der teilweise sehr untermotorisierten Vergleichsfahrzeugen mit Elektroantrieb wurde bei der Auswahl der Betriebspunkte nicht auf die in Tabelle 4.1 und 4.2 beschriebenen Werte zurückgegriffen sondern eigene Anforderungen definiert, welche in Tabelle 4.4 dargestellt werden.

Tabelle 4.4: Betriebspunkte

Geschwindigkeit	v [km/h]	10	20	80	v_{max}
Steigung	k [%]	40	20	5	0,5
Motorbetrieb		Überlast	Dauer	Dauer	Dauer

Die in Tabelle 4.4 definierten Betriebspunkte haben folgenden Hintergrund:

Der erste Punkt ist gleichbedeutend mit der maximalen Steigfähigkeit bei kurzzeitigem Überlastbetrieb des Motors. Die Vorgabe von 40% Steigfähigkeit kann allerdings bei einer ungünstigen Achslastverteilung bzw. ungünstiger Schwerpunktshöhe trotz ausreichender Motorisierung aufgrund der Traktion nicht erreicht werden. Der zweite Punkt mit 20 km/h bei einer 20-prozentigen Steigung entspricht der maximalen Steigfähigkeit ohne zeitlicher Begrenzung durch die Motorüberlast. (Dauersteigfähigkeit) Die 5% Steigung bei 80 km/h wurden deshalb gewählt, damit der Stadtlieferwagen bei einer eventuellen Bergauffahrt auf einer Überlandstraße oder Autobahn zu keinem Hindernis für andere, schwerere Lastkraftwagen wird. Der abschließende Betriebspunkt stellt sicher, dass die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges nicht nur auf absolut ebener Straße bzw. bei Windstille erreicht werden kann, sondern auch bei einer leichten Steigung von 0,5% oder auch bei leichtem Gegenwind.

Die Höchstgeschwindigkeit der Fahrzeuge wurde abhängig von deren Maximalgewicht definiert. Für den 1,8-, 2,5 und 3,5-tonner wurden 120 km/h festgelegt. Für das schwerste Basisfahrzeug mit 4,5 t GVW nur 90 km/h.

Eine weitere, nicht zu unterschätzende, stationäre Anforderung ist die sogenannte Gehsteigkantenüberfahrt. Hier wird angenommen, dass das Fahrzeug mit maximaler Beladung und mit beiden Rädern gleichzeitig eine Stufe überfährt. Die maximal mögliche Höhe dieser Stufe ist ein entscheidendes Kriterium für die Alltagstauglichkeit eines Stadtlieferwagens, da es im realen Betrieb immer wieder zu derartigen Situationen kommen kann. Für diese Berechnung sei zu erwähnen, dass eine mit Sicherheit auftretende Verformung des Reifens nicht berücksichtigt wurde und in Realität eine solche Kante im seltensten Fall im rechten Winkel überfahren wird. Da die Kante aus dem Stillstand überfahren wird, steht von Beginn an das maximale Motormoment zur Verfügung. Als Minimumkriterium für die Gehsteigkantenüberfahrt wurden 70 mm angenommen. Die Berechnung erfolgte mit Formel 4.1.

$$h_{Gehsteig} = \frac{\sqrt{-M_{max}^2 + r_{stat}^2 \cdot m_{maxHA}^2 \cdot g^2} - r_{stat} \cdot m_{maxHA} \cdot g}{m_{maxHA} \cdot g} \quad (4.1)$$

4.2.2 Transiente Anforderungen

Die wichtigsten transienten Anforderungen sind zweifelsfrei die Beschleunigungswerte aus dem Stillstand und auch die sogenannten Elastizitätskennwerte. Aufgrund des Einsatzes eines Elektromotors, welcher sein Maximalmoment nur für eine kurze Zeit (30 s) abgeben kann, wurde auch die Anfahrt aus dem Stillstand in einer Steigung untersucht. Hier war es wichtig innerhalb

der Zeitspanne, in der der Motor das Überlastmoment aufbringen kann, eine gewisse Strecke zurückzulegen. In Realität entspricht dies dem Überwinden eines steilen Straßenstücks um in flacheres Gelände zu gelangen.

Als transientes Minimumkriterium wurde für einen Beschleunigungsvorgang von 0 auf 100 km/h bei halber Nutzlast 15 Sekunden festgelegt. Für die Elastizitätswerte und das Anfahren am Berg wurden keine exakten Grenzwerte festgelegt.

4.2.3 Anforderungen an den Energiespeicher

Der Energiespeicher muss genügend elektrische Energie speichern um mit dem Fahrzeug eine gewünschte Strecke fahren zu können. In diesem Fall beträgt die gewünschte Fahrtstrecke mit einer einzigen Batterieladung ca. 100 - 160 km. Um nun auf die benötigte Speicherkapazität der Batterie zu kommen reicht es nicht aus den Energieverbrauch des Elektromotors alleine zu betrachten. Die Möglichkeit einer Rückspeisung der Bremsenergie und weitere elektrische Verbraucher im Fahrzeug müssen berücksichtigt werden. Diese Thematik wird im Kapitel 6.7 (Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse) näher untersucht.

4.3 Auswertung von Messdaten zur Verbrauchskollektiverstellung

Für die Verbrauchskollektiverstellung wurden Messdaten von den in Kapitel 3.2.1 beschriebenen Real-Zyklen herbeigezogen. (Steyr Loop, Steyr Lieferrunde und Salzburgloop). Für die beiden Stadt-Zyklen konnten jeweils zwei bzw. drei Messfahrten analysiert werden. Diese beiden Messfahrten wurden zu unterschiedlichen Uhrzeiten durchgeführt, um unterschiedliche Verkehrsaufkommen und dadurch eine eventuelle Änderung im Energiebedarf zu berücksichtigen. Weil nur Teile des 349 km langen Salzburgloops relevant sind wurden sechs kurze Teilstücke daraus analysiert.

Das Hauptaugenmerk bei der Auswertung dieser Zyklen, welche mit einem ballastierten BMW X3 aufgenommen wurden, lag am spezifischen Energieverbrauch. Der Ballast wurde so gewählt, dass das Fahrzeuggewicht ungefähr einem mit halber Nutzlast beladenen 2,5 t Lieferwagen entspricht. Der Energiebedarf ergibt sich aus Messdaten von Messwellen, welche das jeweilige Drehmoment an den Eingängen von Hinterachs- und Vorderachsgetriebe messen. Durch Mittelwertbildung der Signale der ABS-Sensoren konnten die jeweiligen Eingangsdrehzahlen der beiden Achsgetriebe berechnet werden. Um noch exaktere Drehzahlwerte zu bekommen erfolgte danach noch ein Abgleich mit denen durch das Differential-GPS erlangten Geschwindigkeitsverläufen der Messfahrten. Danach konnten durch Multiplikation von Drehmoment und Drehzahl von Vorder- und Hinterachse deren Leistungsverläufe bestimmt werden. Anschließend wurden diese beiden Verläufe addiert und daraus der Gesamtenergiebedarf durch Integration ermittelt.

Da der Gesamtenergiebedarf nur bedingt aussagekräftig ist, wurde dieser in positivem und negativem Anteil getrennt berechnet. Der positive Anteil ergibt den rein zum Vortrieb des Fahrzeugs notwendigen Energiebedarf an den Achsgetriebeeingängen. Der negative Anteil entspricht zum

Teil der für eine eventuelle Rekuperation zur Verfügung stehenden Energie. Da die beiden Messwellen an den Achsgetriebeeingängen positioniert waren, wurden noch die beiden Wirkungsgrade der Getriebe benötigt um den Energiebedarf an den Antriebsrädern zu ermitteln. Diese Berechnung erfolgte mit Formel 4.2.

Bei all diesen Berechnungen ist auf das Massenträgheitsmoment der rotierenden Teile des Antriebsstrangs zu achten. Hierbei kann es vorkommen, dass trotz Abbremsung des Fahrzeugs, ein positives Moment an den Messwellen aufgezeichnet wird. Dieses positive Moment stammt aus dem Massenträgheitsmoment des Motors, obwohl sich der Motor selbst im Schubetrieb befindet.

Tabelle 4.5 zeigt die je nach Fahrtstrecke unterschiedlichen Werte für den spezifischen Energiebedarf. Man sieht, dass der höchste Energiebedarf bei einer Autobahnfahrt mit 130 km/h auftritt. Die Bundesstraßen- und Autobahnfahrten mit 100 km/h weisen mit 97 - 103 Wh/km/t den geringsten Energiebedarf auf. Die beiden für einen Stadtlieferwagen entscheidenden Stadtzyklen haben einen Energiebedarf von ca. 105 - 115 Wh/km/t.

$$P_{Rad\ vorne} = T_{AGein\ vorne} \cdot \omega_{AGein\ vorne} \cdot \eta_{AG\ vorne} \quad (4.2)$$

$$P_{Rad\ hinten} = T_{AGein\ hinten} \cdot \omega_{AGein\ hinten} \cdot \eta_{AG\ hinten} \quad (4.3)$$

$$P_{Gesamt} = P_{Rad\ vorne} + P_{Rad\ hinten} \quad (4.4)$$

$$E_{Gesamt}^+ = \sum_{i=1}^n P_{Gesamt_i}^+ \frac{\Delta t}{3600000} \quad [kWh] \quad (4.5)$$

Tabelle 4.5: Energiebedarf

Fahrzyklus	Distanz [km]	Höhendiff. [m]	Ø Geschw. [km/h]	Energiebedarf [Wh/km/t]
Steyrloop Fahrt 1	10,2	0	27,7	105,5
Steyrloop Fahrt 2	10,2	0	26,6	113,2
Steyr Lieferrunde Fahrt 1	31,2	0	25,9	109,7
Steyr Lieferrunde Fahrt 2	31,2	0	28,9	106,3
Steyr Lieferrunde Fahrt 3	29,6	0	30,4	113,5
Bundesstraße 1	31,6	+108	73,6	102,4
Bundesstraße 2	20,6	+45	75,5	97,0
Autobahn 100 km/h	18,8	0	100,7	96,5
Autobahn 100 km/h	20,4	-26	102,3	104,3
Autobahn 130 km/h	15,7	+51	130,5	151,2
Autobahn 130 km/h	19,1	-111	130,0	139,6
NEDC (aus Simulation)	11,0	0	33,2	94,0
FTP-75 (aus Simulation)	19,0	0	35,8	97,8

Da die Steyr Lieferrunde dem Einsatzprofil eines Stadtlieferwagens entspricht erfolgte für diesen Zyklus die genaueste Betrachtung. Diese Strecke wurde zusätzlich zur Messfahrt noch im

Fahrsimulationstool FASI nachgebildet. Aus den mit Hilfe eines Differential-GPS gemessenen Daten konnte der Streckenverlauf (Geschwindigkeit und Seehöhe) nachgebildet und mit einem virtuellen BMW X3 nachgefahren werden. Durch einen Vergleich der Simulationsergebnisse und der ausgewerteten Messdaten der Messfahrt erfolgte eine Anpassung des Simulationsmodells.

Die Anpassung erfolgte durch Änderung des Rollwiderstands- und Luftwiderstandsbeiwertes. Letzter entsprach nicht mehr dem vom Fahrzeughersteller angegebenen Wert, da bei der Messfahrt die Fenster aus messtechnischen Gründen teilweise geöffnet waren und dies den c_W -Wert erhöht.

Der zu Beginn gewählte Rollwiderstandsbeiwert von 0,01 erwies sich als viel zu gering. Am Ende des Abgleichs stellte sich ein Wert von 0,02 als korrekt heraus. Diese Verdopplung des Rollwiderstandsbeiwertes ergibt sich jedoch nicht alleine aus einem höheren realen Rollwiderstand. Dieser Wert diente vielmehr als Anpassungsparameter, um die Simulation mit der Messfahrt abzugleichen. Ein Teil dieser Erhöhung entspricht dem in der FASI-Simulation nicht berücksichtigtem Kurvenwiderstand. Dieser wurde überschlagsmäßig mit Formel 4.6 nachgerechnet mit der Annahme einer linearen Schräglauftiefe der Reifen um die Größenordnung dieses Verlustes abschätzen zu können. Das Ergebnis dieser Berechnung war ein Energiebedarf von 0,25 kWh um den Kurvenwiderstand zu überwinden. Im Vergleich dazu sind 3,08 kWh für den Rollwiderstand notwendig. Das bedeutet, dass der Kurvenwiderstand ca. 8% des Rollwiderstandes beträgt und ist somit im SDC09 nicht zu vernachlässigen. Abbildung 4.2 zeigt in welcher Größenordnung sich der Kurvenwiderstand bewegen kann.

Für zukünftige Nachbildungen realer Fahrtstrecken mit FASI oder anderen Software-Tools kann gesagt werden, dass eine entsprechende hohe Güte der GPS Daten notwendig ist. Besonders exakte Höhenprofile sind für realitätsnahe Simulationen wichtig. Ein fehlerhafter Geschwindigkeitsverlauf hat hingegen einen geringeren Einfluss auf die Ergebnisse.

$$f_k = \frac{a_y}{g} \left(\frac{l_h}{l} \sin(\alpha_v) + \frac{l_v}{l} \sin(\alpha_h) \right) \text{ mit } \alpha = \frac{F_y}{C_\alpha} [15] \quad (4.6)$$

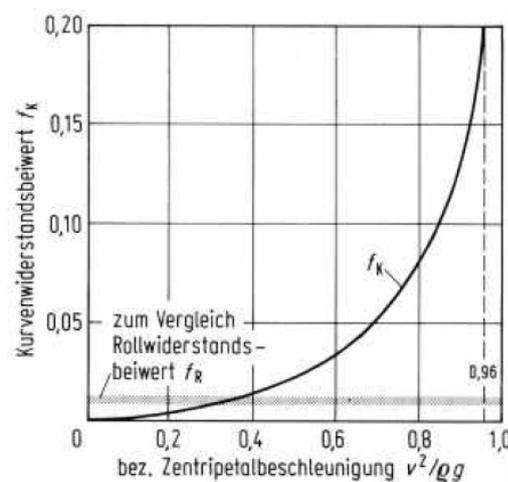


Abbildung 4.2: Kurvenwiderstandsbeiwert [15]

5 Konzepterstellung - einstufige Ausführung

Die Konzepterstellung erfolgte in zwei Schritten: Im ersten Schritt wurden die vier Basisfahrzeuge (siehe Anhang A.2) mit einem einstufigem Getriebe untersucht. Im nächsten Schritt folgte die Ausarbeitung von mehrstufigen Konzepten. Hierfür wurden ein ca. 2500 kg schweres Fahrzeug und in weitere Folge, ein 3500 kg schweres Fahrzeug als Basis herangezogen.

5.1 Antriebsstrangauslegung

5.1.1 Motorauslegung (Wunschennlinien)

Für die Auslegung des E-Motors wurden sogenannte Wunschennlinien erstellt. Unter Wunschennlinien versteht man jene Leistungskennlinien, mit welchen das gewählte Fahrzeug die gewünschten Betriebspunkte erreichen kann (siehe Tabelle 4.4). Die im Rahmen dieser Arbeit erstellten Kennlinien basieren auf der Annahme eines konstanten Drehmoments bis zum Beginn des Feldschwächebereichs und konstanter Leistung im Feldschwächebereich. Dies entspricht der typischen Charakteristik einer elektrischen Maschine.

Es sei gesagt, dass für diesen Anwendungsfall die Höchstdrehzahl der Motoren auf 10000 U/min festgelegt wurde, was für diese Motorenklasse einen realistischen Wert darstellt. Durch die Auswahl der Maximaldrehzahl konnte auch die für die Ermittlung der Wunschennlinien notwendige Berechnung der Getriebeübersetzungen durchgeführt werden. Dies wird in Abschnitt 5.1.2 näher erläutert.

Bei späterer Auswahl eines realen Motors, kann diese Drehzahl von dieser abweichen, wenn gleichzeitig das Motormoment angepasst wird. Dies bedeutet dann bei einer Reduktion der Drehzahl auf 5000 U/min, müsste das Drehmoment um den Faktor zwei erhöht werden, damit die Motorleistung gleich bleibt. Allerdings sollte bei einer Änderung des Drehzahlbereichs immer beachtet werden, dass sich die Masse des Motors ändert und auch eine andere Getriebeübersetzung notwendig sein wird. Das bedeutet, dass ein schneller drehender Motor aufgrund des niedrigeren Drehmoments kleinere Abmessungen haben kann und somit leichter ist und ein geringeres Masenträgheitsmoment hat als ein langsam laufender. Im Gegensatz muss jedoch das Getriebe eine höhere Übersetzung aufweisen, was unter anderem ein höheres Getriebegewicht mit sich bringt. Beim Einsatz von sehr hoch drehenden Motoren darf auch eine Untersuchung der Geräuschentwicklung nicht vernachlässigt werden.

Abbildung 5.1 zeigt beispielhaft die Wunschennlinie für das 2500 kg schwere Basisfahrzeug. Die Kennlinien der anderen Fahrzeuge unterscheiden sich nur in den Leistungs- und Drehmoment-

werten. Die "Form" der Kurven bleibt jedoch in etwa gleich. Bei näherer Betrachtung dieser Abbildung ist zu sehen, dass die Dauerleistung entweder vom Betriebspunkt v_{Max} oder 80 km/h bei 4% Steigung bestimmt wird. Das benötigte Dauermoment wird von der Dauersteigfähigkeit bestimmt. Das maximale Überlastmoment wird von der maximalen Steigfähigkeit bestimmt.

Die Überlastleistung hingegen hängt von der geforderten Beschleunigung des Fahrzeuges ab. Hierfür wurden als Richtwert 15 Sekunden für die Beschleunigung von 0 bis 100 km/h bei halber Nutzlast gewählt. Die hierfür benötigte Leistung bestimmt nun den Knickpunkt der Momentenkennlinie. Jene Drehzahl, an der sich dieser Knickpunkt befindet wird auch Nenndrehzahl genannt. Hierbei stellte sich heraus, dass bei Wahl derselben Nenndrehzahlen für den Überlast- und Dauerlastbereich gleichzeitig die geforderte Beschleunigungsfähigkeit in etwa erreicht wird.

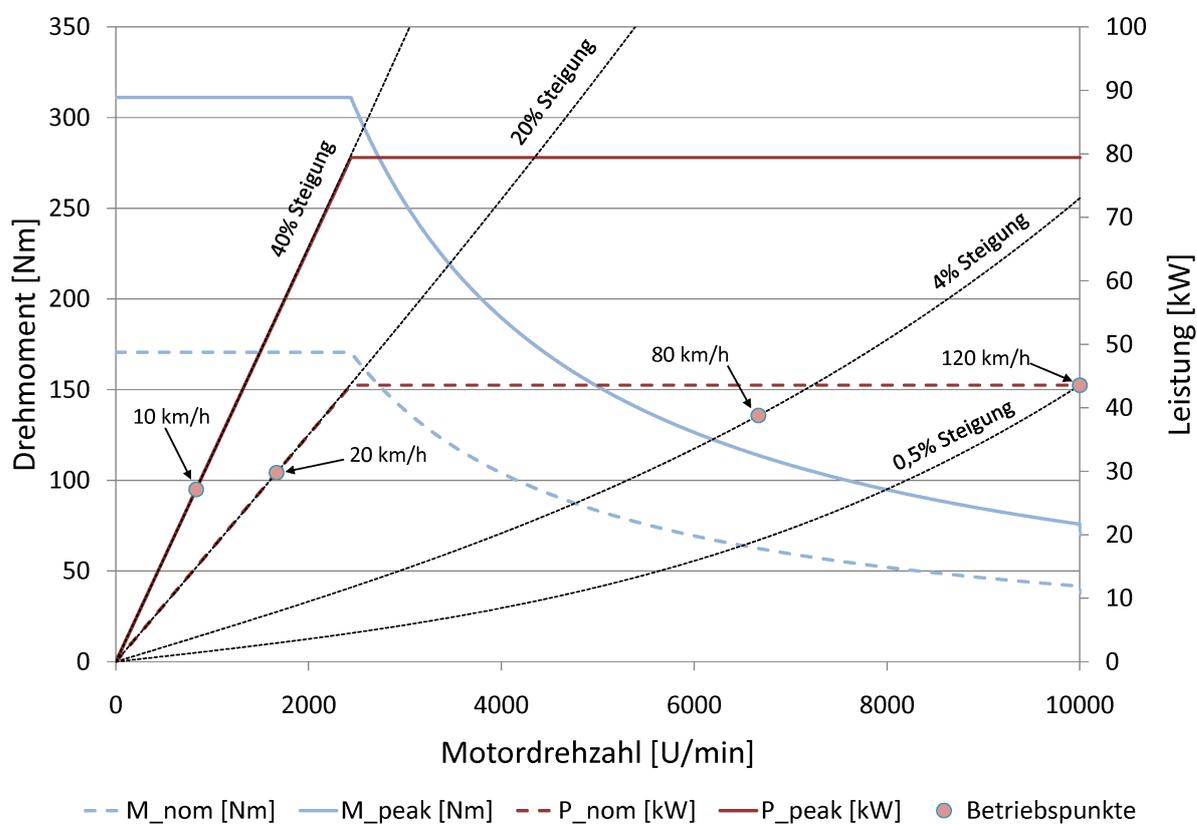


Abbildung 5.1: Wunschkennlinie für das 2500 kg Basisfahrzeug

Tabelle 5.1: Kennwerte der Wunschkennlinien für die einstufige Ausführung

Fahrzeuggewicht	m_{Ges}	[kg]	1800	2500	3500	4500
Nennmoment	M_{Nenn}	[Nm]	123	170	239	230
Nennleistung	P_{Nenn}	[kW]	34	44	61	68
Überlastmoment	M_{Max}	[Nm]	224	311	435	424
Überlastleistung	P_{Max}	[kW]	62	79	111	125
Nenndrehzahl	n_{Nenn}	[U/min]	2600	2440	2430	2820

5.1.2 Getriebeauslegung

In diesem Fall war die Auslegung des Getriebes sehr einfach. Da nur eine einzige Übersetzungsstufe auszulegen war, wurde das Übersetzungsverhältnis einfach nach Formel 5.1 ermittelt. Bei dieser Art der Auslegung erreicht das Fahrzeug seine Höchstgeschwindigkeit beim Erreichen der Motorhöchstzahl. Man kann in den Ergebnissen (Tabelle 5.2) sehen, dass bedingt durch die Annahme einer hohen Motordrehzahl eine relativ hohe Gesamtübersetzung vorzusehen ist.

$$i_{Ges} = \frac{n_{Max}}{\frac{v_{Max}}{U_{dyn}}} \quad (5.1)$$

Tabelle 5.2: Gesamtübersetzungsverhältnisse

Fahrzeuggewicht	m_{Ges} [kg]	1800	2500	3500	4500
Gesamtübersetzungsverhältnis	i_{Ges} [-]	9,02	10,13	10,26	14,11

Bei Betrachtung von Tabelle 5.1 und 5.2 kann man sehen, dass sich die Anforderungen an Motor und Getriebe für die Fahrzeuge mit 3500 und 4500 kg lediglich in den unterschiedlichen Gesamtübersetzungsverhältnissen unterscheiden. Die geforderten Leistungswerte für die Motoren sind sehr ähnlich. Dies ermöglicht für diese beiden Fahrzeuge, welche wie in dieser Gewichtsklasse üblich über einen Hinterradantrieb verfügen, die Verwendung des gleichen Motors. Die unterschiedlichen Gesamtübersetzungsverhältnisse können durch zwei verschiedene Achsgetriebe realisiert werden. Diese Möglichkeit ist allerdings nur für einfache Realisierungen und geringe Stückzahlen sinnvoll.

5.2 Ergebnisse

Die zuvor erwähnten Schritte wurden nun für die vier Basisfahrzeuge angewandt. Mit den dadurch erhaltenen Motorkennlinien und der für das Erreichen der gewünschten Höchstgeschwindigkeit notwendigen Getriebeübersetzung konnten erste Fahrzeugeigenschaften unter Verwendung von Mathcad ermittelt werden. Dies sind verschiedenste Beschleunigungs- und Elastizitätskennwerte, sowie das in Kapitel 4.2.2 erwähnte Anfahren am Berg.

Das Anfahren am Berg wurde mit maximaler Nutzlast gerechnet, die Beschleunigungs- und Elastizitätskennwerte im Gegensatz dazu zusätzlich auch mit halber Nutzlast und unbeladen. Die Gehsteigkantenüberfahrt wurde für ein voll beladenes Fahrzeug untersucht. Die stationären Anforderungen mussten nicht extra untersucht werden, denn diese waren in Form der gewünschten Betriebspunkte die Grundlage für die Erstellung der Motorkennlinien. Der einzige stationäre Kennwert, welcher nicht in die Erstellung der Motorkennlinien einfluss war das in Kapitel 4.2.1 erklärte Überfahren einer Gehsteigkante.

Die Abbildungen 5.2 und 5.3 zeigen, dass alle Fahrzeuge aufgrund der nach denselben Betriebspunkten ausgelegten Motorcharakteristiken in etwa dieselben Beschleunigungs- und Elastizitätskennwerte haben. Aufgrund des unterschiedlichen Verhältnisses von GVW zu Leergewicht

ist dies bei den unbeladenen Fahrzeugen nicht mehr der Fall. Hier haben die schwereren Fahrzeuge Vorteile gegenüber den Leichtereren, da die Zuladung relativ zum Fahrzeuggewicht größer ist. Fehlende Balken in diesen Diagrammen resultieren aus fehlenden Daten (VW Caddy) oder aufgrund der gesetzlich beschränkten Höchstgeschwindigkeit (4,5 t Fahrzeug).

Als Richtwerte für das Beschleunigungsvermögen der Fahrzeuge können fünf Sekunden von 0-50km/h, zehn Sekunden von 0-80 km/h und 15 Sekunden von 0-100 km/h gesehen werden. Abbildung 5.2 zeigt dies. Beim Vergleich der vier Basisfahrzeuge mit bereits am Markt befindlichen elektrisch betriebenen Vergleichsfahrzeugen wird ersichtlich, dass die gewählten Betriebspunkte vergleichsweise gute Beschleunigungswerte liefern. Die vier Basisfahrzeuge können auch im Vergleich mit einem VKM-betriebenen Fahrzeug bestehen. Hierfür wurde ein VW Caddy Maxi 1,9 TDI mit 77 kW Motorleistung und 2410 kg GVW gewählt.

Bei der in Tabelle 5.3 ausgewerteten Gehsteigkantenüberfahrt erreichen alle Fahrzeuge die geforderten 70 mm.

Abbildung 5.4 zeigt die Ergebnisse für das Anfahren am Berg. Auffallend in diesem Diagramm ist, dass trotz unterschiedlicher Steigungen die Höhenmeter-Verläufe sehr ähnlich sind. Bei einer kleinen Steigung ist zwar die Fahrgeschwindigkeit und somit auch die zurückgelegte Fahrtstrecke größer, im Gegensatz dazu allerdings auch die überwundenen Höhenmeter pro gefahrener Strecke niedriger als bei einer Fahrt auf einem steileren Straßenstück. Bei einer beispielhaften Steigung von 30% kann das Fahrzeug während der für 30 Sekunden möglichen Überlast ca. 78 Höhenmeter überwinden. Im Vergleich dazu beträgt die größtmögliche Höhendifferenz einer durchgehenden Steigung in der Steyr Lieferrunde lediglich 50m. Somit stellt es überhaupt kein Problem dar steile Garagenausfahrten oder ähnliches mit einem solchen Fahrzeug zu überwinden. Das Anfahren am Berg stellt somit kein Problem dar.

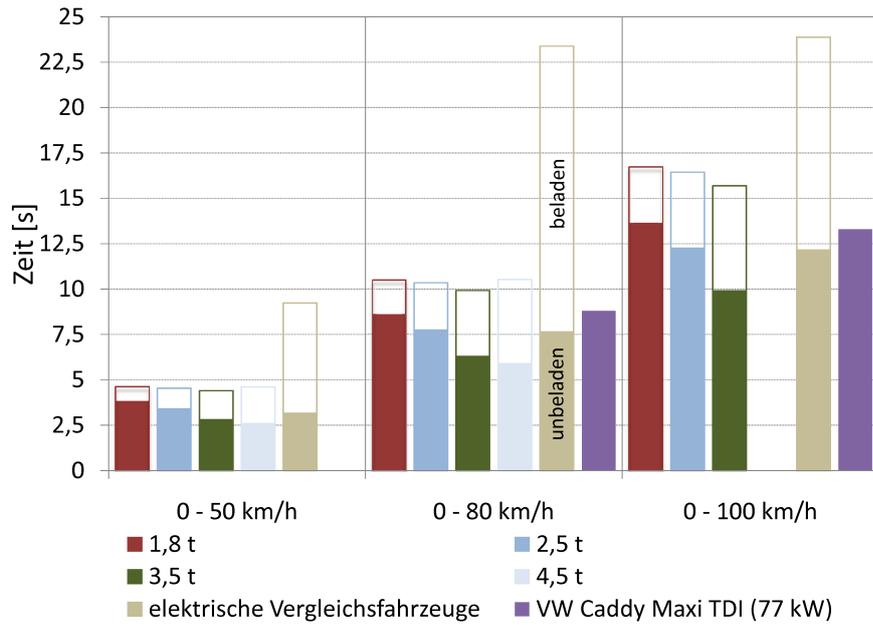


Abbildung 5.2: Beschleunigungskennwerte

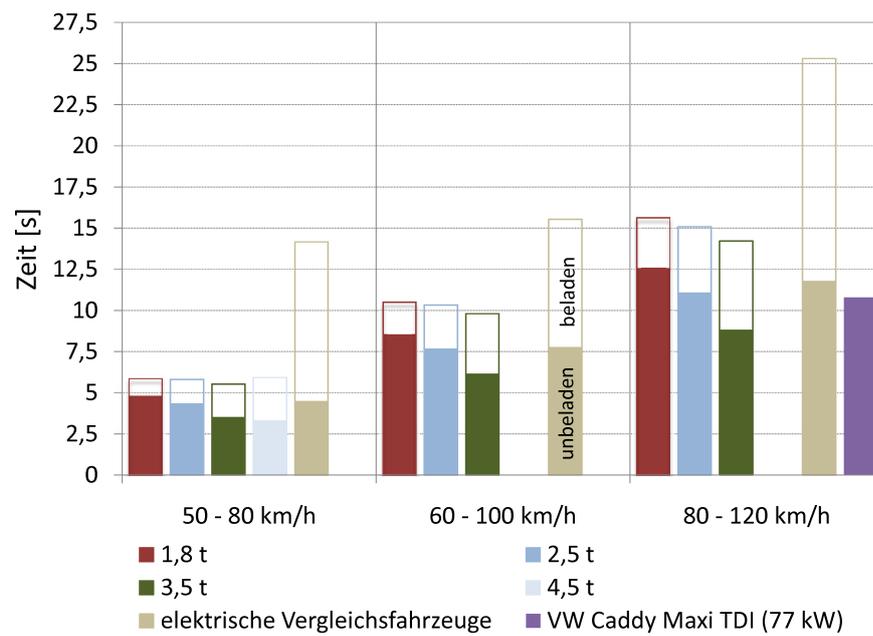


Abbildung 5.3: Elastizitätskennwerte

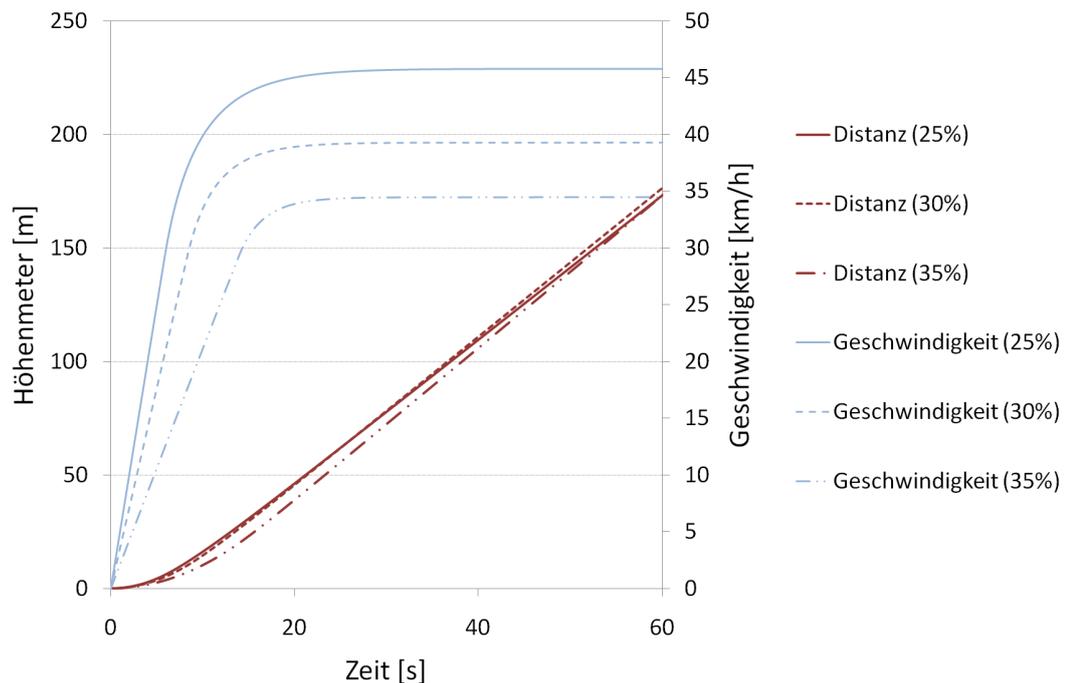


Abbildung 5.4: Anfahren am Berg (2500 kg Basisfahrzeug)

Tabelle 5.3: Gehsteigkantenüberfahrt bei einstufiger Auslegung

Fahrzeuggewicht	m_{Ges}	[kg]	1800	2500	3500	4500
Gehsteigkantenhöhe	$h_{Gehsteig}$	[mm]	103,0	113,2	110,5	86,0

5.2.1 Autobahnsteigung

Abschließend wurde eine Autobahnfahrt bei gleichzeitigem Überwinden einer Steigung durchgeführt. Hierfür wurde der sogenannte "Erlaberg" untersucht. Der Erlaberg ist ein Autobahnteilstück der Autobahn A1 in Fahrtrichtung Wien bei St. Valentin. Auf einer Länge von ca. 2,75 km werden dabei 122 Höhenmeter bei einer kurzfristigen Maximalsteigung von 7,8% überwunden. Das dazu passende Streckenprofil zeigt Abbildung 5.5. Um keine Lastkraftwagen (LKW) im Verkehrsfluss zu behindern ist die Vorgabe bei der Bergauffahrt mit maximaler Nutzlast nicht unter 75 km/h abzufallen. Dieser Wert ist relativ hoch gewählt, da laut ECS-internen Fahrversuchen vollbeladene 40 t LKW auf 65 km/h (bei 380 kW Motorleistung) beziehungsweise auf 32 km/h (bei 200 kW Motorleistung) abfallen.

Um dies zu überprüfen, wurden nun die vier Basisfahrzeuge mit unterschiedlichen Anfahrts- und Sollgeschwindigkeiten (=Sollgeschwindigkeiten) und der Vorgabe diese wenn möglich einzuhalten auf der zuvor beschriebenen Strecke simuliert. Die Sollgeschwindigkeiten waren 88, 100 und 120 km/h. Für das 4500 kg schwere Fahrzeug wurde nur der Fall mit 88 km/h untersucht, da die Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeugs nur 90 km/h beträgt.

Aus den hier ermittelten und in Abbildung 5.6 gezeigten Leistungsverläufen ist ersichtlich, dass für eine konstante Fahrt mit 120 km/h der Leistungsbedarf die verfügbare Dauerleistung in weiten Teilen der Strecke deutlich übertrifft. Bei den beiden langsameren Fahrten sind die Überlastanteile- und auch die Spitzenwerte der benötigten Leistung deutlich niedriger. Mit Hilfe einer überschlägigen Berechnung konnte unter der Annahme, dass eine geringere Überlast für längere Zeit möglich ist als er Motorbetrieb bei Maximallast, jene Zeitpunkte berechnet werden, ab denen der Motor aufgrund von Überhitzung in den Grundlastbetrieb zurückregeln muss. Diese Berechnung erfolgte durch gleichsetzen der überschüssigen Energie bei 30 Sekunden maximaler Überlast mit der überschüssigen Energie bei nur teilweiser Überlast für die gesuchte Zeit t und der Simulationsschrittweite Δt . (siehe Gleichung 5.2)

$$(P_{Max} - P_{Dauer}) \cdot 30 = \sum_{i=0}^t (P_i - P_{Dauer}) \cdot \Delta t \text{ für alle } P_i > P_{Dauer} \quad (5.2)$$

5.2.1.1 Ergebnisse

Bei diesen Berechnungen stellte sich heraus, dass der geforderte Betriebspunkt von 5% Steigung bei 80 km/h im Dauerlastbetrieb zu hoch gewählt war. Durch die Möglichkeit den Motor auch über längere Zeit bei nur leichter Überlast zu betreiben wurde dieser Betriebspunkt auf 4% Steigung bei 80 km/h geändert. Mit diesem neuen Betriebspunkt und somit auch neuen Wunschennlinien wurden die gesamte Analyse einer Überfahrt einer Autobahnsteigung und alle vorangegangenen Berechnungen wiederholt. Hierbei stellt sich heraus, dass eine Fahrt mit 120 km/h für die Basisfahrzeuge mit 1,8 t, 2,5 t bzw. 3,5 t bis Streckenkilometer 6,7 - 6,8 in etwa möglich ist (Annahmen: konstante Wärmeabfuhr und konstanter Motorwirkungsgrad). Durch ein intelligentes Energiemanagement kann dieser Punkt noch weiter nach hinten verschoben werden. Mit 100 km/h oder 88 km/h ist hingegen eine problemlose Überwindung der Steigung ohne erzwungenen Rückfall in den Dauerleistungsbetrieb für diese drei Fahrzeuge durchführbar. Das auf 90 km/h Höchstgeschwindigkeit beschränkte 4,5 t schwere Basisfahrzeug kann den gesamten Autobahnabschnitt mit Maximalgeschwindigkeit durchfahren.

Das Überwinden einer Autobahnsteigung stellt somit kein Problem dar. Beispielhaft sind in Abbildung 5.6 und 5.7 die Ergebnisse dieser Analyse für das 2500 kg schwere Basisfahrzeug dargestellt.

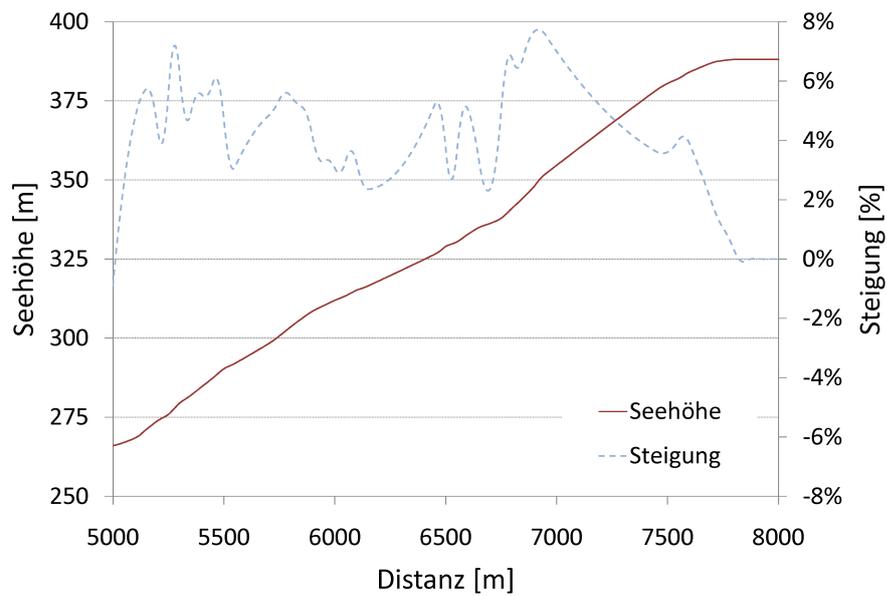


Abbildung 5.5: Streckenprofil - Erlaberg

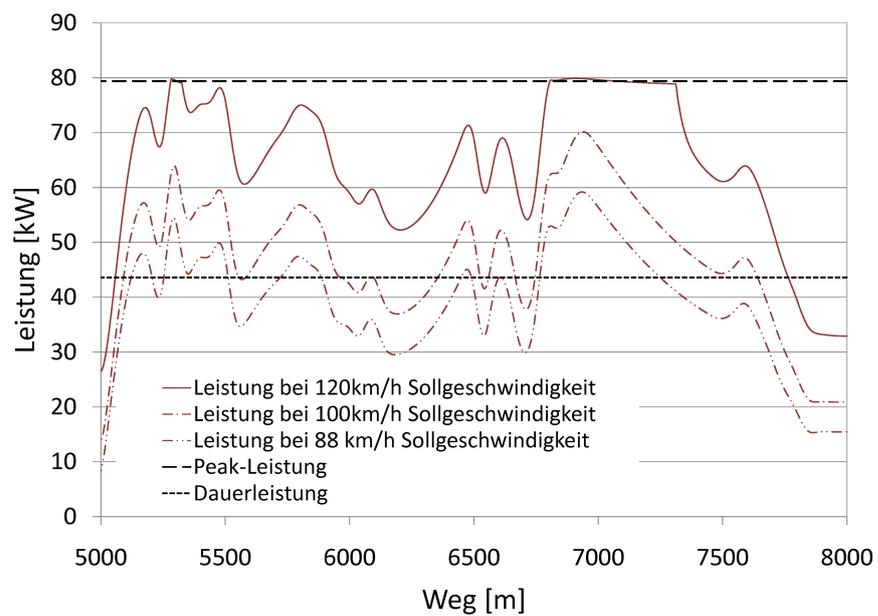


Abbildung 5.6: Leistungsverläufe für verschiedene Soll-Geschwindigkeiten am Erlaberg (2500 kg Basisfahrzeug)

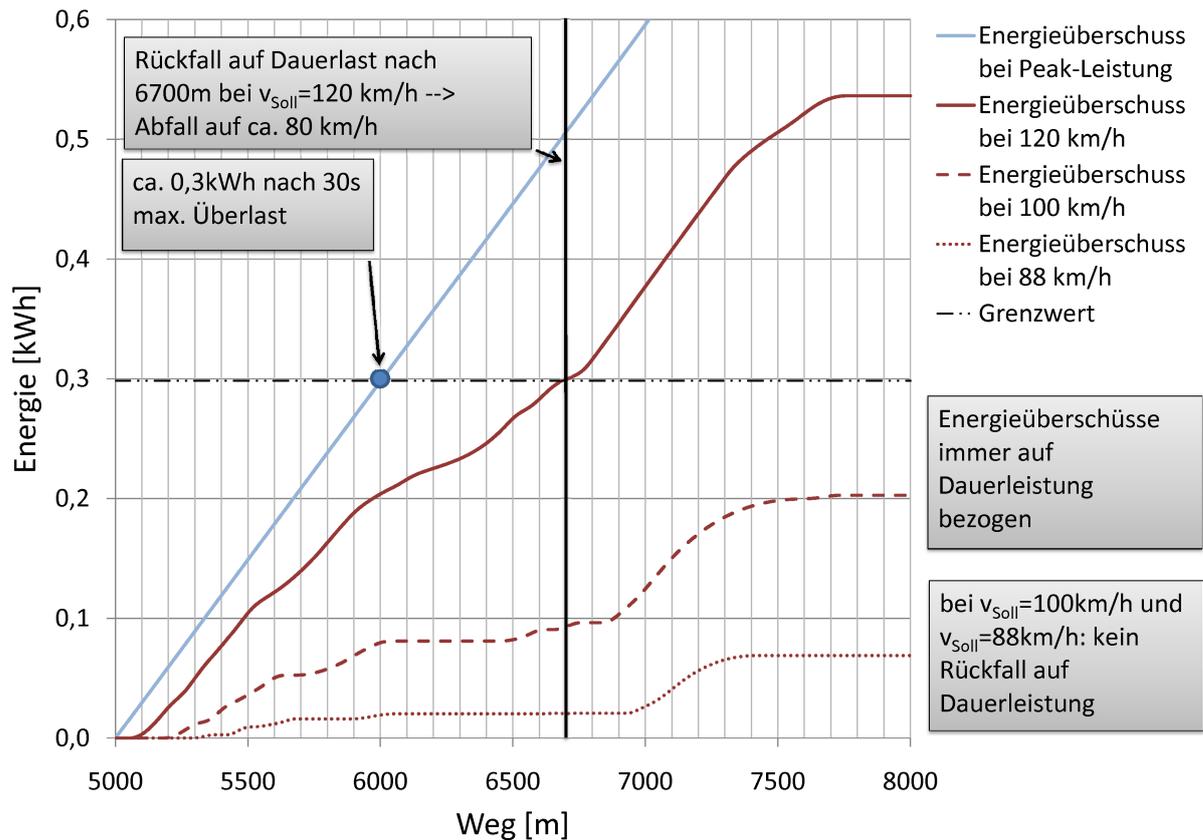


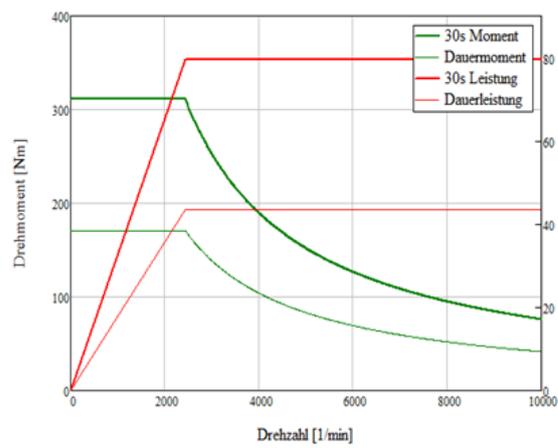
Abbildung 5.7: Ermittlung des Zeitpunktes des Rückfalls in den Dauerleistungsbereich bei verschiedenen Soll-Geschwindigkeiten am Erlaberg (2500 kg Basisfahrzeug)

5.2.2 Zusammenfassung

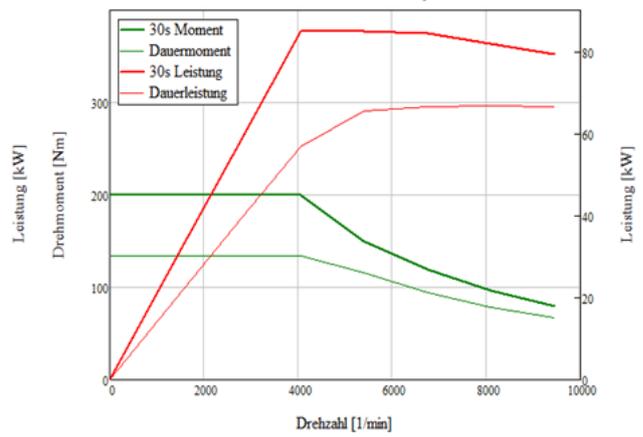
Bis jetzt handelte es sich um fiktive Kennlinien von Elektromotoren. Wenn man jedoch diese Kennlinien mit denen realer Motoren verschiedener Hersteller vergleicht, sieht man dass die Anfahrmente für die jeweilige Leistungsklasse zu hoch sind. Für diesen Vergleich wurden nur serienmäßig erhältliche Motoren analysiert, denn die Verwendung eines eigens entwickelten Sondermotors, welche die gewünschten Leistungsdaten erfüllt ist für die hier betrachteten Fahrzeuge nicht vorgesehen. Dies bedeutet, dass das theoretische Erreichen aller Betriebspunkte mit nur einem einzigen Gang in Realität nur sehr schwer bis gar nicht zu bewerkstelligen ist.

Abbildung 5.8 zeigt für das 2500 kg schwere Basisfahrzeug einen solchen Vergleich. Man sieht, dass der reale Motor bei sogar höherer Leistung ein wesentlich niedrigeres Maximalmoment aufweist. Dies ist einer der Gründe warum die Untersuchungen für Fahrzeuge mit einem einstufigen Getriebe an dieser Stelle abgeschlossen wurden. Alle weiteren Berechnungen und Simulationen in dieser Arbeit beziehen sich auf elektrisch betriebene Stadtlieferwagen mit einem mehrstufigen Getriebe in Kombination mit einem realen Elektromotor.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass ein einstufiges Getriebe nur bei sehr leistungsstarken oder geschwindigkeitsbeschränkten Fahrzeugen funktioniert.



(a) Wunschmotor



(b) Realer Motor (Brusa HSM1 6.17.12 C01)

Abbildung 5.8: Gegenüberstellung von Wunschmotor und realem Motor

6 Konzepterstellung - mehrstufige Ausführung 2,5 t

6.1 Motivation

Die nun folgenden Untersuchungen von einem elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen mit einem mehrstufigen Getriebe haben mehrere Gründe:

Durch die Möglichkeit mittels Übersetzungsänderung eine Lastpunktverschiebung herbeizuführen kann der Motor in einem besseren Wirkungsgradbereich betrieben werden, was sich in einem geringeren Energieverbrauch widerspiegelt. Dieser geringere Energieverbrauch hat auch Auswirkungen auf die Größe des benötigten Batteriepakets und somit auch auf die Gesamtkosten des Fahrzeugs.

Weiters kann durch einen kurz übersetzten ersten Gang das benötigte maximale Motormoment gering gehalten werden. Ein geringes Motormoment bedeutet, dass ein kleinerer Motor verwendet werden kann, welcher ein geringeres Massenträgheitsmoment hat, sowie billiger und leichter als ein größerer ist. Ob diese Aussagen tatsächlich zutreffen sollte in dem folgenden Abschnitt der Arbeit bestätigt werden.

Ein weiterer positiver Effekt bei der Verwendung eines mehrstufigen Getriebes ist die Möglichkeit das Beschleunigungsverhalten des Fahrzeugs zu verbessern, sowie durch die Drehzahlreduktion die Geräuschemissionen zu reduzieren. Als negativ ist das durch das Getriebe erhöhte Eigengewicht des Fahrzeuges zu betrachten, sowie die erhöhten Produktionskosten durch die aufwendigere Konstruktion.

Für die Auslegung eines elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens mit einem mehrstufigen Getriebe war es nun notwendig einen realen Motor samt Wirkungsgradkennfeld zu betrachten. Es wurde auch keines der zuvor erwähnten vier Basisfahrzeuge verwendet. Stattdessen erfolgten die Untersuchungen mit einem VW Caddy Maxi, welcher mit einem Elektromotor der Firma Brusa und einem selbst entwickelten mehrstufigen Getriebe ausgestattet werden sollte.

Dieser Lieferwagen entspricht von den Abmessungen und Gewicht in etwa dem zuvor betrachteten 2500 kg schweren Basisfahrzeug. Die vom Motor gelieferten Maximal- bzw. Dauerleistungen sind höher als die für das Basisfahrzeug ermittelten Wunschleistungen. Die Werte für das maximale Dauermoment bzw. Peakmoment sind um einiges niedriger, was jedoch durch den Einsatz mehrerer Gänge kompensiert werden kann. Das Getriebe dieses genauer untersuchten Fahrzeugs wird im weiteren Verlauf der Arbeit als "ECS-eDrive-NFZ" bezeichnet.

6.2 Fahrzeugbeschreibung

Als Fahrzeugplattform für das ECS-eDrive-NFZ könnte jeder ca. 2500 kg schwere Lieferwagen gewählt werden. In dieser Arbeit wurde ein Volkswagen Caddy Maxi Kastenwagen ausgewählt. Dieses Fahrzeug hat ein GVW von 2410 kg. Das Leergewicht des Serienfahrzeuges beträgt 1543 kg. Durch die Umrüstung des Fahrzeuges auf den rein elektrischen Betrieb und dem damit verbundenen Entfall der VKM samt Zusatzkomponenten sowie der Integration der elektrischen Komponenten ergibt sich ein neues Fahrzeugleergewicht von 1723 kg. Eine exakte Gewichtsbilanz des Fahrzeuges befindet sich in Kapitel 8.2.2.

Reifendimensionen, c_W -Wert, Abmessungen und andere Fahrzeugeigenschaften blieben unverändert. Bei genauerer Betrachtung müsste der Luftwiderstandsbeiwert verringert werden, da bei der Verwendung eines elektrischen Antriebes aufgrund der geringeren Motorabwärme die Lufteinläufe des Fahrzeuges verkleinert werden können. Dies wurde jedoch aufgrund fehlender Daten nicht durchgeführt. Eine detaillierte Auflistung der Fahrzeugeigenschaften befindet sich in Anhang A.3.1.

6.3 Antriebsstrangauslegung

6.3.1 Motor

Als Elektromotor für dieses Fahrzeug sollte eine Permanentmagnet-Synchronmaschine (PSM) der Firma Brusa zum Einsatz kommen. Der Motor vom Typ HSM1 6.17.12 hat eine Grundleistung von 47 kW, eine Dauerleistung von 66 kW und eine Spitzenleistung von 92 kW (bei 400 V), welche 30 Sekunden zur Verfügung stehen. Nach Abruf dieser 30-sekundigen Überlast, muss der Motor zur thermischen Regeneration wieder mindestens 90 Sekunden bei Grundleistung betrieben werden. Das 30-Sekunden Überlastmoment beträgt 200 Nm, das maximale, dauerhaft abrufbare, Motormoment liegt bei 130 Nm. Die mechanische Maximaldrehzahl beträgt 11000 U/min und der Feldschwächebereich beginnt bei ca. 4200 U/min.

Das nur für maximal eine Sekunde ertragbare Spitzenmoment ist für den Fahrbetrieb an sich nicht relevant. Hier wird das maximale Motormoment dem 30 s-Moment gleichgesetzt. Bedeutung hat das Spitzenmoment erst bei der elektrischen Synchronisation des Motor, welche in Kapitel 6.5.3 betrachtet wird. Hier handelt es sich nur um sehr kurze Zeitspannen, welche deutlich unter einer Sekunde liegen und somit kann bei Zulassung des Spitzenmoments der Synchronisationsvorgang noch etwas schneller durchgeführt werden.

Das Schleppmoment des Motors ist über den gesamten Drehzahlbereich sehr niedrig und erreicht sein Maximum von ca. 1 Nm bei 10000 U/min. Die Ursachen für dieses Schleppmoment sind hauptsächlich die durch die Permanentmagnete hervorgerufenen Verluste.

Wie für eine Permanentmagnet-Synchronmaschine(PSM) üblich, hat dieser Motor einen über weite Drehzahl- und Lastbereiche hohen Wirkungsgrad. Bei niedrigen Drehzahlen und Lasten fällt die Effizienz des Motors stark ab. Das Wirkungsgradmaximum beträgt in etwa 0,95 (ohne

Inverter). Im Gegensatz zu einer VKM befindet sich dieses Maximum nicht bei hoher Last, sondern schon im mittleren Lastbereich. Dies ist für spätere Energiebedarfsbetrachtungen wichtig, da dadurch eine Lastpunkterhöhung nicht immer eine Verbesserung des Wirkungsgrades bringt.

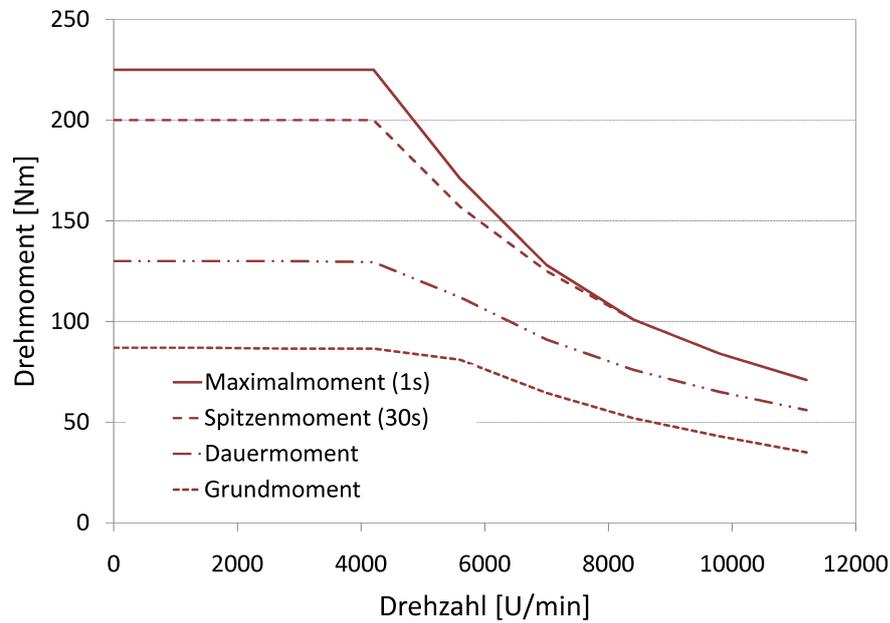


Abbildung 6.1: Drehmomentcharakteristik

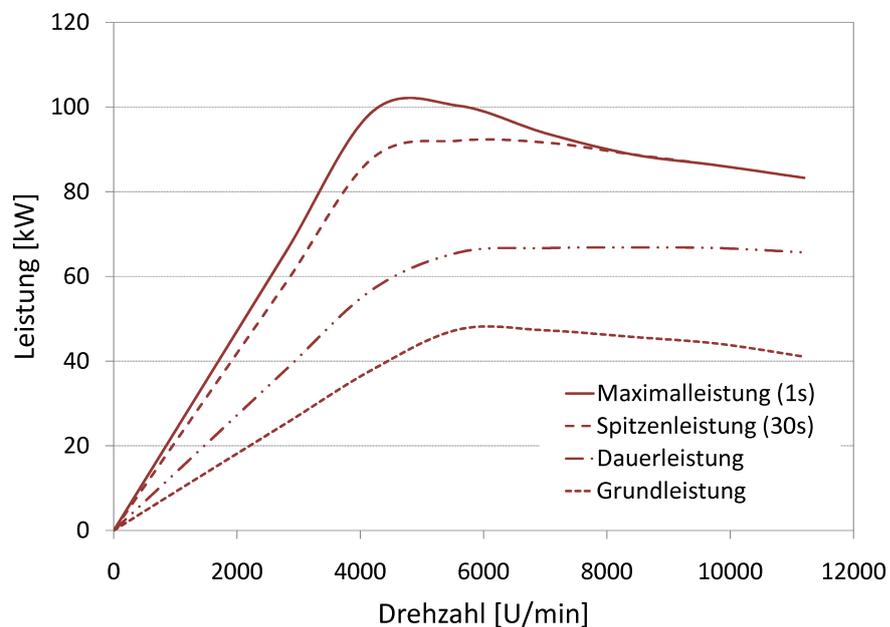


Abbildung 6.2: Leistungscharakteristik

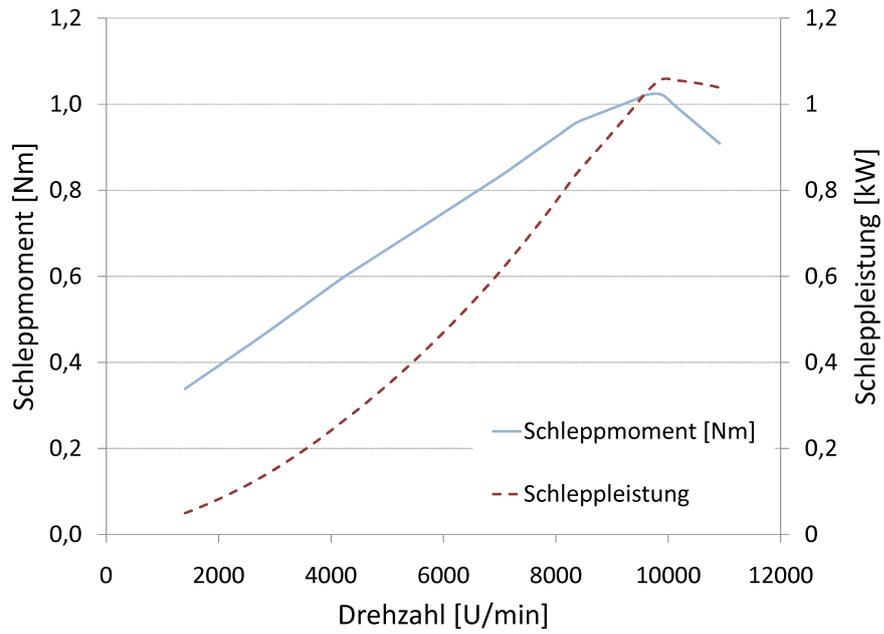


Abbildung 6.3: Schleppmoment und Schleppleistung

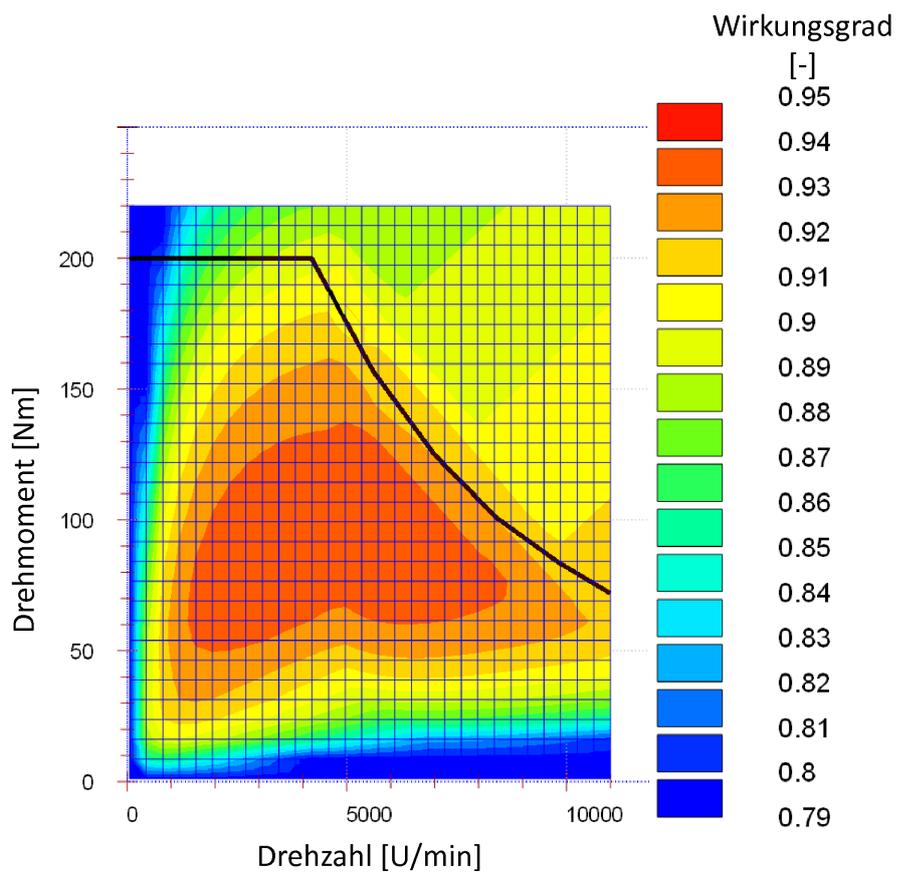


Abbildung 6.4: Wirkungsgradkennfeld

6.3.2 Wunschübersetzungen

Die Auswahl der Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Getriebestufen erfolgte unter folgenden Gesichtspunkten:

Der erste Gang dient zur Sicherstellung der geforderten Steigfähigkeit. Hierfür ist ein Übersetzungsverhältnis von mindestens 1:14 notwendig. Der zweite Gang sollte für optimale Fahrbarkeit bei einem gleichzeitig möglichst niedrigen Energiebedarf ausgelegt sein. Aus Untersuchungen mit FASI stellte sich heraus, dass ein ständiges Fahren im zweiten Gang nur bei einem Übersetzungsverhältnis größer 1:8 möglich ist. Bei einem kleineren Wert können die in den Fahrzyklen auftretenden Beschleunigungen im zweiten Gang nicht erreicht werden. Das bedeutet, dass ein Zurückschalten in den ersten Gang notwendig ist, welches jedoch aus Komfortgründen vermieden werden sollte. Aus diesen Gründen wurden die Wunschübersetzungsverhältnisse für den ersten und zweiten Gang mit 1:14 bzw. 1:8 festgelegt.

Die Auslegung der Wunschübersetzungen erfolgte somit unter der Forderung, dass der erste Gang ausschließlich für die Überwindung großer Steigungen und großer Beschleunigungen ($>2 \text{ m/s}^2$) verwendet werden sollte und der normale Fahrbetrieb hauptsächlich im zweiten Gang stattfindet. Bei Betrachtung des Wirkungsgradkennfeldes des Motors lässt sich jedoch ein Verbrauchsvorteil bei zusätzlicher Verwendung des ersten Ganges auch während des normalen Fahrbetriebes vermuten. Die nun folgenden Untersuchungen bestätigen dies.

Abbildung 6.5 zeigt die in der Steyr Lieferrunde auftretenden Beschleunigungen. Die beiden eingezeichneten Linien zeigen die maximal möglichen Beschleunigungen im ersten (rosa) und zweiten (rot) Gang. Man kann erkennen, dass die zuvor getätigte Aussage, dass ein Übersetzungsverhältnis von 1:8 erforderlich ist um die in den Fahrzyklen auftretenden Beschleunigungen zu erreichen korrekt ist.

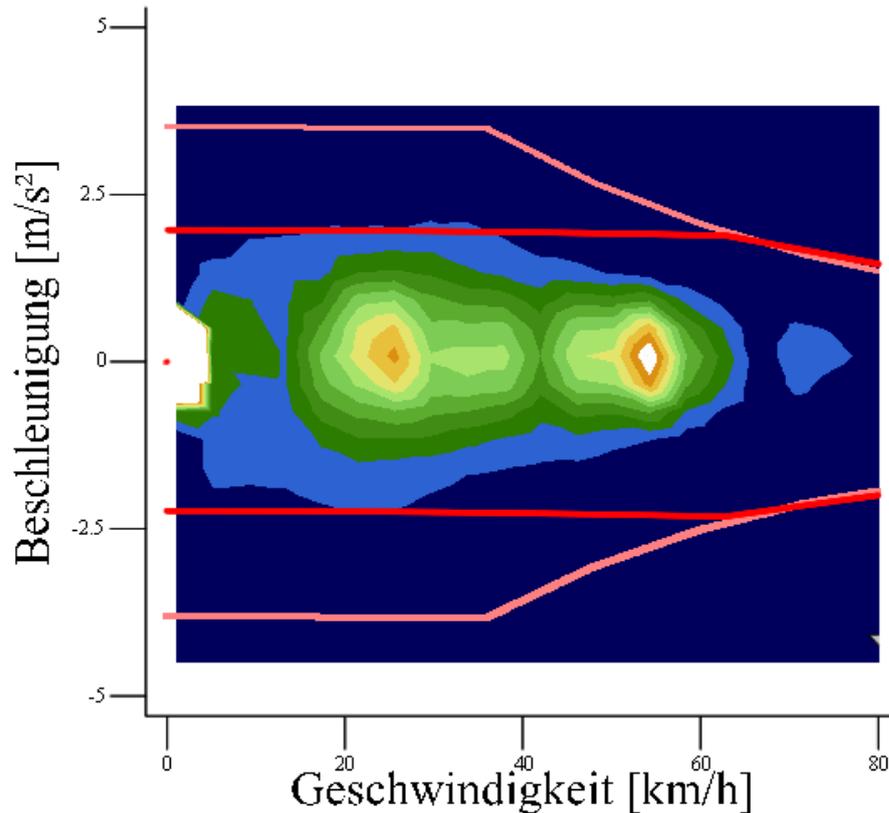


Abbildung 6.5: Beschleunigungskollektiv - Steyr Lieferrunde

6.3.3 Ermittlung des theoretisch möglichen minimalen Energieverbrauchs

Der theoretisch mögliche minimale Energieverbrauch wurde mit Hilfe von KULI und FASI ermittelt.

Dieser Wert ergibt sich durch Betrieb des Fahrzeuges zu jedem Zeitpunkt im Gang, welcher den besten Motor und Getriebewirkungsgrad liefert. Hierfür wurden Gesamtwirkungsgradkennfelder in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Antriebsmoment für verschiedene Übersetzungskombinationen erstellt. Die Kennfelder von Getriebe und Motor, welche als Basis für die Erstellung der Gesamtwirkungsgradkennfelder dienen, sind in Abbildung 6.6 zu sehen. Das Getriebekennfeld ist ein synthetisches Kennfeld und wurde mit einem lastabhängigen und einem konstanten Verlustmoment errechnet. Als Bestpunkt wurde ein Wirkungsgrad von 98,5% angenommen. Das Wirkungsgradkennfeld des Motors stammt von der Fa. Brusa und beschreibt eine PSM bei 360 V Betriebsspannung.

Diese Kennfelder wurden für jeden Gang kombiniert und anschließend punktweise verglichen und der jeweils maximale Wirkungsgrad ausgelesen. Mit diesen Wirkungsgradmaximas konnte das optimale Wirkungsgradkennfeld für die Kombination mehrerer Gänge erstellt werden. Diese Prozedur wurde für verschiedene Kombination von Übersetzungen durchgeführt.

Beispielhaft sind in Abbildung 6.7 zwei dieser Gesamtwirkungsgradkennfelder bei der Kombina-

tion von zwei Gängen zu sehen. Diese Kennfelder zeigen in welchen Betriebsbereichen die Motor/Getriebekombination einen guten Wirkungsgrad hat. Somit kann bei gleichzeitiger Kenntnis des Lastkollektivs eine Vorauswahl der optimalen Übersetzungsverhältnisse getroffen, sowie auch eine Schaltkennlinie ermittelt werden.

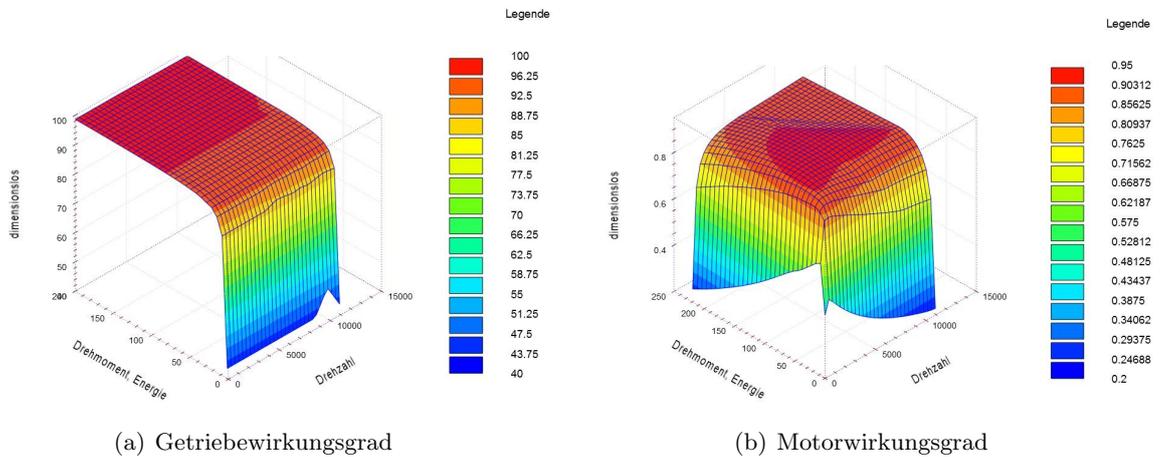


Abbildung 6.6: Basiswirkungsgradkennfelder für die Erstellung der Gesamtwirkungsgradkennfelder

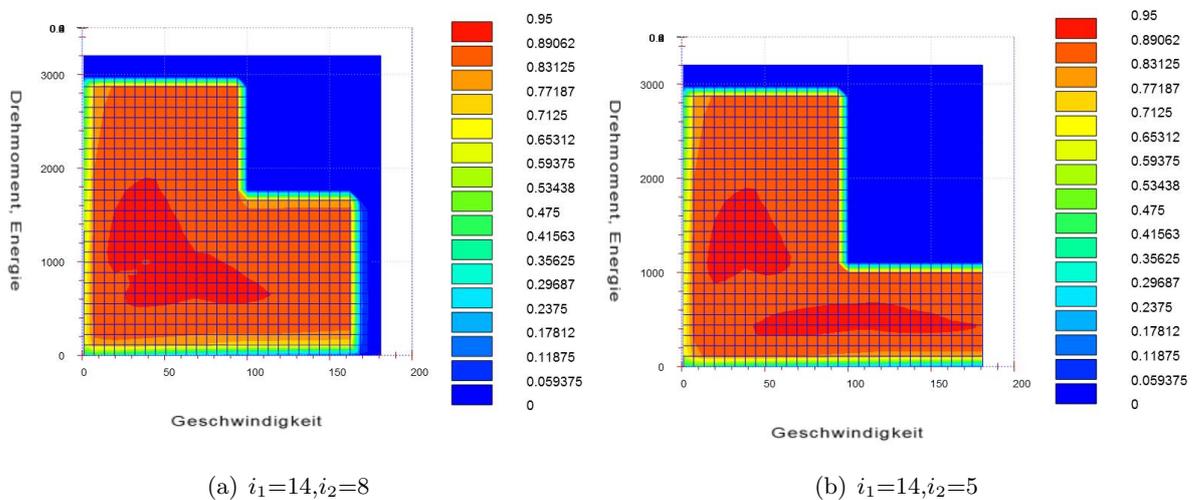


Abbildung 6.7: Gesamtwirkungsgradkennfelder

Durch Koppelung dieser KULI-Kennfelder mit der FASI-Fahrsimulation, welche den Geschwindigkeitsverlauf und Drehzahlverlauf an den Rädern für eine ausgewählte Fahrtstrecke lieferte, konnte der dafür notwendige Energieverbrauch bei Annahme der zuvor erstellten Kennfelder ermittelt werden.

Tabelle 6.1, 6.2 und 6.3 zeigen die möglichen Energiebedarfseinsparungen bei Verwendung des wirkungsgradbesten Ganges bei verschiedenen Kombinationen von Übersetzungsverhältnissen.

Die dabei vorkommenden Werte in Klammern stellen die Ergebnisse für die Fahrten ohne Zuladung dar. Als Vergleichswerte dienen die Energieverbräuche bei dauerhaften Fahrten mit den Übersetzungsverhältnissen von 1:14 bzw. 1:8 (Der NEDC ist mit einem Übersetzungsverhältnis von 1:14 aufgrund der auftretenden Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h nicht zu bewältigen).

Tabelle 6.1: Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand(Steyr Lieferrunde)

Übersetzung 1. Gang [-]	Übersetzung 2. Gang [-]	Ersparnis gegenüber i=14 [%]	Ersparnis gegenüber i=8 [%]
-	8	2,56 (5,04)	0
16	8	3,83	1,31
15	8	3,85	1,33
14	8	3,85 (5,62)	1,33 (0,61)
14	7	4,20 (6,15)	1,69 (1,17)
14	6	4,44 (6,58)	1,94 (1,62)
14	5	4,53 (6,84)	2,03 (1,89)

Tabelle 6.2: Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand (Steyr Lieferrunde und Steyr Loop kombiniert)

Übersetzung 1. Gang [-]	Übersetzung 2. Gang [-]	Ersparnis gegenüber i=14 [%]	Ersparnis gegenüber i=8 [%]
-	8	2,96 (4,84)	0
16	8	3,98	1,05
15	8	4,00	1,07
14	8	4,00 (5,83)	1,07 (1,04)
14	7	4,38 (6,42)	1,46 (1,66)
14	6	4,63 (6,88)	1,72 (2,14)
14	5	4,70 (7,14)	1,79 (2,42)

Tabelle 6.3: Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand

Übersetzung 1. Gang [-]	Übersetzung 2. Gang [-]	Ersparnis gegenüber i=8 im NEDC [%]	Ersparnis gegenüber i=8 im FTP-75 [%]
16	8	0,60	0,75
15	8	0,60	0,76
14	8	0,60 (0,61)	0,76 (0,4)
14	7	1,53 (1,85)	1,52 (1,47)
14	6	2,33 (3,00)	2,20 (2,48)
14	5	3,03 (4,09)	2,75 (3,39)

Wie in Tabelle 6.1 und 6.2 zu sehen ist bewirkt eine Erhöhung der Übersetzung des ersten Ganges keine oder kaum eine Einsparung im Energiebedarf bei realen Stadtfahrten. Ein niedrigeres Übersetzungsverhältnis ist aufgrund der geforderten Steigfähigkeit nicht möglich. Das bedeutet, dass in diesem Fall ein Übersetzungsverhältnis von 1:14 im ersten Gang optimal ist.

Für den zweiten Gang stellte sich ein möglichst niedriges Übersetzungsverhältnis als am verbrauchsgünstigsten heraus. Eine zuvor mit FASI durchgeführte Fahrsimulation brachte jedoch das Ergebnis, dass bei einer Übersetzung im zweiten Gang, welche kleiner als 1:8 ist, die in den Realzyklen auftretenden Beschleunigungen nicht mehr eingehalten werden können. Das bedeutet, dass bei einer niedrigen Übersetzung des zweiten Ganges häufig in den ersten Gang zurückgeschaltet werden muss um die geforderten Beschleunigungen zu erreichen. Dies ist jedoch bei einer auf minimalen Energiebedarf ausgelegten Schaltstrategie sowieso nötig ist, da bei hohen Lasten und niedrigen Geschwindigkeiten (>1000 Nm Antriebsmoment, <50 km/h Fahrgeschwindigkeit), wie sie bei Beschleunigungsvorgängen auftreten, der erste Gang verbrauchsgünstiger ist.

Die Tabellen 6.1 und 6.2 zeigen ebenfalls, dass eine dauerhafte Fahrt im zweiten Gang bereits eine Einsparung gegenüber dem ersten Gang von ca. 2,6% bis 5% liefert (je nach Beladungszustand). Bei einer Implementation einer optimalen Schaltstrategie und gleichzeitiger Verwendung der Wunschübersetzungen von 1:14 und 1:8 könnten noch weitere 0,6% - 1,3 % gespart werden.

Tabelle 6.3 zeigt die möglichen Energieeinsparungen bei gesetzlichen Zyklen. Die Ergebnisse hierfür unterscheiden sich nur geringfügig von jenen der Realzyklen.

Die in Tabelle 6.1, 6.2 und 6.3 dargestellten Ergebnisse zeigen nicht nur die Einsparpotentiale bei Fahrten mit maximaler Nutzlast, sondern auch das theoretisch mögliche Potential im unbeladenen Zustand (Werte in Klammern). Bei den Übersetzungsvarianten mit den erhöhten Übersetzungen im ersten Gang wurde auf eine Untersuchung bei reduzierter Nutzlast verzichtet. Bei Betrachtung dieser Werte sieht man, dass bei niedriger Zuladung ein besonders lang übersetzter zweiter Gang mehr Einsparpotential hat als bei einer Fahrt mit maximaler Nutzlast. Die Ursache hierfür sind die durch die geringe Nutzlast verringerten Antriebsmomente. Durch die niedrigere Übersetzung wird nun das Wirkungsgradmaximum genau in den Bereich dieser niedrigen Antriebsmomente verschoben.

Als nächstes wurde untersucht, in welchen Last- und Drehzahlbereichen die Einsparungen bei der Wunschübersetzung von 1:14 im ersten Gang und 1:8 im zweiten Gang, bzw. bei der verbrauchsgünstigsten Übersetzung (1:14 im ersten Gang und 1:5 im zweiten Gang) auftreten. Hierfür wurden zuerst die Energiebedarfskollektive für beide Übersetzungsvarianten erstellt. Diese ergeben sich aus der Multiplikation des Lastkollektives mit dem Gesamtwirkungsgradkennfeldes der Motor/Getriebekombination. Als Fahrtzyklus wurde die Kombination aus SDC-09 und TRUCS-09 gewählt. Hierbei wird gezeigt, dass die Übersetzungsvariante mit dem länger übersetzten zweiten Gang bei niedrigen Lasten sich als effizienter erweist. Bei mittleren Lasten (> 450 Nm) jedoch hat die Wunschübersetzungsvariante Vorteile. Bei sehr hohen Lasten ergibt sich kein Unterschied, da in beiden Fällen der erste Gang der effizienteste ist und dieser in beiden Fällen

dasselbe Übersetzungsverhältnis aufweist.

Abbildung 6.8 zeigt die Ergebnisse dieses Vergleichs. In den rot eingefärbten Bereichen hat die Motor/Getriebekombination mit dem höheren Übersetzungsverhältnis des zweiten Ganges einen günstigeren Wirkungsgrad. In den grün bzw. blau eingefärbten Bereichen ist das Gegenteil der Fall. Somit sollte ein 3-stufiges Getriebe eine weitere Effizienzsteigerung mit sich bringen.

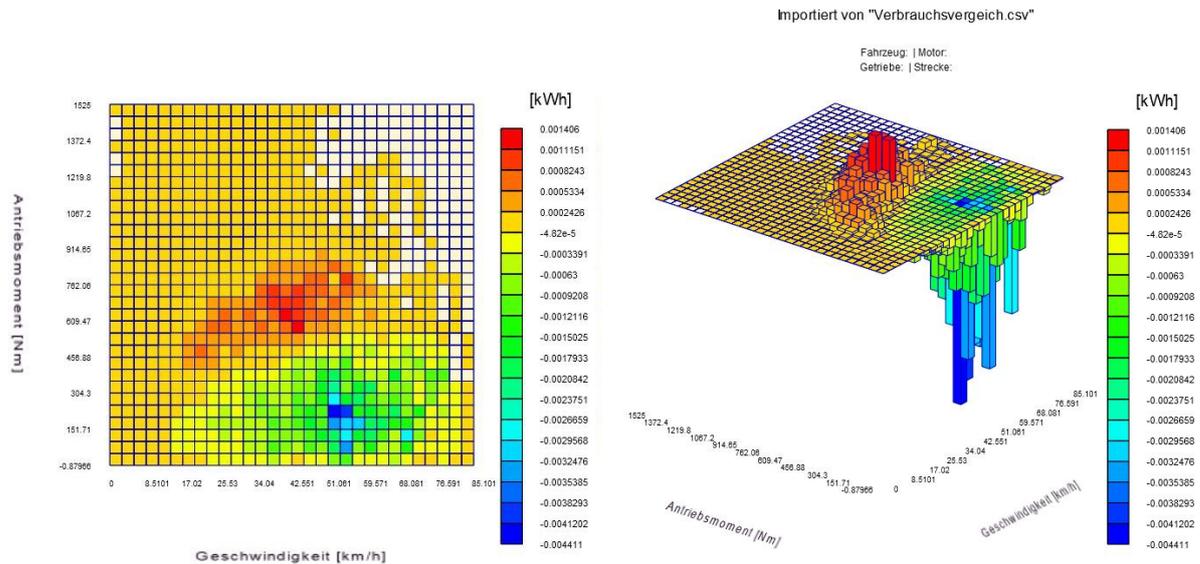


Abbildung 6.8: Energieverbrauchsvergleich zwischen $i_1=14$ & $i_2=8$ und $i_1=14$ & $i_2=5$

6.3.3.1 3-stufiges Getriebe

Ein 3-stufiges Getriebe sollte nun die theoretisch möglichen Energiebedarfsvorteile der beiden zuvor betrachteten 2-stufigen Varianten kombinieren. Dies bedeutet, dass der erste Gang bei hohen Antriebsmomenten und niedrigen Drehzahlen verwendet werden sollte. Bei mittleren Momenten ist der zweite Gang zu bevorzugen und bei niedrigen Lasten bzw. bei hohen Geschwindigkeiten der dritte Gang.

Die dadurch erreichbaren Einsparungen betragen allerdings für eine Kombination der Steyr Lieferrunde mit dem Steyr Loop mit maximaler Nutzlast nur 1,07% bzw. 0,33%. Der höhere Einsparungswert bezieht sich auf das Wunschgetriebe mit den Übersetzungsverhältnissen von 1:14 und 1:8 und der niedrigere Wert auf ein Getriebe mit niedrigerem Übersetzungsverhältnis des zweiten Ganges ($i_2=5$). Wenn einstufige Getriebe als Referenz zur Ermittlung des Einsparpotential herangezogen werden (wie in Tabelle 6.2), so ergeben sich Werte von 5,08% (im Vergleich zu einer Fahrt mit $i=14$) und 2,18% (im Vergleich zu einer Fahrt mit $i=8$).

Abbildung 6.9 zeigt den durch Verwendung von drei Gängen sehr großen Bereich mit hohem Wirkungsgrad. Abbildung 6.10 zeigt in welchen Betriebsbereichen die Energiebedarfsvorteile des 3-stufigen Getriebes gegenüber zwei verschiedenen 2-stufigen Varianten liegen.

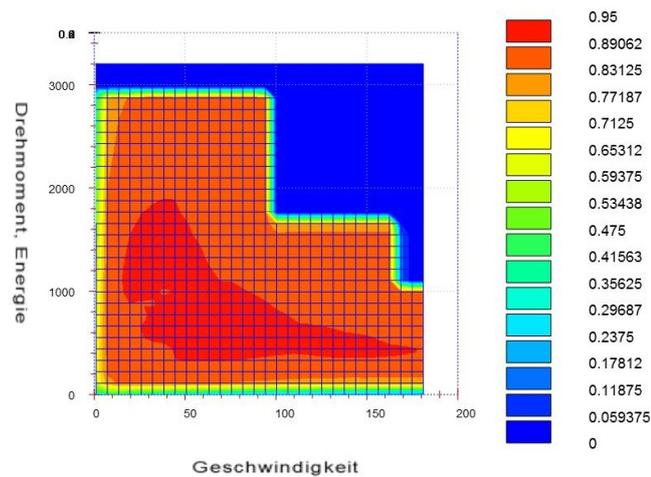
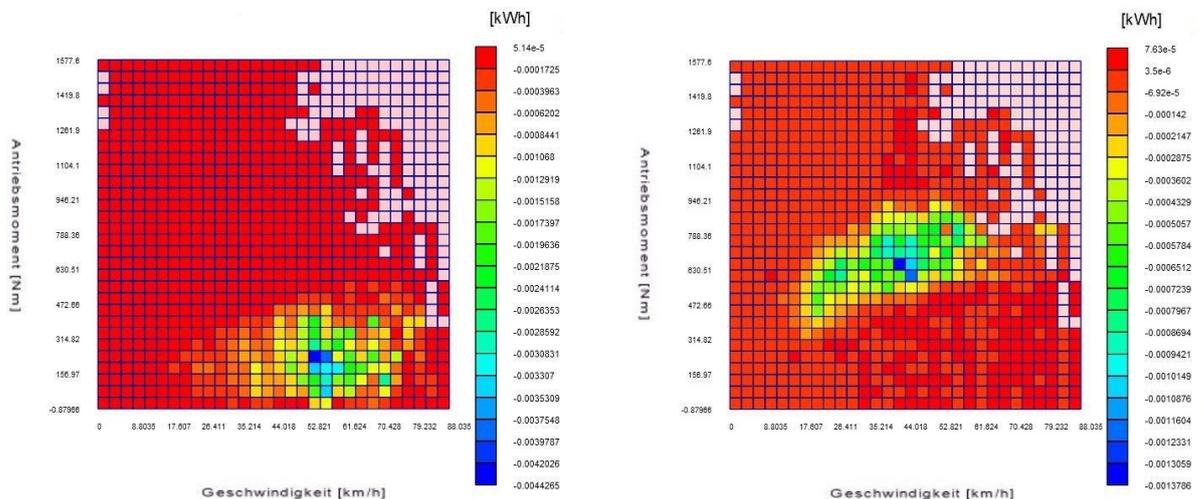


Abbildung 6.9: Gesamtwirkungsgrad bei 3-stufigem Getriebe ($i_1=14$ & $i_2=8$ & $i_3=5$)



(a) Energieverbrauchsvergleich zwischen $i_1=14$ & $i_2=8$ und 3-stufigem Getriebe

(b) Energieverbrauchsvergleich zwischen $i_1=14$ & $i_2=5$ und 3-stufigem Getriebe

Abbildung 6.10: Energieverbrauchsvergleich bei 3-stufigem Getriebe

6.3.3.2 Zusammenfassung der theoretischen Verbrauchsbetrachtungen mehrstufiger Getriebe

Abschließend kann gesagt werden, dass das Einsparpotential bei Verwendung des jeweils wirkungsgradbesten Ganges nicht die erhofften Werte liefert. Die Einsparungen gegenüber dem dauerhaften Betrieb im zweiten Gang bei der vorher gewählten Übersetzung von 1:8 sind nur geringfügig. Sie bewegen sich von 0,4% bis 1,3 % bei den Wunschübersetzungen und gehen bis zu 1,8% bis 4,1 % bei einem Übersetzungsverhältnis von 1:5 im zweiten Gang.

Es zeigte sich auch, dass diese Ergebnisse stark vom untersuchten Fahrzyklus abhängen. In

den beiden gesetzlichen Zyklen (FTP-75 und NEDC) ist das Einsparpotential aufgrund der nur sehr geringen Lasten, welche in diesen Zyklen auftreten, größer. Aufgrund des nur minimalen Einsparpotentials bei Verwendung einer niedrigeren Übersetzung als die Wunschübersetzung im zweiten Gang und der erwarteten stark steigenden Anzahl von Schaltvorgängen erfolgte keine Änderung der Wunschübersetzungen. Auch der Einsatz eines dritten Ganges bringt nur eine geringfügige Verbesserung, welche höchstwahrscheinlich nicht mit dem Mehraufwand für den zusätzlichen Gang vereinbar ist.

Nichtsdestotrotz war der nächste Schritt ein effektiv mögliches Einsparpotential zu ermitteln unter Berücksichtigung der Anzahl der Schaltvorgänge. Abbildung 6.11 zeigt noch einmal in übersichtlicher Form die möglichen Energiebedarfseinsparungen in Abhängigkeit der Getriebeübersetzungen für die Kombination von Steyr Lieferrunde und Steyr Loop.

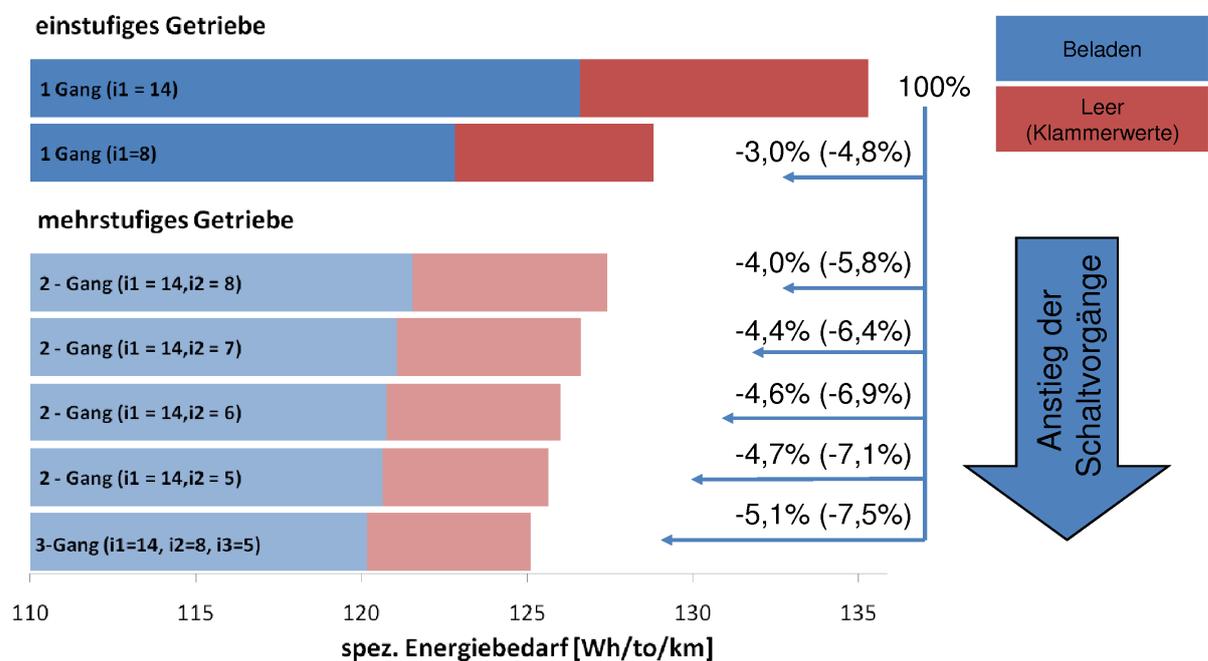


Abbildung 6.11: Einsparpotential verschiedener Übersetzungen (Steyr Loop und Steyr Lieferrunde kombiniert)

6.3.4 Implementierung einer Schaltstrategie

Die vorherigen Betrachtungen eines mehrstufigen Getriebes waren alle theoretischer Natur. Um nun einen eventuellen Verbrauchsvorteil für ein reales Fahrzeug zu ermitteln wurde das Fahrsimulationstool FASI mit Matlab/Simulink verknüpft, wobei das Simulinkmodell für die Implementierung einer auf minimalen Energiebedarf abgestimmten Schaltstrategie zuständig war. Bei dieser Schaltstrategie muss jedoch auch Rücksicht auf eine nicht zu hohe und vom Fahrer als unangenehm empfundene Anzahl an Schaltvorgängen genommen werden. Wie bereits zuvor erwähnt erfolgte keine Anpassung der Wunschübersetzungen nach der Betrachtung des theoretisch möglichen Einsparpotentials. Somit ist das Übersetzungsverhältnis des ersten Ganges immer noch

1:14 und jenes des zweiten Ganges 1:8. Als Fahrzyklus für diese Untersuchungen wurde die Steyr Lieferrunde (SDC09) gewählt.

Als Grundlage für die Schaltstrategie dienten die für jedes Übersetzungsverhältnis erstellten Gesamtwirkungsgradkennfelder (Getriebe- und Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit von Fahrgeschwindigkeit und Antriebsmoment). Hierbei ist ersichtlich, dass es bei der Betrachtung des kompletten Geschwindigkeits- und Antriebsmomentenbereichs des Fahrzeuges einen Bereich gibt welcher nur im ersten Gang zu erreichen ist (niedrige Geschwindigkeiten bei hoher Last), einen Bereich welcher nur im zweiten Gang möglich ist (hohe Geschwindigkeiten) und einen Bereich welcher in beiden Gängen möglich ist. Letzterer Bereich ist entscheidend für die Festlegung der Schaltkennlinie. Für diesen Bereich wurden die Unterschiede in den Gesamtwirkungsgraden für den ersten und zweiten Gang ermittelt und daraus ein Kennfeld erstellt. In diesem Kennfeld ist nun gut sichtbar in welchen Last- und Geschwindigkeitsbereichen welcher Gang am verbrauchsgünstigsten ist. Die Grenze zwischen diesen beiden Bereichen ist die Grundlage für die Erstellung der Schaltkennlinien. Dieses Kennfeld ist in Abbildung 6.12 zu sehen.

In diesem Fall mussten eine Kennlinie für das Hochschalten in den zweiten Gang und eine Kennlinie für das Zurückschalten in den ersten Gang erstellt werden. Um Pendelschaltungen zu verhindern wurde ein Hysteresebereich zwischen den beiden Kennlinien eingeführt. Dieser verringert die Anzahl der Schaltvorgänge, sorgt jedoch auch gleichzeitig für einen höheren Energiebedarf im Vergleich mit einer hysteresefreien Schaltung. Abbildung 6.13 zeigt beispielhaft eine solche Schaltkennlinie.

Parallel zu dieser Schaltstrategie wurde auch eine sehr einfache, lastabhängige Strategie untersucht. Das bedeutet, dass einfach beim Überschreiten eines gewissen Lastwertes vom zweiten in den ersten Gang zurückgeschaltet wird. Das Hochschalten vom ersten in den zweiten Gang erfolgt beim Unterschreiten eines ebenso konstanten Wertes. Diese Methode zielt nicht auf eine maximale Energiebedarfseinsparung ab, sondern stellt einen Mittelweg zwischen minimalem Energiebedarf und einer geringen Anzahl an Schaltvorgängen dar.

Als Ergebnis dieser Untersuchung stellte sich eine realisierbare Energiebedarfseinsparung von etwa 1,1% im Steyr Lieferzyklus bei maximaler Nutzlast heraus. Dies entspricht etwa 80% des theoretisch möglichen Einsparpotential von 1,3%. Um diesen Wert zu erreichen sind jedoch fast 200 Schaltvorgänge notwendig, was einem Schaltvorgang alle 16 Sekunden entspricht. Bei einer Reduktion dieser Schaltvorgänge auf ca. 65 ist nur noch eine Einsparung von 0,7% möglich.

Das bedeutet, dass eine auf minimalen Energiebedarf ausgelegte Schaltstrategie in einem elektrisch betriebenen Fahrzeug im Vergleich zu einem VKM-betriebenen Fahrzeug nur eine minimale Verringerung des Energiebedarfs ermöglicht. Dies liegt an dem grundsätzlich sehr hohen Wirkungsgrad einer elektrischen Maschine über große Last- und Drehzahlbereiche, welcher wiederum nur sehr kleine Wirkungsgradänderungen bei einer Lastpunktverschiebung bewirkt, wie sie ja durch einen Schaltvorgang hervorgerufen wird. Bei einer Fahrt ohne Zuladung oder in einem Realzyklus sind diese Einsparungen noch viel geringer, bis hin zu praktisch nicht vorhanden

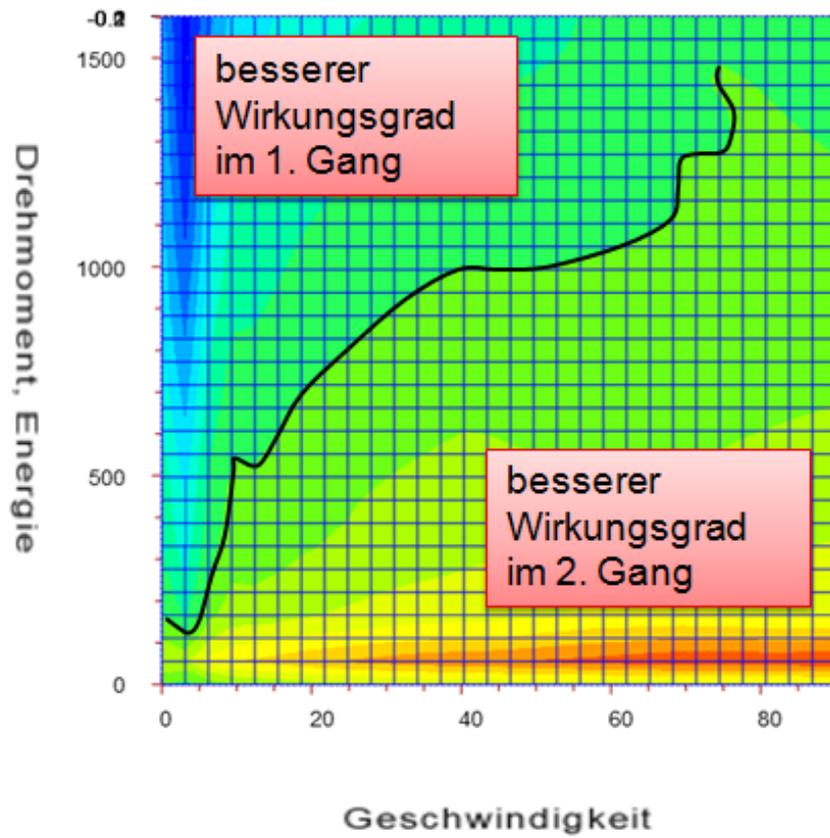


Abbildung 6.12: Ermittlung der Schaltkennlinie

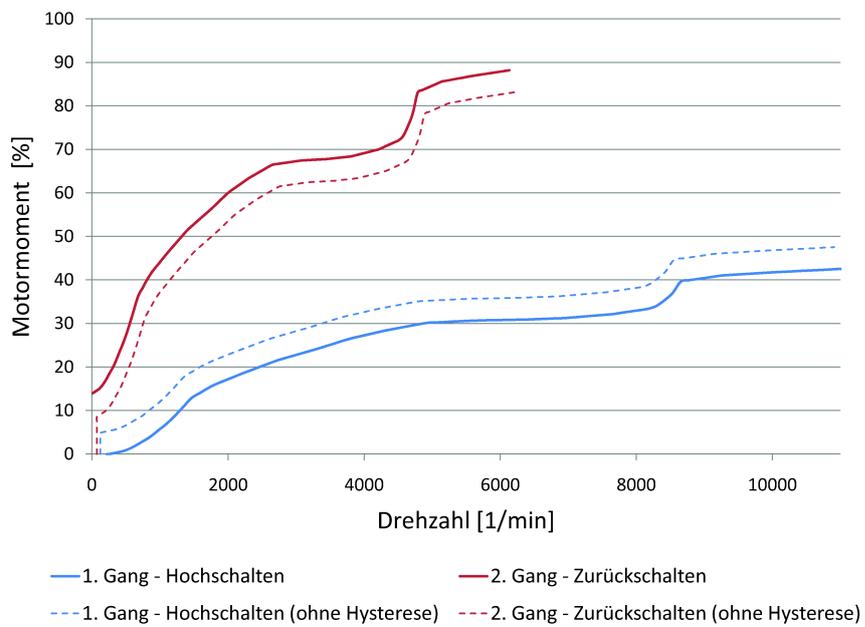


Abbildung 6.13: Schaltkennlinien

bei einer gleichzeitigen vertretbaren Anzahl an Schaltvorgängen.

Abschließend kann gesagt werden, dass die Implementierung einer auf minimalen Energiebedarf abgestimmten Schaltstrategie nicht sinnvoll erscheint. Lediglich die ebenfalls untersuchte Möglichkeit der lastabhängigen Schaltung erscheint sinnvoll. Primär allerdings nicht als Energiesparmaßnahme, sondern aus fahrdynamischen Gesichtspunkten. Dies bedeutet, dass das Fahrzeug überwiegend im zweiten Gang betrieben wird (welcher je nach Beladungszustand um ca. 3% bis 5% verbrauchsgünstiger ist als der erste Gang) und nur für im zweiten Gang nicht mehr erreichbare Beschleunigungen mittels Kickdown zurückgeschaltet wird. Weiters besteht auch die Möglichkeit für das Überwinden großer Steigungen in den ersten Gang zu wechseln.

6.3.5 Festlegung der Übersetzungsverhältnisse

Mit den zuvor ermittelten Soll-Übersetzungen konnte mit der detaillierten Auslegung des Getriebes begonnen werden. Dies ist jedoch nicht Teil dieser Arbeit, sondern wurde von anderen Personen durchgeführt. Die für diese Arbeit relevanten Ergebnisse dieser Konzeptionierung sind die Übersetzungsverhältnisse der einzelnen Zahnradpaarungen.

Das Getriebe wird als 3-Wellen Getriebe ausgeführt und beinhaltet drei Stirnradpaare. Dies wird in Abbildung 6.14 gezeigt. Auf der Eingangs- bzw. Zwischenwelle befinden sich die Low- und High-Stufe, welche Übersetzungsverhältnisse von 1:3,61 und 1:2,21 aufweisen. Diese beiden Stufen können über eine, an der Zwischenwelle positionierte Schaltvorrichtung geschaltet werden. Als Schaltvorrichtung wurde eine Dreifachkonussynchronisierung gewählt. Diese bietet die Möglichkeit bei Bedarf die Synchronringe zu entfernen und somit den Synchronisationsvorgang rein elektrisch zu bewerkstelligen.

Um die endgültigen Gesamtübersetzungsverhältnisse zu erreichen, befindet sich noch eine weitere Übersetzungsstufe im Getriebe. Diese sogenannte Differential-Stufe weist ein Übersetzungsverhältnis von 1:3,87 auf. Bei Betrachtung des kompletten Getriebes ergeben sich somit ein Übersetzungsverhältnis von 1:13,97 im ersten und 1:8,55 im zweiten Gang. Diese Übersetzungsverhältnisse entsprechen in etwa den zuvor bestimmten Wunschübersetzungen von 1:14 und 1:8. Die Getriebespreizung beträgt 1,63.

Um nun eine vollständige Festigkeitsrechnung des Getriebes durchführen zu können, sind noch die auf das Getriebe einwirkenden Belastungskollektive zu ermitteln. Dies ist wiederum Teil dieser Arbeit und wird im nächsten Kapitel näher beschrieben.

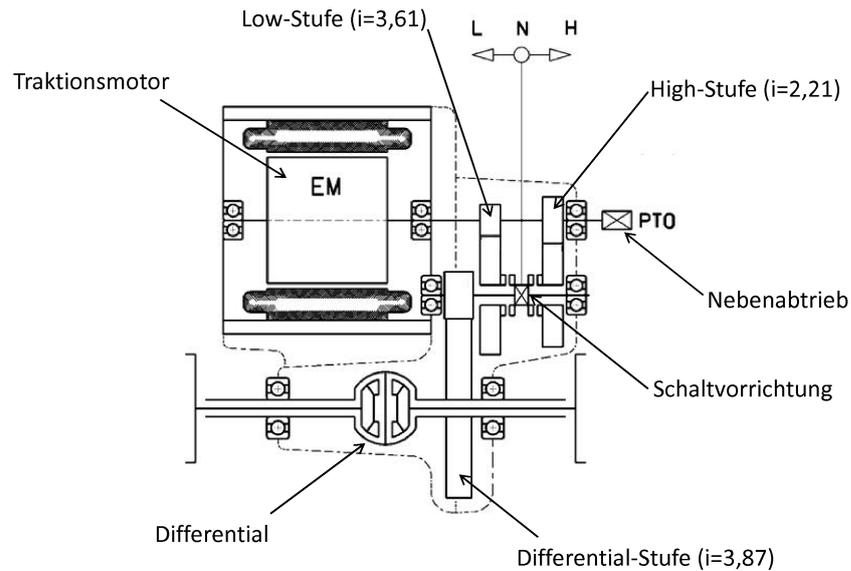


Abbildung 6.14: Getriebeschema

6.3.6 Rekuperationspotential

6.3.6.1 Definition

Unter Rekuperationsfähigkeit versteht man die Möglichkeit der Bremsenergierückgewinnung.

In einem elektrisch betriebenen Fahrzeug besteht die Möglichkeit den Antriebsmotor auch als Generator zu betreiben. Das bedeutet, dass die E-Maschine mechanische Energie in elektrische Energie umwandeln kann. Die dafür benötigte mechanische Energie wird dabei der kinetischen oder potentiellen Energie des Fahrzeugs entzogen. Dies geschieht durch ein negatives Antriebsmoment, welches gleichbedeutend mit einer Abbremsung oder Bergabfahrt des Fahrzeugs ist.

Die durch die E-Maschine erzeugte elektrische Energie kann nun sofern es der Ladezustand der Batterie zulässt, in der Batterie gespeichert werden. Dadurch kann bei gleicher Batteriekapazität die Reichweite des Fahrzeugs erhöht, bzw. bei gleichbleibender Reichweite eine kleinere und somit billigere und leichtere Batterie verbaut werden. Ein weiterer Vorteil der elektrischen Bremse ist eine Verschleißminderung und somit auch eine längere Lebensdauer der nur noch in kritischen Situationen benötigten mechanischen Betriebsbremse. Hierbei sei jedoch zu beachten, dass durch die nur noch sporadische Nutzung der mechanischen Bremse sich Rost bilden kann. Dies muss durch eine intelligente Betriebsstrategie jedoch vermieden werden.

6.3.6.2 Ermittlung des Rekuperationspotentials

Für die Ermittlung des Rekuperationspotentials dieses Fahrzeuges wurden sechs verschiedene Fahrzyklen untersucht:

- Steyr Loop (TRUCS-09)
- Steyr Lieferrunde (SDC09)
- NEDC
- FTP-75
- Autobahnfahrt (siehe Kapitel 3.2.1)
- Bundesstraßenfahrt (siehe Kapitel 3.2.1)

Für diese Strecken wurden mittels FASI-Simulation die Verläufe von Bremsmoment und Radrehzahlen für zwei verschiedene Beladungszustände (EU Leergewicht bzw. höchst zulässiges Gesamtgewicht) ermittelt. Anschließend wurden die auftretenden Bremsmomente auf das dafür notwendige Motormoment zurückgerechnet und teilweise auch limitiert. Diese Limitierung ist notwendig, weil mit der elektrischen Maschine nur ein von der Drehzahl abhängiges begrenztes Bremsmoment zur Verfügung steht.

In diesem Fall entspricht der maximale generatorische Drehmomentenverlauf exakt dem motorischen Verlauf, jedoch mit umgekehrtem Vorzeichen. Normalerweise ist wegen der Spannungsbegrenzung das generatorische Moment generell etwas höher als das Antriebsmoment. Für diesen Motor liegen allerdings keine Daten dafür vor und deshalb wurden Antriebs- und Bremsmoment gleichgesetzt. Das bedeutet, dass mit der elektrischen Bremse in etwa dieselben Verzögerungs- wie Beschleunigungswerte erreicht werden. Bei genauerer Betrachtung und Berücksichtigung der Fahrwiderstände sieht man, dass die Verzögerungswerte geringfügig größer sind, da in diesem Fall Roll-, Luft- und Steigungswiderstand (nur bei positiven Steigungen) eine zusätzliche Verzögerung des Fahrzeuges bewirken.

Mit den nun korrigierten Bremsmomentenverläufen können zusammen mit den bekannten Radrehzahlverläufen die Bremsleistungen ermittelt werden. Im Anschluss daran wurde die zur Rekuperation zur Verfügung stehende Bremsenergie in Kilowattstunden berechnet. Diese Energie kann natürlich nicht in vollem Umfang in die Batterie zurückgespeist werden, weil die Wirkungsgrade von Antriebsstrang, Motor und Inverter das nutzbare Potential verringern.

Die Rekuperationsfähigkeit des Fahrzeuges entspricht nun dem Quotienten aus rückspeisbarer Bremsenergie zu Gesamtenergiebedarf. Die Ergebnisse zu dieser Untersuchung sind abgebildet in Abbildung 6.15. Bei Betrachtung dieser erkennt man, dass bei den Stadtzyklen ein größeres Rekuperationspotential besteht, als bei den gesetzlichen Fahrzyklen. Das geringste Rekuperationspotential weist erwartungsgemäß die Autobahnfahrt auf. Bei Überlandfahrten auf Bundesstraßen kann mit einem wesentlich höherem Rekuperationspotential gerechnet werden, jedoch bei weitem nicht so viel wie bei den Stadtzyklen. Dies kommt von den häufigeren und auch höheren Verzögerungen in den beiden Stadtzyklen im Vergleich mit den anderen Zyklen.

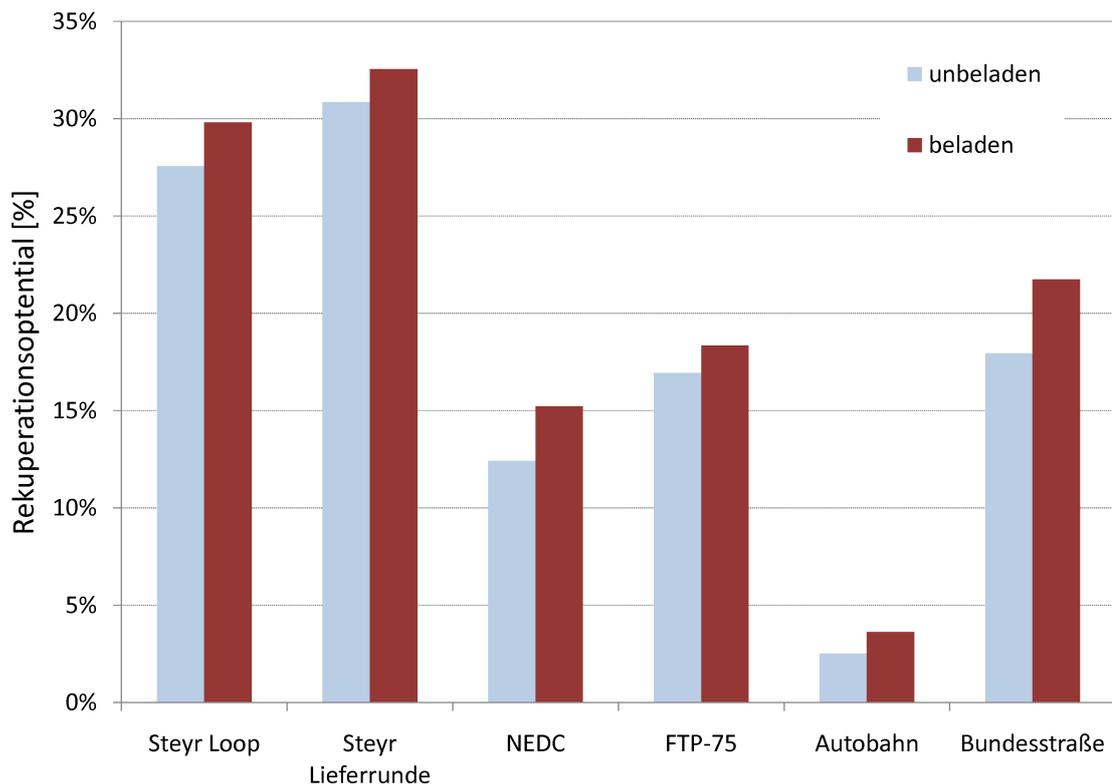


Abbildung 6.15: Rekuperationspotential

6.4 Lastkollektive

Lastkollektive sind für eine folgende Festigkeitsberechnung des Antriebsstranges von größter Wichtigkeit. In diesem Fall wurde ein Lastkollektiv für den ersten und zweiten Gang erstellt.

Die Erstellung der Lastkollektive erfolgte durch Simulation verschiedener Fahrstrecken bzw. -situationen und anschließender Kombination dieser zu einem gemeinsamen Kollektiv. Mit diesem Kollektiv ist es möglich, ein für die Festigkeitsrechnung notwendiges dauerfestes Moment für die High-, Low- und Differentialstufe, zu ermitteln. Die Bestimmung dieses Moments erfolgt mit Hilfe der von Haibach modifizierten Miner-Regel. (siehe Formel 6.1) Bei dieser Methode werden auch Momente, welche kleiner als das dauerfeste Moment sind als schädigend berücksichtigt, jedoch in geringerem Ausmaß als Belastungen, welche über der dauerhaft ertragbaren Belastung liegen. Nach Rücksprache mit Berechnungsspezialisten im ECS wurde die Dauerfestigkeitsgrenze bei 2.000.000 Lastwechsel festgelegt.

Als Wöhlerexponent wurde 6 gewählt, wodurch sich ein modifizierter Exponent von 11 ergibt. Dieser modifizierte Exponent kommt bei Belastungen unterhalb des dauerfesten Moments zur Geltung. Die Verwendung zweier verschiedener Exponenten spiegelt sich in zwei Geraden mit verschiedenen Steigungen im doppelt logarithmischen Wöhlerdiagramm wieder. Der Schnittpunkt dieser beiden Geraden stellt die Dauerfestigkeitsgrenze dar. Streng genommen handelt es sich da-

bei nicht um die Dauerfestigkeitsgrenze, da ja auch Belastungen unterhalb dieses Schnittpunkts als schädigend angenommen wurden. Deshalb spricht man hierbei auch von einer abgeminderten Dauerfestigkeit.[17]

Ziel dieser Berechnungen war es, ein der Belastung äquivalentes abgemindertes dauerfestes Moment zu finden. Das bedeutet, dass 2 Millionen Zyklen bei M_{Dauer} dieselbe Schädigung liefern wie der Betrieb des Fahrzeugs im untersuchten Belastungskollektiv.

$$M < M_{Dauer} : N = N_D \left(\frac{M}{M_{Dauer}} \right)^{-(2k-1)} , M > M_{Dauer} : N = N_D \left(\frac{M}{M_{Dauer}} \right)^{-k} [17] \quad (6.1)$$

6.4.1 Begrenzung des Motormoments durch den Rad/Fahrbahn-Kontakt

Ziel dieser Untersuchung war festzustellen, ob das vom Motor gelieferte Moment durch die Antriebsräder überhaupt auf die Fahrbahn übertragen werden kann. Hierfür sind zwei Fälle zu betrachten:

- statische Gewichtsverteilung
- dynamische Gewichtsverteilung

Die statische Achslastverteilung bei maximaler Nutzlast wurde mit 1110 kg Achslast an der Vorderachse (VA) und 1300 kg Achslast an der Hinterachse (HA) definiert.

Die Maximal übertragbare Antriebskraft ergibt sich in diesem Fall aus der Vorderachslast und dem Reibungskoeffizienten zwischen den Antriebsrädern und der Fahrbahn. In diesem Fall wurde mit $\mu_{max}=1,0$ gerechnet. Dies entspricht dem Bestwert der verwendeten Schlupfkurve auf trockener Fahrbahn. Im Fall der statischen Gewichtsverteilung ergibt sich ein maximal übertragbares Antriebsmoment von 3160 Nm an den Rädern. Dies kann weder im zweiten, noch im ersten Gang vom Motor erreicht werden.

Bei dynamischer Achslastverteilung ergibt sich eine aufgrund der Traktion maximale mögliche Beschleunigung von 0,36 g. Bei solch einer Beschleunigung kann nur noch ein maximales Antriebsmoment von 2410 Nm auf die Fahrbahn übertragen werden. Dies entspricht unter Berücksichtigung des Getriebewirkungsgrades in etwa 175 Nm Motormoment im ersten Gang. Somit begrenzt die Reibung zwischen Rad und Fahrbahn das Beschleunigungsvermögen im ersten Gang. Im zweiten Gang hingegen findet keine Begrenzung des Motormoments statt. Die zuvor erwähnte maximale Beschleunigung von 0,36 g ist gleichwertig mit einer traktiven Steigfähigkeit von 36%. Dieser Wert liegt deutlich unterhalb der geforderten motorischen Steigfähigkeit von 40%. Um 40% traktive Steigfähigkeit zu erreichen muss die statische Vorderachslast mindestens 51% des Fahrzeuggewichts betragen.

Bei der Betrachtung der dynamischen Achslastverteilung ist auch noch eine Untersuchung einer Abbremsung notwendig, da dieses Fahrzeug auch mit der elektrischen Maschine gebremst

werden soll. Bei der aufgrund der gegebenen Achslastverteilung möglichen maximalen Verzögerung von 0,65 g ist eindeutig der Motor das limitierende Element, da für solch eine Verzögerung 320 Nm Motormoment notwendig sind. Das bedeutet, dass in beiden Gängen tatsächlich mit dem maximalen Motormoment von 200 Nm gebremst werden kann. Dies ist wichtig für die nun folgende Erstellung der Lastkollektive, bzw. auch für die Berechnung der Rekuperationsfähigkeit, da keine Begrenzung des motorischen Bremsmoments vorgenommen werden muss.

6.4.2 Lastkollektiv - Low Stufe (1. Gang)

Der erste Gang ist bei diesem Fahrzeug nicht für den dauerhaften Betrieb ausgelegt. Dieser Gang soll nur in Situation geschaltet werden, in denen ein hohes Antriebsmoment gefordert ist. Das sind Beschleunigungsvorgänge, Anfahren bei großer Steigung sowie die Überfahrten über Hindernisse wie Gehsteigkanten. Um das Einsatzspektrum des ersten Ganges möglichst realitätsnah abzubilden wurden drei verschiedene Situationen zur Bestimmung des Lastkollektives herangezogen. All diese Situationen wurden sowohl bei voller Nutzlast als auch im unbeladenen Zustand simuliert.

- Beschleunigung von 0 - 60 km/h mit $2,5 \text{ m/s}^2$, 3 m/s^2 und $3,5 \text{ m/s}^2$,
- Garagenausfahrt mit 15 km/h (= Überwindung von 10 Höhenmetern bei verschiedenen Steigungen (15%, 20%, 25% und 30%)),
- Gehsteigkantenüberfahrt mit 40 mm bzw. 80 mm.

Für die Bestimmung des Kollektivs ist nun eine genaue Zusammensetzung dieser einzelnen Situationen notwendig. Die Wahl dieser Zusammensetzung erfolgte unter dem Gesichtspunkt die im Betrieb eines solchen Stadtlieferwagens auftretenden Belastungen möglichst realitätsnah abzubilden.

Bei Betrachtung der Ergebnisse (siehe Abbildungen 6.16 und 6.17) erkennt man, dass die Gehsteigkantenüberfahrten sowie die Garagenausfahrten nicht schädigungsrelevant sind. Ca. 98% der Schädigung kommt von den Beschleunigungsvorgängen. Von diesen 98% stammen wiederum 59% von Beschleunigungen mit $3,5 \text{ m/s}^2$ bei voll beladenem Fahrzeug.

Abbildung 6.18 zeigt das Überrollungskollektiv des ersten Ganges. Die durchgezogene Linie im doppelt logarithmischen Diagramm ist die Wöhlerlinie für positive Momente, welche nach der von Haibach modifizierten Miner-Regel berechnet wurde. Der Knickpunkt dieser Linie, welcher bei 2 Millionen Lastwechseln liegt entspricht dem abgeminderten dauerfesten Moment (ca. 160 Nm). Die strichlierte Linie zeigt die nach der elementaren Miner-Regel berechneten Wöhlerlinie. Die unterhalb dieser beiden Wöhlerlinien liegenden Punkte zeigen die Anzahl der Überrollungen je Belastungsstufe. Diese Summenüberrollungen bilden die Basis für die beiden Wöhlerlinien. Bei Betrachtung dieser Summenüberrollungskurve erkennt man, dass die Überrollungen aufgrund der zuvor definierten Belastungs-Zusammensetzung hauptsächlich bei hohen Momenten auftreten. Dadurch ergibt sich ein steiler Abfall der Kurve bei hohen Überrollungswerten.

Aufgrund der nicht vorkommenden Bremsmomente in den hier gewählten Situationen existiert nur ein positives abgemindertes dauerfestes Moment als Endresultat. Tatsächlich können natürlich negative Momente bei Fahrten im ersten Gang auftreten wenn dieser Gang während einer Rekuperationsphase geschaltet ist.

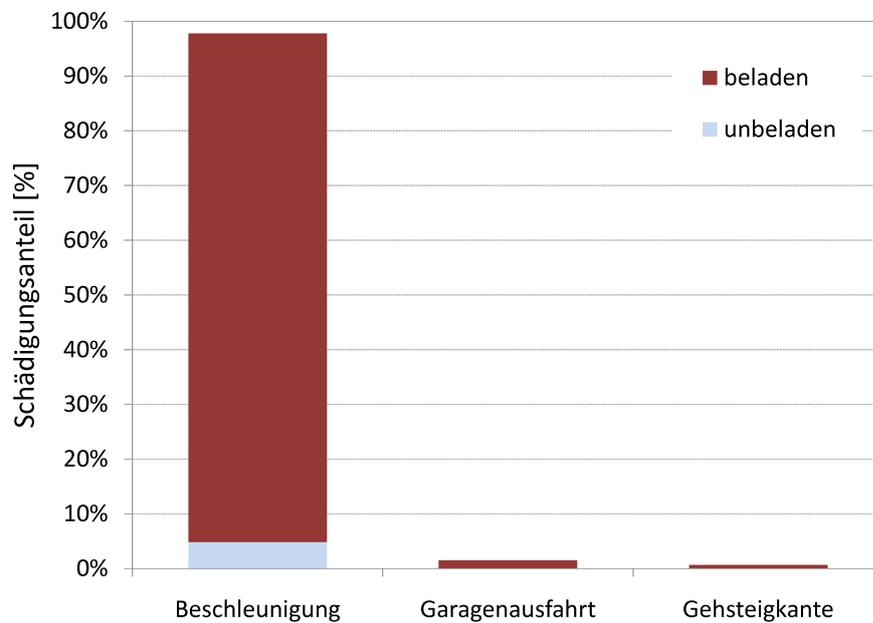


Abbildung 6.16: Schädigungsanteile an der Gesamtschädigung im 1. Gang

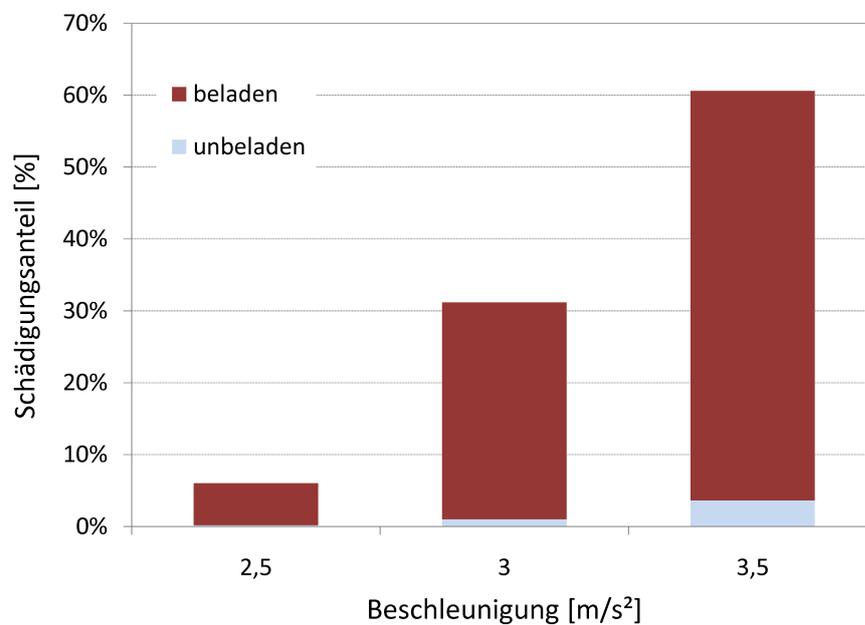


Abbildung 6.17: Anteil der Schädigung durch Beschleunigungen an der Gesamtschädigung im 1. Gang

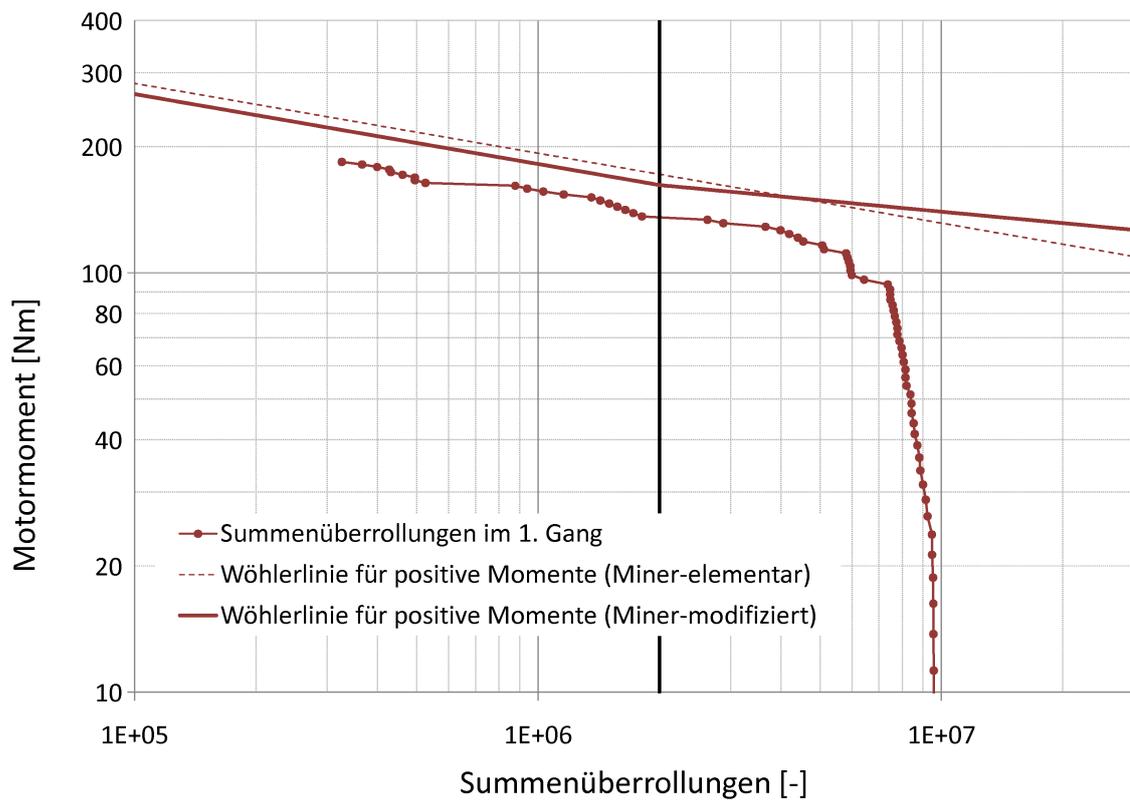


Abbildung 6.18: Überrollungskollektiv im 1. Gang

6.4.3 Lastkollektiv - High Stufe (2. Gang)

Der zweite Gang ist in diesem Fahrzeug als Fahrgang ausgelegt. Das bedeutet, dass der normale Fahrbetrieb hauptsächlich in diesem Gang erfolgt. Als Basis für die Lastkollektivbestimmung dienten folgende als FASI-Simulation verfügbare Strecken: (Die Beschreibung der einzelnen Strecken erfolgt in Kapitel 3.2.1)

- Teilstrecke 1 - Steyr Loop (TRUCS-09),
- Teilstrecke 2 - Steyr Lieferrunde (SDC-09),
- Teilstrecke 3 - Katschberg mit $v_{Soll}=80\text{km/h}$,
- Teilstrecke 4 - Autobahnfahrt (Teilabschnitt des Salzburgloops) ,
- Teilstrecke 5 - Bundesstraßenfahrt (Teilabschnitt des Salzburgloops).

Die Zusammensetzung dieser Strecken erfolgte unter der Annahme eines realitätsnahen Einsatzspektrums eines elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens. Wie für einen Stadtlieferwagen üblich besteht die tägliche Fahrtstrecke von 130 km zum Großteil aus Stadtfahrten und nur zu geringen Teilen aus Bundesstraßen- und Autobahnfahrten. Bei 222 Arbeitstagen pro Jahr und einer

Fahrzeuglebensdauer von 7 Jahren ergibt dies ca. 207.000 km. Zusätzlich zu dieser Fahrtstrecke kamen noch Katschberg-Zyklen hinzu. Dadurch ergibt sich eine Gesamtstrecke von 216.000 km

Im Gegensatz zum ersten Gang soll im Zweiten ein möglichst großer Teil der Bremsenergie reku- periert werden. Dazu ist ein Betrieb der elektrischen Maschine als Generator notwendig. Durch diesen Generatorbetrieb des Motors treten nun nicht zu vernachlässigende negative Momente im Antriebsstrang auf, welche in der Berechnung berücksichtigt werden müssen. Diese Berechnung erfolgte unter der Annahme, dass alle Bremsmomente bis zum von der Drehzahl abhängigen ma- ximalen generatorischen Moment des Motors, nicht von der Betriebsbremse aufgebracht werden, sondern von der elektrischen Maschine.

Die Ergebnisse dieser Berechnung zeigen, dass der Großteil der Schädigungen von den beiden Stadtzyklen (Steyr Loop und Steyr Lieferrunde) kommt. Auch im zweiten Gang sind die Fahrten im voll beladenen Zustand besonders schädigend. Dies wird in Abbildung 6.19, 6.20 und 6.21 dargestellt.

Die abgeminderten dauerfesten Momente für den zweiten Gang, welche in Abbildung 6.22 zu erkennen sind, betragen knapp über 200 Nm auf Zug und ca. 190 Nm im Schubbetrieb.

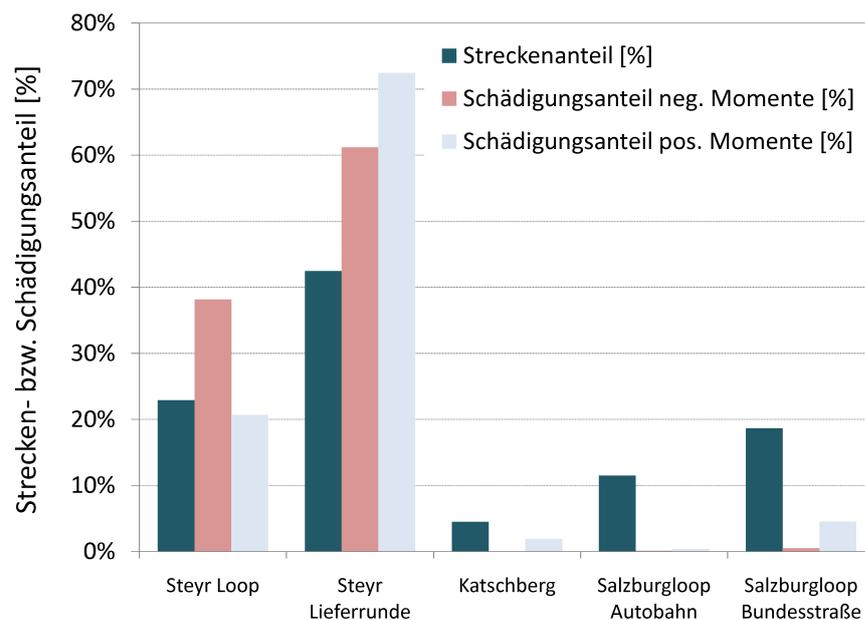


Abbildung 6.19: Schädigungsanteile im 2. Gang

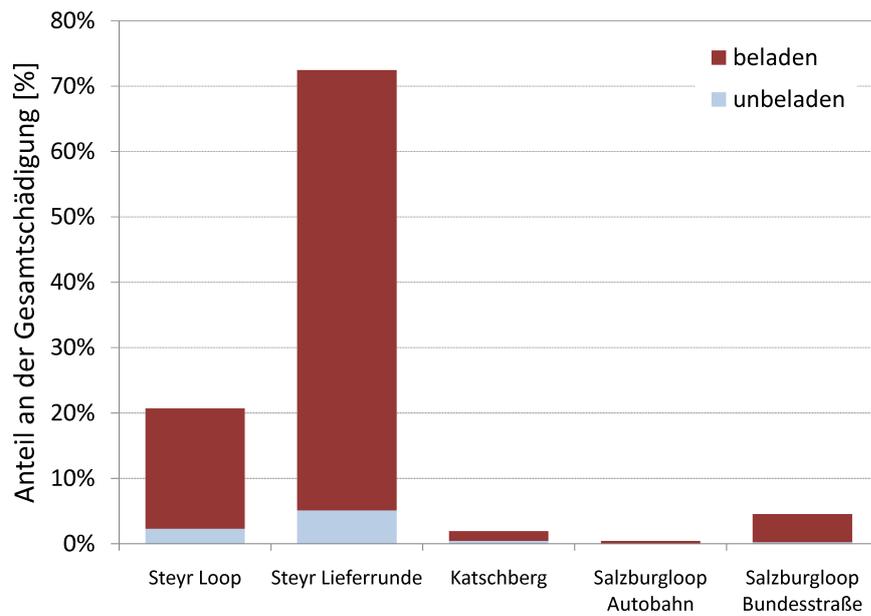


Abbildung 6.20: Schädigungsanteile im 2. Gang in Abhängigkeit vom Beladungszustand (positive Momente)

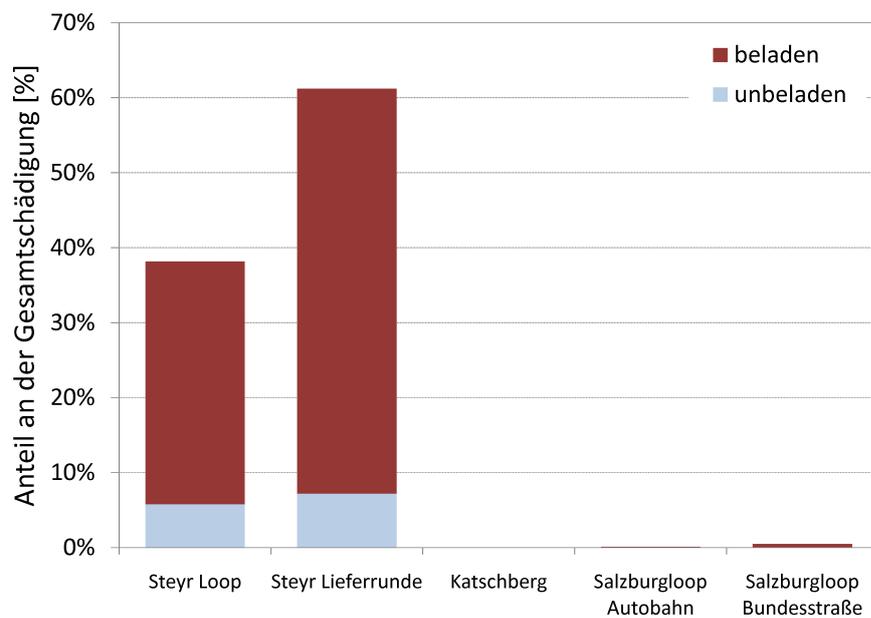


Abbildung 6.21: Schädigungsanteile im 2. Gang in Abhängigkeit vom Beladungszustand (negative Momente)

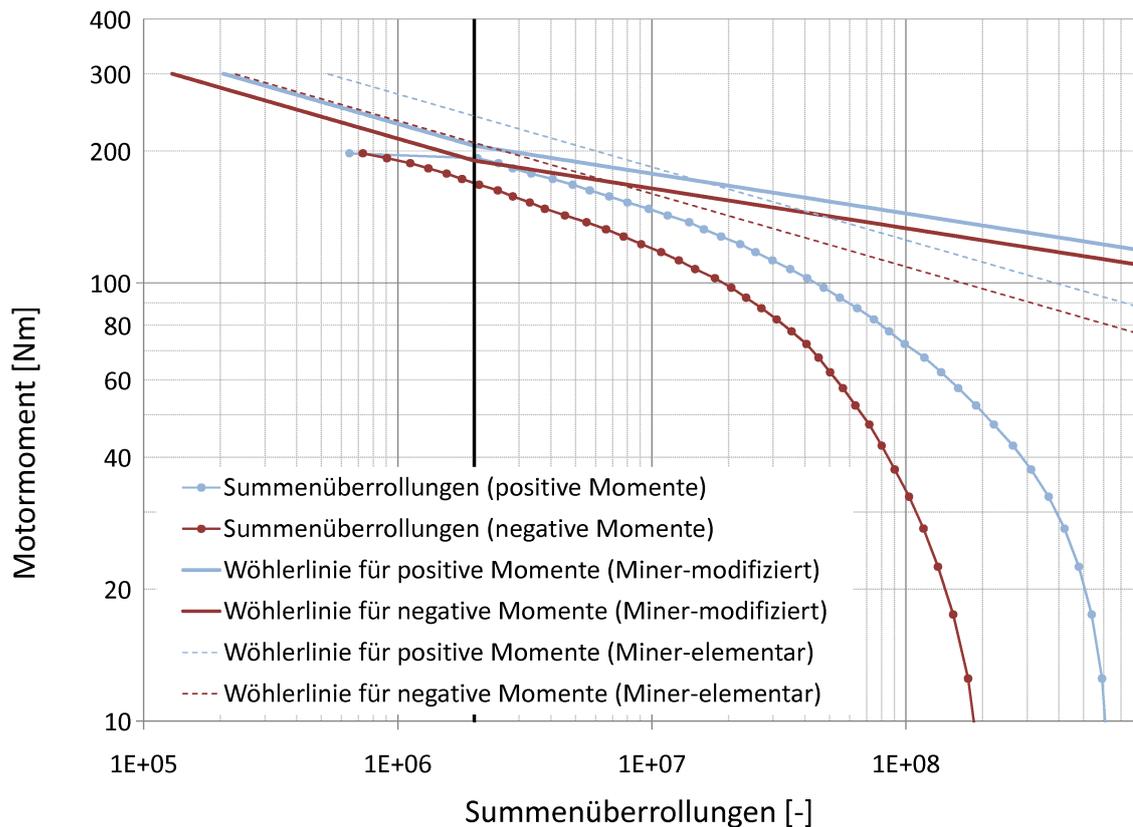


Abbildung 6.22: Überrollungskollektiv im 2. Gang

6.4.4 Lastkollektiv - Differential Stufe

Für die Differential-Stufe, welche sowohl bei Betrieb im ersten und zweiten Gang belastet wird, ist noch eine zusätzliche Untersuchung notwendig.

Hierfür werden einfach die Last- und Überrollungsdaten der beiden Gänge mit Hilfe der jeweiligen Übersetzungsverhältnisse auf die Achse umgerechnet und daraus ein gemeinsames Kollektiv durch Addition ermittelt. Aus diesem Kollektiv können nun wie zuvor die jeweiligen abgeminderten dauerfesten Momente errechnet werden. Diese betragen in diesem Fall ca. 1600 Nm im Zug- und ca. 1200 Nm im Schubetrieb (siehe Abbildung 6.24). Hierbei sei anzumerken, dass die negativen Momente rein aus dem Betrieb im 2. Gang stammen. Die drei Summenüberrollungskurven entsprechen jenen bereits in Abbildung 6.18 und 6.22 gezeigten Kurven, jedoch auf die Differential-Stufe umgerechnet. Bei Betrachtung der positiven Momente sieht man, dass ca. 77% der Schädigung durch den Betrieb des Fahrzeuges im ersten Gang hervorgerufen wird. (siehe Abbildung 6.23)

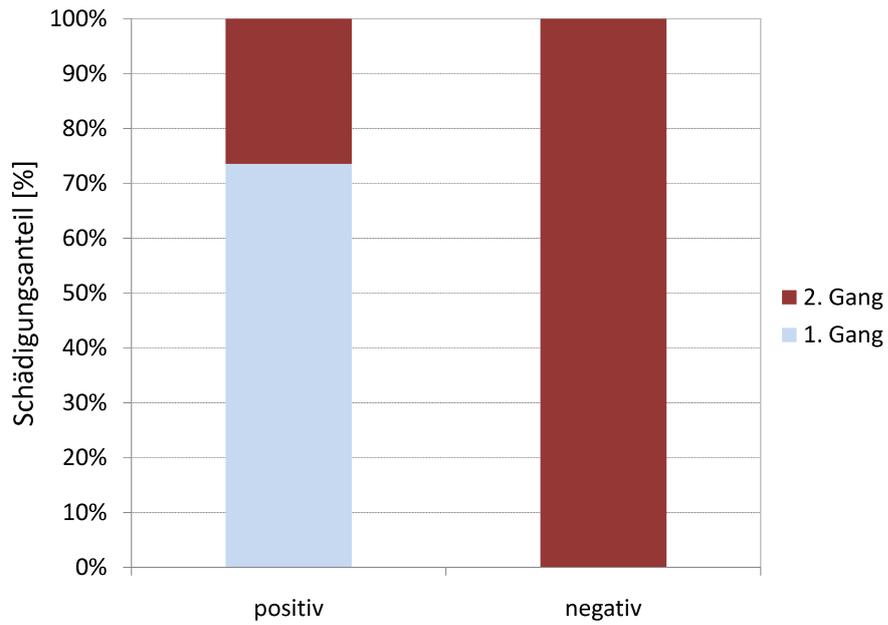


Abbildung 6.23: Schädigungsanteile an der Antriebsachse

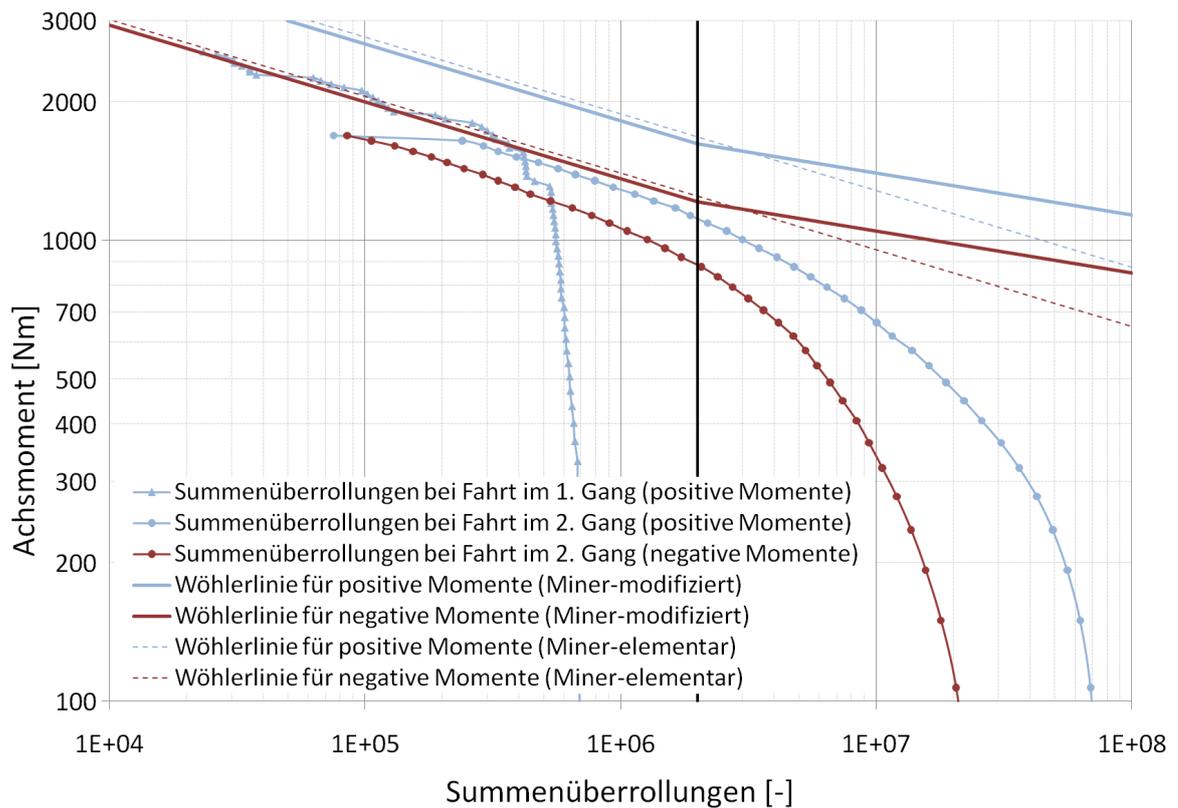


Abbildung 6.24: Überrollungskollektiv an der Antriebsachse

6.4.5 Sensibilitätsanalyse

Ziel dieser Sensibilitätsanalyse war es herauszufinden, wie sich die abgeminderten dauerfesten Momente und damit auch die Getriebe-Lebensdauer bei einer Änderung der Eingabedaten (Anzahl der Beschleunigungsvorgänge, Beladungszustand,...) ändert. Dies ist notwendig um herauszufinden ob eine minimale Änderung dieser Parameter eine verhältnismäßig große Änderung der Lebensdauer nach sich zieht. Hierfür wurden jene Parameter untersucht, welche bei der vorherigen Erstellung der Belastungskollektive als für die Schädigung relevanten Parameter ermittelt wurden.

Für den ersten Gang stellte sich die Anzahl der Beschleunigungsvorgänge, welche im ersten Gang gefahren werden, als Unsicherheitsfaktor heraus. Falls hierbei die tatsächliche Anzahl der Beschleunigungsvorgänge nur geringfügig von der getroffenen Annahme abweicht ergibt das eine relativ große Änderung der Getriebe-Lebensdauer. Ein weiter kritischer Parameter für den ersten Gang ist nicht nur die Anzahl der Beschleunigungsvorgänge, sondern auch deren Zusammensetzung. Steigt der prozentuale Anteil der Beschleunigungen mit $3,5 \text{ m/s}^2$ gegenüber jenen mit nur $2,5$ bzw. 3 m/s^2 an, sinkt die Getriebe-Lebensdauer. Auch eine Änderung des Beladungszustandes wurde untersucht. Dieser wirkt sich besonders auf die Lebensdauer des zweiten Ganges aus. Die Auswirkungen auf den ersten Gang, bzw. auf die Differential Stufe sind geringer und daher nicht relevant für die Berechnung der neuen Lebensdauer. Eine Änderung des Anteils der Steyr Lieferrunde zeigte ebenfalls Auswirkungen auf die Lebensdauer des zweiten Ganges.

Die nun folgenden Abbildungen 6.25, 6.26, 6.27 und 6.28 zeigen die Ergebnisse dieser Sensibilitätsanalyse. Dabei sei zu beachten, dass diese Änderungen der Lebensdauer nur durch geringe Abweichungen der abgeminderten dauerfesten Momente entstehen. Die Erklärung hierfür gibt Formel 6.1. Diese zeigt, dass aufgrund des Wöhlerexponenten eine geringe Änderung des abgeminderten dauerfesten Moments eine überproportionale Änderung der zu ertragenden Lastwechsel hervorruft. Dies sei in allen zukünftigen Berechnungen zu beachten.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die in den Abbildungen gezeigten Änderungen in der Lebensdauer sich in der Realität nicht so dramatisch auswirken würden, da ja bei der Auslegung des Getriebes bestimmte Sicherheitsfaktoren berücksichtigt wurden, welche eine Überschreitung der Auslegungs-Lebensdauer von 7 Jahren ermöglichen sollten.

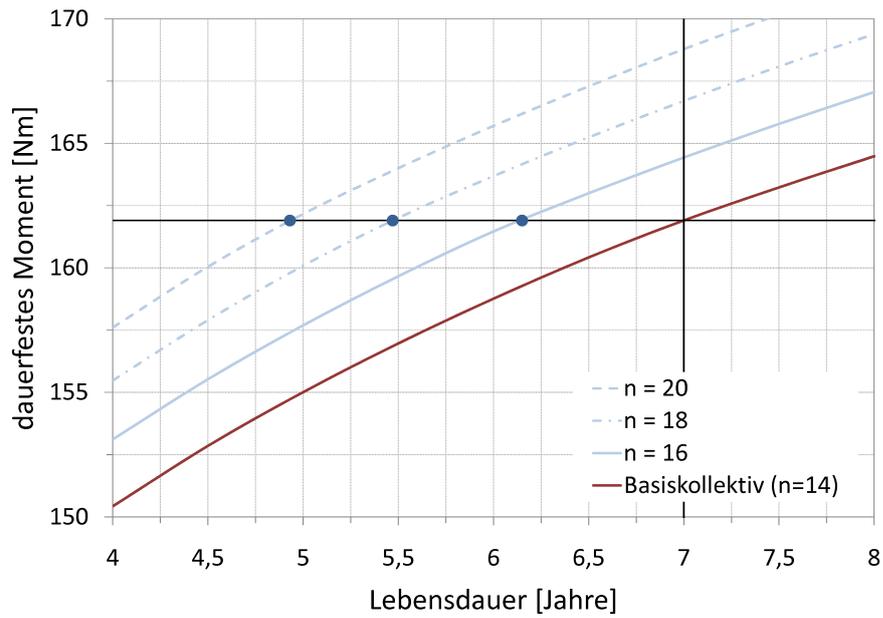


Abbildung 6.25: Lebensdauer der Low-Stufe in Abhängigkeit der Anzahl der Beschleunigungsvorgänge im ersten Gang

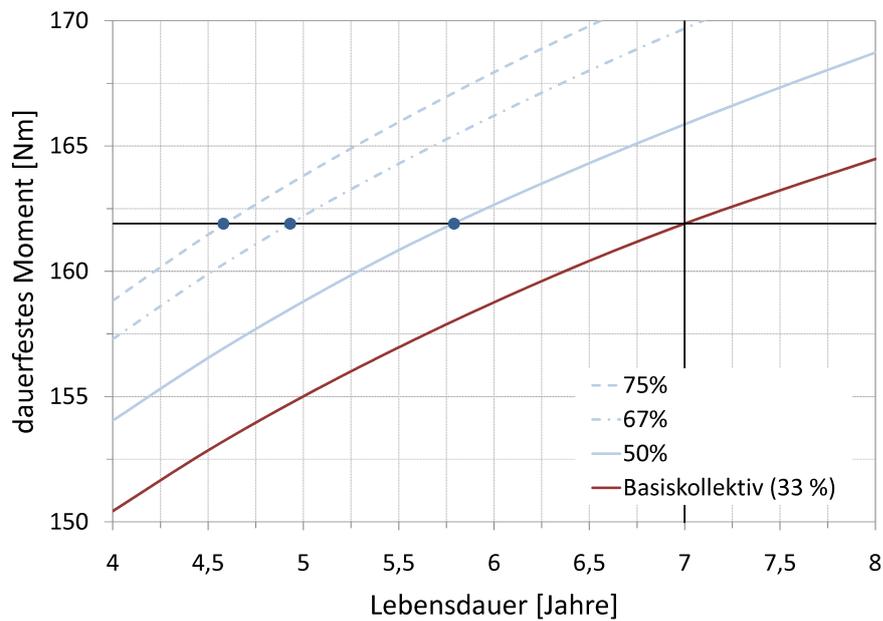


Abbildung 6.26: Lebensdauer der Low-Stufe in Abhängigkeit des Anteils von Beschleunigungsvorgängen mit $3,5 \text{ m/s}^2$ im ersten Gang

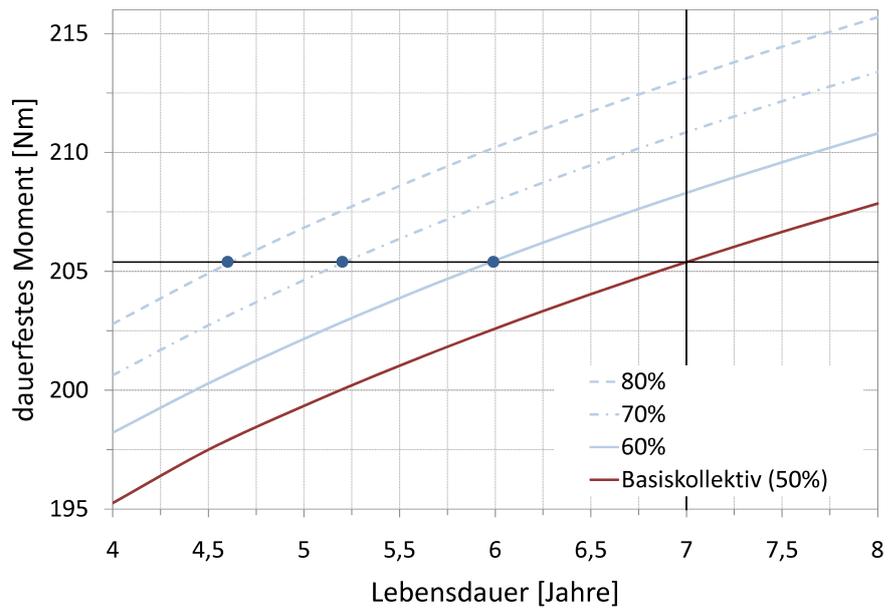


Abbildung 6.27: Lebensdauer der High-Stufe in Abhängigkeit vom Anteil der Fahrten mit maximaler Nutzlast

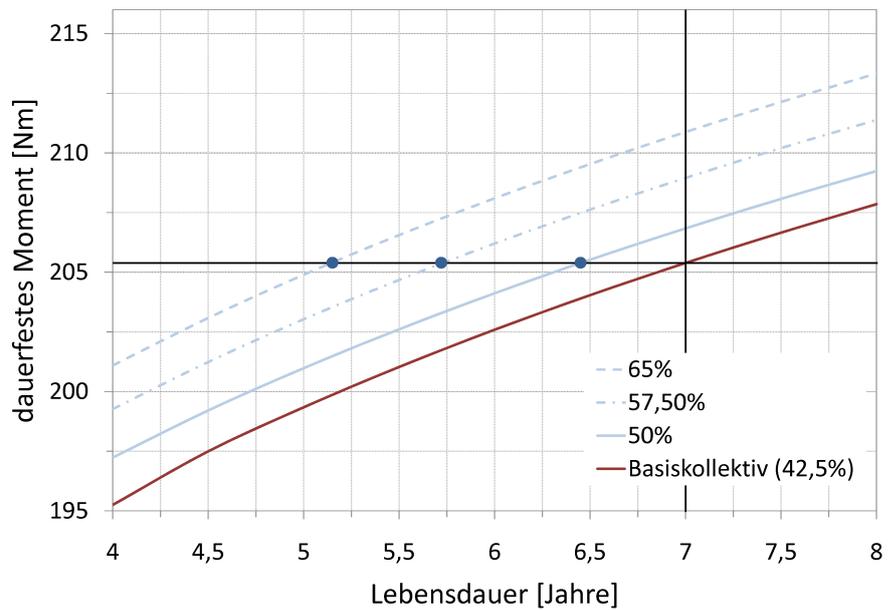


Abbildung 6.28: Lebensdauer der High-Stufe in Abhängigkeit des Anteils der Steyr Lieferrunde am Gesamtkollektiv

6.5 Schaltvorgangsanalyse

6.5.1 Ablauf Schaltvorgang

Durch die Verwendung eines mehrstufigen Getriebes, welches während der Fahrt nahezu geräuschlos schaltbar ist, muss genauso wie in herkömmlichen Schaltgetrieben eine Synchronisationsvorrichtung verwendet werden. Eine Synchronisationsvorrichtung muss die Drehzahl des zu schaltenden Gangrades und die Drehzahl der zugehörigen Welle angleichen.

In diesem Fall befindet sich keine Kupplung zwischen Motor und Getriebe und somit muss für den Drehzahlgleich die Motordrehzahl verändert werden. Um diese Drehzahländerung herbeizuführen, muss das sogenannte Synchronisationsmoment aufgebracht werden. Ausgangsbasis hierfür ist eine an der Getriebe-Zwischenwelle positionierte Synchroneinrichtung.

Im weiteren Verlauf wird noch eine Positionierungsänderung dieser Synchroneinrichtung von der Zwischenwelle zur Eingangswelle, sowie die Möglichkeit des rein elektrischen Synchronisierens bzw. einer Kombination von elektrischer und mechanischer Synchronisation untersucht.

Aufgrund der gegebenen Maximaldrehzahl des Motors von 11.000 U/min und der Getriebespreizung ergeben sich für das Hoch- und Zurückschalten folgende Maximaldrehzahlen:

- Hochschalten (vom ersten in den zweiten Gang): 11000 U/min
- Zurückschalten (vom zweiten in den ersten Gang): 6700 U/min

Diese Drehzahlen entsprechen jedoch nicht den im realen Betrieb vorkommenden Schaltdrehzahlen. Diese liegen in etwa bei 3600 - 7200 U/min beim Hochschalten und 0 - 3000 U/min beim Zurückschalten. In Fahrgeschwindigkeiten bedeutet das 30 - 60 km/h für das Schalten vom ersten in den zweiten Gang und 0 - 40 km/h für den Zurückschaltvorgang. Die zuvor genannten maximal möglichen Schaltdrehzahlen können nur bei Vollastbeschleunigungen bis zur Drehzahlbegrenzung auftreten.

Ziel dieser Analyse war es herauszufinden wie lange ein solcher Hoch- und Zurückschaltvorgang in Abhängigkeit von der Schaltdrehzahl dauert.

Der zeitliche Ablauf eines Schaltvorganges kann in fünf Schritte unterteilt werden.

1. Momentenfreistellung:

Um die formschlüssige Verbindung von Schaltmuffe und Gangrad zu lösen ist eine Absenkung des Motormoments auf null notwendig. Diese Momentenrücknahme erfolgt mit der vom Motorhersteller angegebenen maximalen Rate von 4000 Nm/s.

2. Ausrücken zur Mittelstellung + Andrücken der Synchronringe:

Der Ausrückvorgang der Muffe, in dessen direkten Anschluss gleich das Andrücken der Synchronringe erfolgt, erstreckt sich über insgesamt 10,15 mm. Hierbei muss der Aktuator die Schaltmuffe und Schaltwelle aus dem Stillstand beschleunigen.

0,7 mm nach Erreichen der Mittelstellung, welche sich bei 8,05 mm befindet beginnt die Vorsynchronisation. Dieser Vorgang wird durch die axiale Anpresskraft der Schaltmuffe hervorgerufen.

0,4 mm später, bei 9,15 mm Verfahrensweg beginnt der eigentliche Synchronisationsvorgang, da hier die Reibflächen der Synchroneinrichtung gegeneinander gepresst werden. Durch dieses Zusammenpressen wird das für den Drehzahlausgleich notwendige Reibmoment aufgebaut.

Da die Schaltmuffe und der Aktuator beim Anfahren dieser Position in Bewegung sind und somit eine von der Aktuatordrehzahl abhängige kinetische Energie besitzen, muss diese Energie abgebaut werden. Dieser Energieabbau erfolgt auf mehrere Arten:

Ein Teil der Energie wird in der Gewindespindel durch Reibung in Wärme umgewandelt. Ein weiterer Teil wird durch ein Bremsmoment vom Aktuatormotor selbst abgebaut. Der nun für die weitere Berechnung entscheidende Teil ist jedoch jene kinetische Energie, welche durch eine elastische Verformung der Schaltgabel abgebaut wird. Die Schaltgabel hat eine Biegesteifigkeit von ca. 1000 N/mm. Bei einer maximal zulässigen Belastung der Schaltgabel von 1000 N ergibt sich somit eine maximal zulässige Verformung der Gabel um ca. 1 mm. Somit ist die Endposition der Spindelmutter bei ca. 10,15 mm.

Durch die selbsthemmende Wirkung der Gewindespindel und der für ein Zurückziehen der Muffe zu schwache Aktuator bleibt die Muffe in dieser "verspannten" Position. Diese Verspannungskraft ist nun jene Kraft, welche die Synchronringe während des Synchronisationsvorganges aneinander drückt und dadurch das für die Synchronisation notwendige Reibmoment aufrecht hält.

Um die zulässige Belastung der Schaltgabel von 1000 N nicht zu überschreiten, darf die kinetische Energie beim Erreichen dieses "Anschlages" nicht zu groß sein. Deshalb muss sichergestellt werden, dass beim Beginn des Andrückens der Synchronringe die Aktuatordrehzahl nicht zu groß ist.

Abbildung 6.29 zeigt eine solche Verschiebebewegung der Schaltmuffe.

3. Drehzahlausgleich:

Dies ist der eigentliche Hauptteil des Schaltvorganges. Hierfür wurden drei unterschiedliche Methoden genauer untersucht, welche alle das Ziel haben, möglichst schnell einen Drehzahlausgleich zwischen dem lose auf der Welle sitzenden Gangrad und dem verdrehfest auf der Welle montiertem Synchronkörper herzustellen. Dieser Vorgang wird später in den jeweiligen Unterkapiteln zu den Synchronisationsmethoden genauer beschrieben.

4. Einrücken (Schalten des Ganges):

Die zweite Verschiebebewegung der Muffe während eines Schaltvorganges beginnt, sobald der Drehzahlausgleich vollzogen wurde. Danach muss die Schaltmuffe bis zur Endposition

verschoben werden, um in die Schaltverzahnung des Gangrades einzuspüren und somit eine formschlüssige Verbindung zwischen Gangrad und Synchronkörper herzustellen. Bei dieser Verschiebung ist es notwendig, die Muffe am Ende vollständig abzubremsen. Die Endposition befindet sich bei 16,1 mm Verschiebeweg der Muffe.

5. Momentenaufbau:

Als abschließender Teil des Schaltvorganges ist der Momentenaufbau zu betrachten. Aktuell beträgt das Motormoment noch immer null. Ziel dieses Momentenaufbaues ist es, jenes Motormoment zu erreichen, welches die gleiche Leistung liefert wie vor dem Schaltvorgang. Dieses Ziel kann jedoch nicht für alle theoretisch möglichen Schaltvorgänge realisiert werden. In solchen Fällen wird versucht das maximale mögliche Motormoment zu erreichen. Die Momentenänderungsrate für diesen Vorgang beträgt ebenfalls maximal ± 4000 Nm/s.

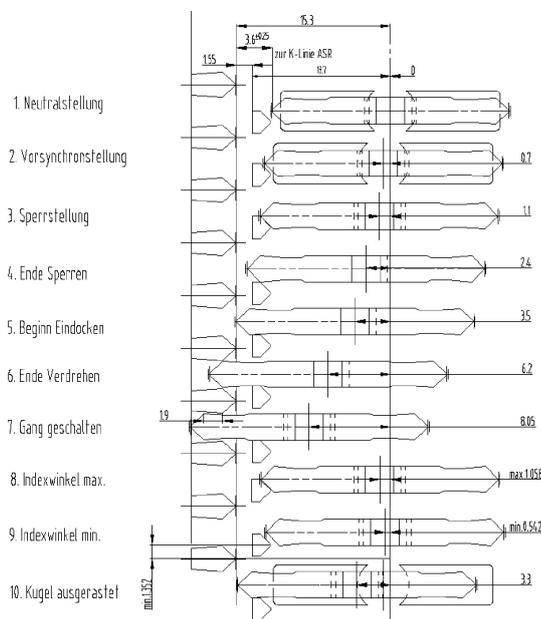


Abbildung 6.29: Ablauf eines Schaltvorganges (Fa. Hoerbiger)

Als zusätzliche Anforderung an die Schaltung muss der Aktuator in der Lage sein, die Muffe in die Mittelstellung zu verschieben. Ein Neutralstellen des Getriebes ist notwendig für den PTO-Betrieb während des Fahrzeugstillstandes. Hierbei ist die Verschiebedauer im Gegensatz zum exakten Einhalten der Endposition von geringer Wichtigkeit. Die exakte Einhaltung der Endposition ist wichtig um nicht unbeabsichtigt die Druckstücke der Synchronleinrichtung gegen den ersten Synchronring zu drücken. Dies würde zu einem Verschleiß der Synchronringe führen. Die einzuhaltende Positionstoleranz beträgt $\pm 0,7$ mm.

6.5.2 Simulink-Modell

Um nun einen Schaltvorgang nachzubilden wurde ein Simulink-Modell erstellt. Dieses Modell besteht im Grunde genommen aus zwei kombinierten Einzelmodellen.

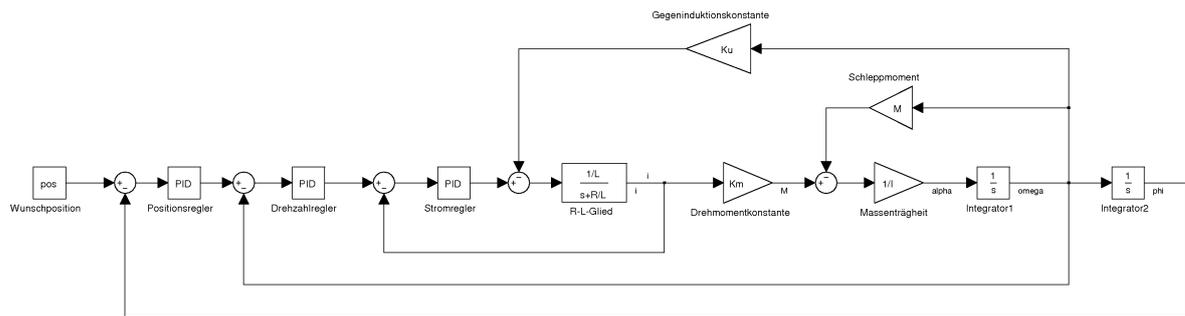


Abbildung 6.30: einfaches Modell einer Gleichstrommaschine mit Kaskadenregelung

Das Hauptmodell ist das Modell des Schalt-Aktuators, welcher für die axiale Verschiebung der Schalmuffe zuständig ist. Um nun eine axiale Verschiebung der Muffe zu erreichen, verdreht ein Gleichstrommotor eine Gewindespindel mit einem metrischen ISO-Gewinde M10x1,5. Das Modell hierfür besteht aus einer Gleichstrommaschine mit Kaskadenregler. Abbildung 6.30 zeigt das Schema einer solchen Regelung. Der Positions-, Strom- und der Drehzahlregler sind als PI-Regler ausgeführt. Die Reglerparameter wurden empirisch ermittelt. Dies war in diesem Fall zulässig, da eine optimale Reglerauslegung nicht Ziel dieser Untersuchung ist. Diese Untersuchung diente vielmehr dazu, abzuschätzen welche Schaltzeiten mit den zur Verfügung stehenden Komponenten in etwa möglich sind.

Der elektrische Teil der Maschine kann durch ein R-L-Glied beschrieben werden. Durch diese Kombination von Widerstand und Induktivität verhält sich die Maschine wie ein Verzögerungsglied erster Ordnung (PT1-Glied), welches in diesem Modell durch eine Übertragungsfunktion beschrieben wird. Das Drehmoment des Motors ist bei einer Gleichstrommaschine direkt proportional mit dem Ankerstrom. Dies wird in diesem Modell durch die sogenannte Drehmomentkonstante definiert. Entgegen diesem Moment wirken noch das Reibmoment des Motors und bei Drehzahländerungen auch die Massenträgheiten der rotierenden bzw. die Massen der zu verschiebenden Teile.

Das dem Hauptmodell untergeordnete Modell ist für die Nachbildung des eigentlichen Synchronisationsvorganges zuständig. Dieses Modell besteht aus zwei Berechnungsschleifen.

Eine Schleife dient zur Berechnung der aktuellen Drehzahl der Getriebe-Zwischenwelle. Diese Drehzahl ist direkt proportional zur aktuellen Fahrgeschwindigkeit des Fahrzeuges. Bei der mechanischen Synchronisierung hat auch das durch die Synchroneinrichtung aufgebrachte Reibmoment einen Einfluss. Eine Änderung dieser Drehzahl kann die Drehzahlausgleichdauer geringfügig verringern bzw. verlängern. Das von der Synchroneinrichtung eingebrachte Reibmoment hat bei Hochschaltvorgängen einen positiven Effekt.

Die zweite Schleife dient zur Berechnung der Drehzahl des Gangrades. Diese Drehzahl ist abhängig von den Schleppmomenten von Motor und den zu synchronisierenden Getriebebauteilen, sowie dem sogenannten Synchronmoment. Die Schleppmomente haben entweder einen positiven

oder negativen Einfluss auf die Synchronisationsdauer. Beim Hochschalten haben sie dieselbe Wirkrichtung wie das Synchronmoment und verstärken dieses. Somit verkürzen diese Verluste die Synchronisationsdauer. Beim Zurückschalten bewirken die Schleppmomente das Gegenteil, da sie nun die zu synchronisierenden Bauteile abbremsen, obwohl diese für den Drehzahlausgleich beschleunigt werden müssen. Das Synchronmoment kann wie bereits zuvor erwähnt entweder mechanisch, elektrisch oder kombiniert eingebracht werden. Für die Regelung des elektrischen Synchronmoments befindet sich auch ein PI-Regler als Drehzahlregler des Traktionsmotors in dieser Schleife.

6.5.3 Synchronisationsmethoden

6.5.3.1 Mechanische Synchronisation

Bei der mechanischen Synchronisation wird der Synchronisationsvorgang mit Hilfe einer herkömmlichen Synchronisationseinrichtung (siehe Abbildung 6.31) ausgeführt. In diesem Fall sollte eine bereits im Unternehmen vorhandene Synchroneinrichtung verwendet werden. Dabei handelt es sich um eine Einheit mit drei Reibflächen (Dreifachkonussynchronisierung). Der mittlere Reibdurchmesser der Synchronringe beträgt 83,16 mm. Durch die Verwendung von zwei Synchronringen und einem Zwischenring können die zum Aufbau des Synchronmoments notwendigen Reibflächen von einer auf drei erhöht werden. Eine solche Erhöhung der Reibflächen ermöglicht ein größeres Reibmoment bei gleichbleibender Betätigungskraft.

Aus Vereinfachungsgründen wurde für diese Simulation ein konstanter Reibbeiwert von 0,075 angenommen. In Wirklichkeit steigt der Reibbeiwert gegen Ende des Synchronisationsvorganges leicht an. Eine Berücksichtigung dieses Effekts würde eine Verkürzung der Drehzahlausgleichdauer bewirken. Eine Drehzahländerung der zu synchronisierenden Bauteile ist immer gleichbedeutend mit einer Änderung der kinetischen Energie. Beim Abbremsen der Bauteile wird ein Teil dieser kinetischen Energie durch Reibung in Wärme umgewandelt. Jener nicht in Wärme umgewandelte Teil wirkt auf die Antriebsräder des Fahrzeuges. Werden die zu synchronisierenden Teile beschleunigt verläuft der Energiefluss in umgekehrter Richtung. Dieser Effekt wurde bereits zuvor bei der Beschreibung des Simulationsmodells erwähnt und kann sowohl einen positiven als auch negativen Einfluss auf die Synchronisationsdauer haben.

Um die Reibbeläge nicht zu beschädigen, dürfen während des Drehzahlausgleichs gewisse Grenzwerte nicht überschritten werden. Dies sind für die spezifische Reibleistung $4,5 \text{ W/mm}^2$, beziehungsweise 1 J/mm^2 für die spezifische Reibarbeit je Schaltvorgang. Die spezifische Reibleistung bzw. die spezifische Reibarbeit sind stark abhängig von der maximal auftretenden Drehzahldifferenz zwischen Gangrad und Synchronkörper sowie der axialen Anpresskraft der Synchronringe. Diese Betätigungskraft ist, wie bereits zuvor erwähnt, abhängig von der Verformung der Schaltgabel. Die sich dadurch ergebenden 1000 N Axialkraft drücken nun die Synchronringe gegeneinander. Dies ergibt ein Synchronmoment von ca. 72 Nm.

Wie bereits zuvor erwähnt wurden zwei Varianten der mechanischen Synchronisation untersucht:

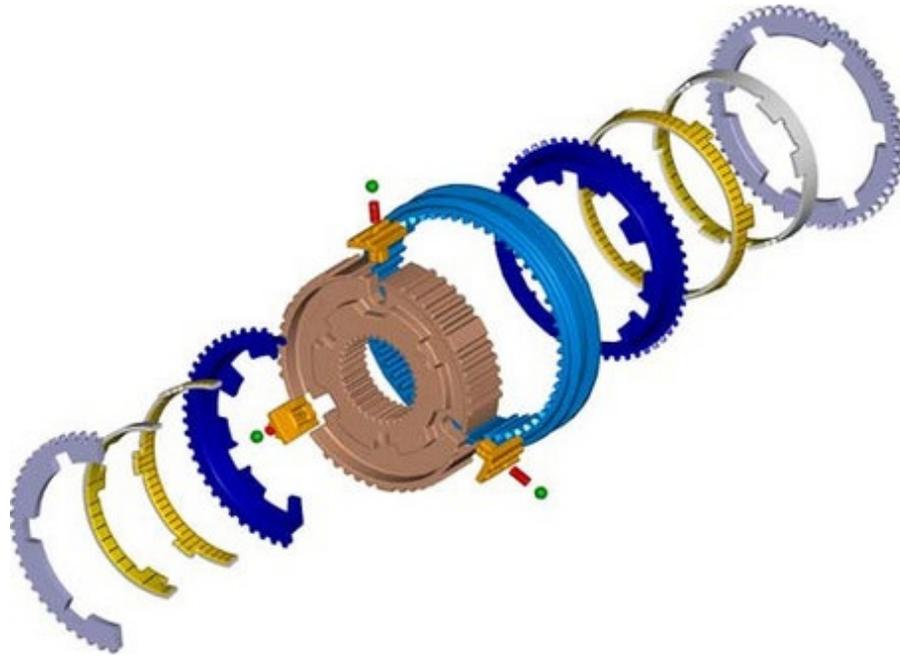


Abbildung 6.31: Dreifachkonussynchronisierung [4]

Einerseits, die im Getriebekonzept vorgesehene Variante der Synchronisation an der Zwischenwelle und andererseits jene Variante bei der die Synchroneinrichtung an der Getriebe-Eingangswelle positioniert ist. Diese Variante bietet theoretisch den Vorteil einer kürzeren Synchronisationszeit. Die nun folgende kurze Überlegung soll dies verdeutlichen:

Hierfür wurde ein vereinfachtes System (siehe Abbildung 6.32) untersucht, indem eine Masse mit dem Massenträgheitsmoment I und einer Winkelgeschwindigkeit ω durch ein konstantes Drehmoment M zum Stillstand gebracht werden sollte. Einmal mit dem abbremsenden Drehmoment direkt und einmal über eine Stirnradstufe mit der Übersetzung i auf die Masse wirkend. Die erste Variante entspricht jenem Konzept mit der Synchroneinrichtung an der Eingangswelle. Die zweite Variante stellt in stark vereinfachter Form die Synchronisation an der Zwischenwelle dar.

Tabelle 6.4 zeigt nun, dass bei der Variante mit dem Bremsmoment an der Zwischenwelle die Dauer für die Abbremsung i -mal so lange dauern würde. Dies kann natürlich nicht direkt auf das in dieser Arbeit betrachtete Getriebe umgelegt werden, da in Wirklichkeit die zu beschleunigenden Massenträgheitsmomente bei den beiden Varianten unterschiedlich sind. Auch das Schleppmoment der zu synchronisierenden Getriebeteile ist nicht dasselbe. Diese Untersuchung verdeutlicht jedoch dass die Positionierung der Synchroneinrichtung an der Getriebe-Eingangswelle das Potential hat die Synchronisationsdauer der rein mechanischen Synchronisation noch zu verkürzen und eine exakte Untersuchung eines solchen Konzepts sinnvoll ist.

Ungeachtet von den wahrscheinlich kürzeren Synchronisationszeiten würde der Einsatz eines solchen Konzepts erhebliche Package-Schwierigkeiten mit sich bringen. Aufgrund der hohen Übersetzungen der High- und Low-Stufe müssen die Zahnräder auf der Eingangswelle einen kleinen

Durchmesser haben um den Achsabstand und somit auch das gesamte Getriebe möglichst klein zu gestalten. Bei solch kleinen Zahnrädern auf der Eingangswelle wäre es schwierig eine Synchronisierung unterzubringen.

Somit können die folgenden Untersuchungen mit der Synchronisierung an der Getriebe-Eingangswelle eher als Potentialanalyse für nachfolgende Projekte angesehen werden, da ein Einsatz dieser Synchronisationsmethode aufgrund der zuvor erwähnten geometrischen Schwierigkeiten für das im Rahmen dieses Projekts zu konstruierende Getriebe nicht angewandt werden kann.

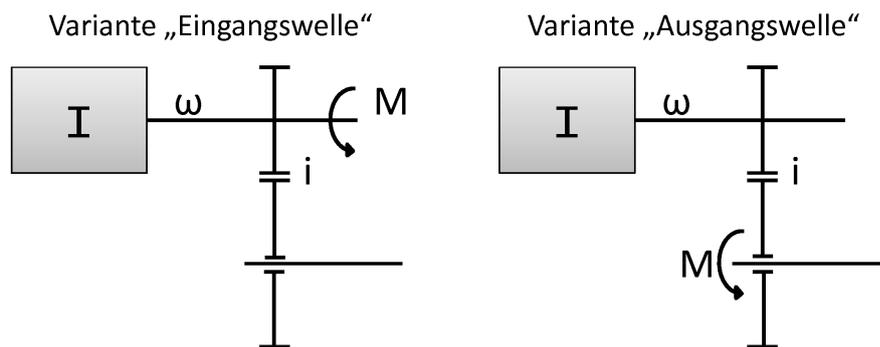


Abbildung 6.32: Synchronisations-Vergleich

Tabelle 6.4: Position der Synchronisierung

Variante	Eingangswelle	Ausgangswelle
auf die Masse wirkendes Drehmoment	M	$\frac{M}{i}$
Winkelbeschleunigung	$\alpha = \frac{M}{I}$	$\alpha = \frac{M}{I \cdot i}$
Zeit	$t = \frac{\omega}{M} I$	$t = \frac{\omega}{M} I \cdot i$

Ergebnisse

Die Ergebnisse für die rein mechanische Synchronisierung können als wenig zufriedenstellend betrachtet werden. Aufgrund der relativ hohen Massenträgheitsmomente der zu synchronisierenden Teile ergeben sich bei hohen Schaltdrehzahlen Schaltzeiten von teilweise mehr als einer Sekunde. Für "realistische" und auch im normalen Fahrbetrieb häufig vorkommende Schaltdrehzahlen, liegen die Schaltzeiten noch immer bei über einer halben Sekunde.

Wie erwartet sind die Synchronisationszeiten bei der Variante mit der an der Getriebe-Eingangswelle positionierten Synchronisierung deutlich kürzer als bei der zweiten Variante, jedoch kann diese Variante aufgrund von Packagegründen nur schwer realisiert werden. Die spezifischen Belastungen der Reibbeläge liegen bei keiner der beiden Varianten in einem kritischen Bereich.

Weiters kann noch erwähnt werden, dass das Drehmoment des Aktuators und damit auch die sich dadurch ergebende axiale Anpresskraft keinen Einfluss auf die Synchronisationsdauer hat. Dies kommt von der höheren Vorspannkraft der Schaltgabel im Vergleich zur maximalen Anpresskraft

des Aktuators.

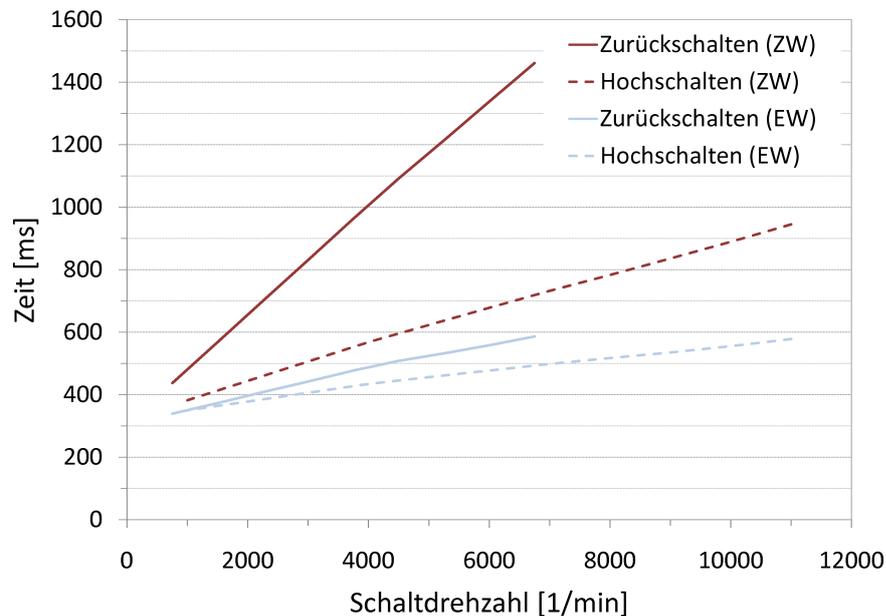


Abbildung 6.33: Schaltzeiten bei mechanischer Synchronisierung

6.5.3.2 elektrische Synchronisation

Die rein elektrische Synchronisation ist im Grunde genommen sehr ähnlich der rein mechanischen. Der größte Unterschied ist der Wegfall des Reibmoments, welches von den Synchronringen aufgebracht wird. Das Synchronisationsmoment wird nun durch ein vom Motor aufgebracht Moment ersetzt, welches nicht mehr auf der Getriebe-Zwischenwelle wirkt, sondern direkt auf die Getriebe-Eingangswelle.

Bedingt durch den Wegfall des Reibmoments ergibt sich noch ein weiterer Unterschied: Die im Kapitel mechanische Synchronisation beschriebene Drehzahländerung der Getriebeausgangswelle aufgrund des Reibmoments entfällt. Dadurch ist nun die Fahrgeschwindigkeitsänderung des Fahrzeuges während des Synchronisationsvorganges nur noch von den Fahrwiderständen abhängig.

Ein weiterer, ebenfalls nicht vernachlässigbarer Unterschied ist die Tatsache, dass die Muffe vor dem Synchronisationsvorgang nicht so weit verschoben werden kann, bis eine weitere Verschiebung von den Synchronringen verhindert wird, sondern dass der Aktuator in diesem Fall die Muffe exakt bis in Mittelstellung bringen muss. Somit sind die Verschiebewege der Muffe vor und nach dem Drehzahlausgleich exakt gleich und nicht unterschiedlich wie bei der mechanischen Synchronisation. Da jedoch die formschlüssige Verbindung zwischen Gangrad und Synchronkörper bereits vor Erreichen der Mittelstellung gelöst wird, kann das elektrische Moment bereits bei einem Verfahrweg von ca. 7mm aufgebracht werden. Dies bringt eine Verkürzung der Schaltzeit.

Die Regelung des zum Bremsen oder Beschleunigen der zu synchronisierenden Bauteile aufzubringenden Moments wurde im Simulink-Modell durch einen PI-Regler mit Stellgrößenbeschränkung durchgeführt. Die Stellgrößenbeschränkung ist deswegen erforderlich, da die elektrische Maschine nur ein von der Drehzahl abhängiges Moment aufbringen kann. Für dieses Spitzenmoment wurde das vom Motorhersteller angegebene 1 Sekunden Moment gewählt. Der im Simulationsmodell integrierte Regler fungiert als Drehzahlregler mit dem Ziel, die Differenzdrehzahl auf null zu bringen. Somit ist die Stellgröße des Reglers von der Drehzahldifferenz und dem bei der aktuellen Motordrehzahl maximal möglichen Drehmoment abhängig.

Auf ein detailliertes Motormodell musste aufgrund von fehlenden Daten und der Tatsache, dass es sich hier nur um eine Simulation zur Ermittlung von Richtwerten für die Schaltdauer handeln sollte, verzichtet werden. Stattdessen wurde lediglich ein einfaches Motormodell integriert, welches nur die vom Motor realisierbare Momentenänderungsrate berücksichtigt. Das bedeutet, dass lediglich überprüft wird, ob das durch die Stellgröße des Reglers gewünschte Moment auch tatsächlich aufgebaut werden kann. Wenn dies nicht der Fall ist, wird das durch die begrenzte Änderungsrate maximal oder minimal mögliche Moment vom Motor gebildet.

Zusätzlich zu dem vom der EM aufgebrauchten Moment wirken natürlich noch Schleppmomente als Störgrößen auf den Regelkreis.

Die Ergebnisse dieser Synchronisationsvariante sind stark Abhängig von der Wahl der Reglerparameter. Bei Verwendung eines reinen P-Reglers wird beim Hochschalten ein Drehzahlausgleich nur aufgrund der Schleppmomente erreicht. Beim Zurückschalten hingegen wird dies nie erreicht, da die Schleppmomente in die entgegengesetzte Richtung wirken. Somit muss bei der rein elektrischen Synchronisation der I-Wert des Reglers ungleich null sein.

Ergebnisse

Wie in Abbildung 6.34 zu sehen ist, ist diese Variante um einiges schneller als die rein mechanische Synchronisation. Somit wäre die Verwendung dieser Synchronisationsart eine realistische Möglichkeit für das ECS-eDrive, falls der Regelkreis wirklich in der Lage ist das Motormoment exakt bei Drehzahlgleichheit auf null zu bringen. Dies ist allerdings schwierig, da die Enddrehzahl aufgrund von Fahrgeschwindigkeitsänderungen zu Beginn des Schaltvorganges nicht bekannt ist.

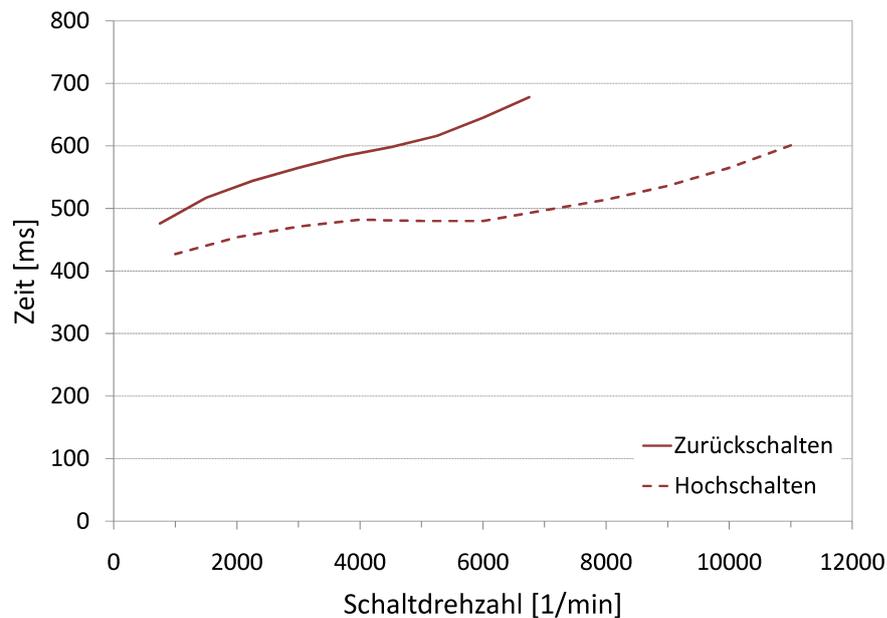


Abbildung 6.34: Schaltzeiten bei elektrischer Synchronisierung

6.5.3.3 Kombination von elektrischer und mechanischer Synchronisation

Bei dieser Variante wird die rein mechanische mit der rein elektrischen Synchronisation kombiniert.

Für diese Variante musste der PI-Regler angepasst werden. Aufgrund des zusätzlich vorhandenen Reibmoments konnte der I-Anteil auf null gesenkt werden. Das Eliminieren des I-Anteils hat aber noch einen weiteren Grund: Laut dem Hersteller der Synchronisationseinrichtung darf das Synchronmoment während eines Schaltvorganges auf keinem Fall das Vorzeichen ändern. Ein vorhandener I-Anteil kann allerdings Überschwinger im Momentenverlauf bewirken, welche größer sind als das Reibmoment und somit zu einer Änderung des Vorzeichens führen. Ist der I-Anteil null kann dies nicht passieren. Somit wird ein reiner P-Regler verwendet.

Zusätzlich zu dieser Änderung erwies sich noch eine automatische Nullstellung der Stellgröße bei unterschreiten einer gewissen Drehzahldifferenz als sinnvoll. Das bedeutet, dass der letzte Teil des Synchronisationsvorganges rein mechanisch stattfindet. Dadurch ist sichergestellt, dass der Motor und somit auch die Synchroneinrichtung bei Synchronisationsende momentenfrei sind. Wäre dies nicht Fall würde die Synchroneinrichtung weiterhin in Sperrposition sein und der Gang könnte nicht geschaltet werden.

Um eine möglichst geringe Schaltdauer zu erreichen kann das elektrische Moment bereits vor dem Aufbau des Reibmoments der Synchroneinrichtung eingebracht werden. Dies kann bereits bei einem Verschiebeweg der Muffe von 7 mm geschehen, da hier bereits das Getriebe in Neutralstellung ist. Diese Tatsache findet auch bei der rein elektrischen Synchronisation seine Anwendung.

Ergebnisse

Wie erwartet liefert die Kombination von elektrischer und mechanischer Synchronisation die kürzesten Synchronisationszeiten. Diese können noch weiter verkürzt werden wenn die mechanische Synchronleinrichtung an der Getriebe-Eingangswelle positioniert wird, was jedoch für dieses Getriebe aufgrund von Packagegründen nicht erfolgen kann und somit auch nicht untersucht wurde.

Die Abbildungen 6.35 und 6.36 zeigen die Schaltzeiten in Abhängigkeit von der Schaltdrehzahl. In diesen Diagrammen kann man sehr gut erkennen, dass die Ein- und Ausrückzeiten unabhängig von der Schaltdrehzahl sind. Die Zeiten für den Synchronisationsvorgang selbst steigen mit höher werdender Schaltdrehzahl. Der Hauptgrund dafür ist die ebenfalls steigende Drehzahl-differenz zwischen Gangrad und Synchronkörper und damit einhergehend auch einer höheren Differenz der kinetischen Energien der zu synchronisierenden Teile. Die dargestellten Zeiten für den Momentenauf- und Abbau beziehen sich auf einen Schaltvorgang unter Vollast und stellen somit den "worst-case" dar.

Die Abbildung 6.37 zeigt beispielhaft einen ausgewählten Schaltvorgang (Hochschaltvorgang bei 10000 U/min Motordrehzahl) ohne Momentenfreistellung und Momentenaufbau. Hier sieht man wie der Aktuator zu Beginn des Schaltvorganges vom Stillstand aus beschleunigt. Bei 9,15 mm Verfahrweg der Schaltmuffe wird der Aktuator durch die Verformung der Schaltgabel abgebremst. Bei Erreichen des Stillstandes befindet sich die Spindelmutter bereits bei 10,15 mm. Die Muffe bleibt nun in dieser verspannten Situation bis der Drehzahlausgleich vollzogen ist. Danach beschleunigt der Aktuator die Muffe wieder und verschiebt sie in ihre Endposition. Ist die Aktuatordrehzahl zu Beginn der Verformung der Schaltgabel geringer, sinkt die Verformung der Gabel und damit auch linear die Vorspannkraft.

Die Grafik rechts oben zeigt den Synchronisationsvorgang selbst. Hier sieht man, dass der Aufbau des elektrischen Moments bereits vor Eingreifen der mechanischen Synchronisierung startet. Es ist ebenfalls zu erkennen, dass das Ende des Drehzahlausgleichsvorganges rein mechanisch abläuft, da das Synchronmoment des Traktionsmotors bereits zuvor auf null gebracht wurde.

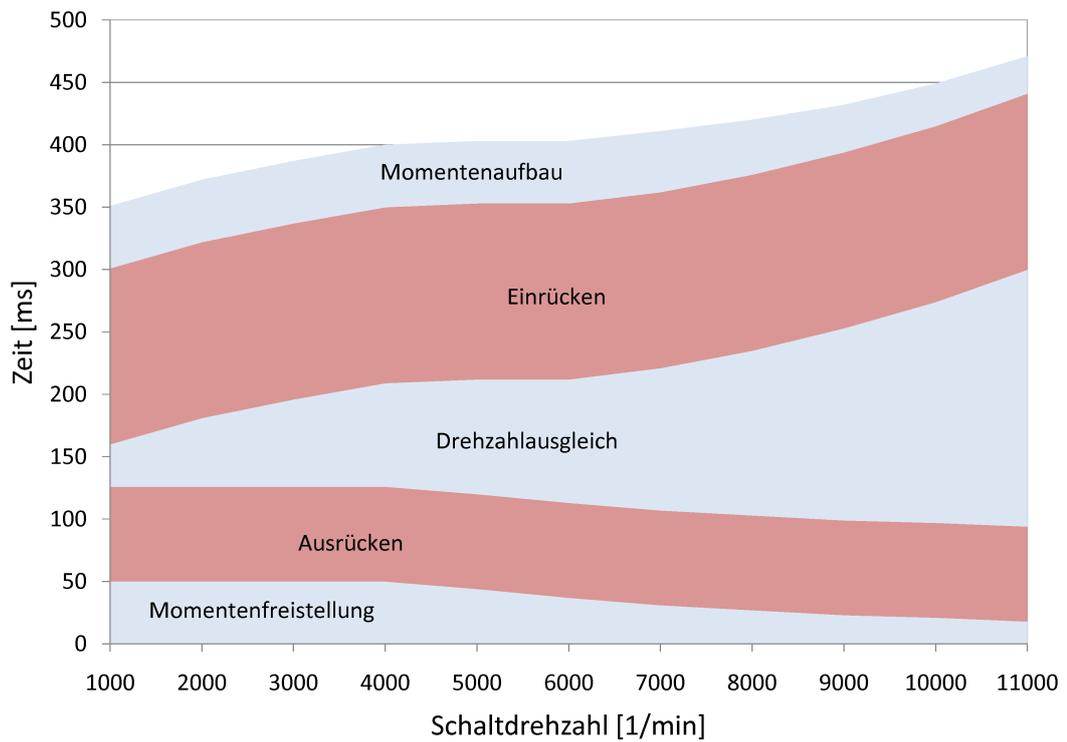


Abbildung 6.35: Schaltzeiten bei mechanischer und elektrischer Synchronisierung (Hochschalten)

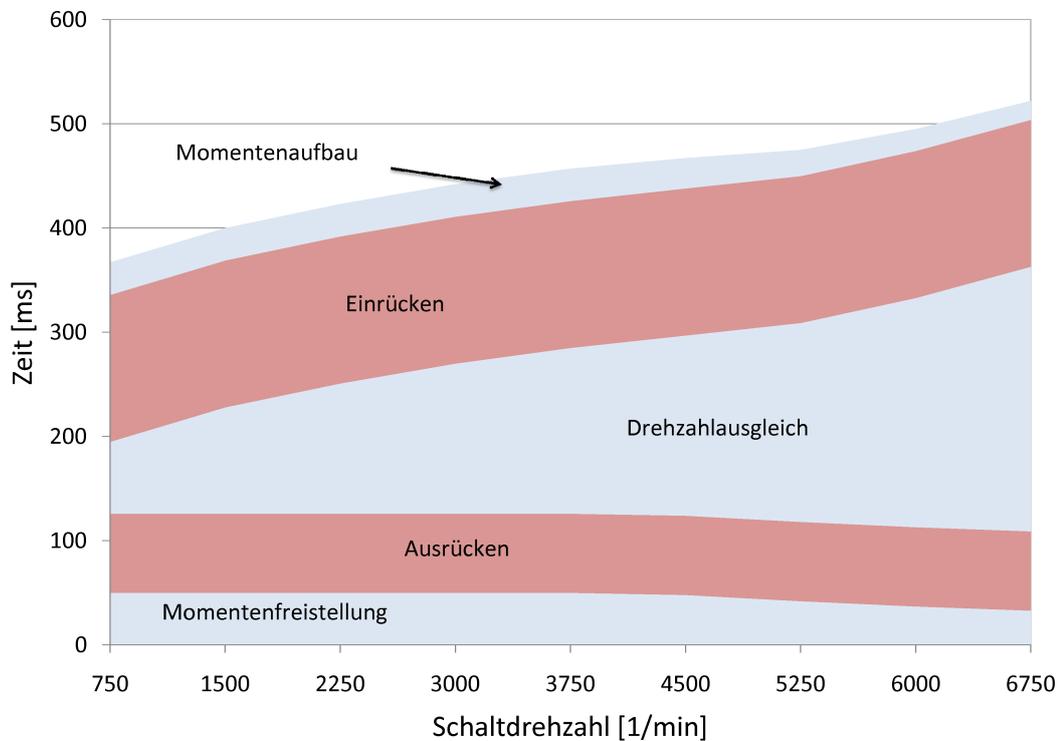


Abbildung 6.36: Schaltzeiten bei mechanischer und elektrischer Synchronisierung (Zurückschalten)

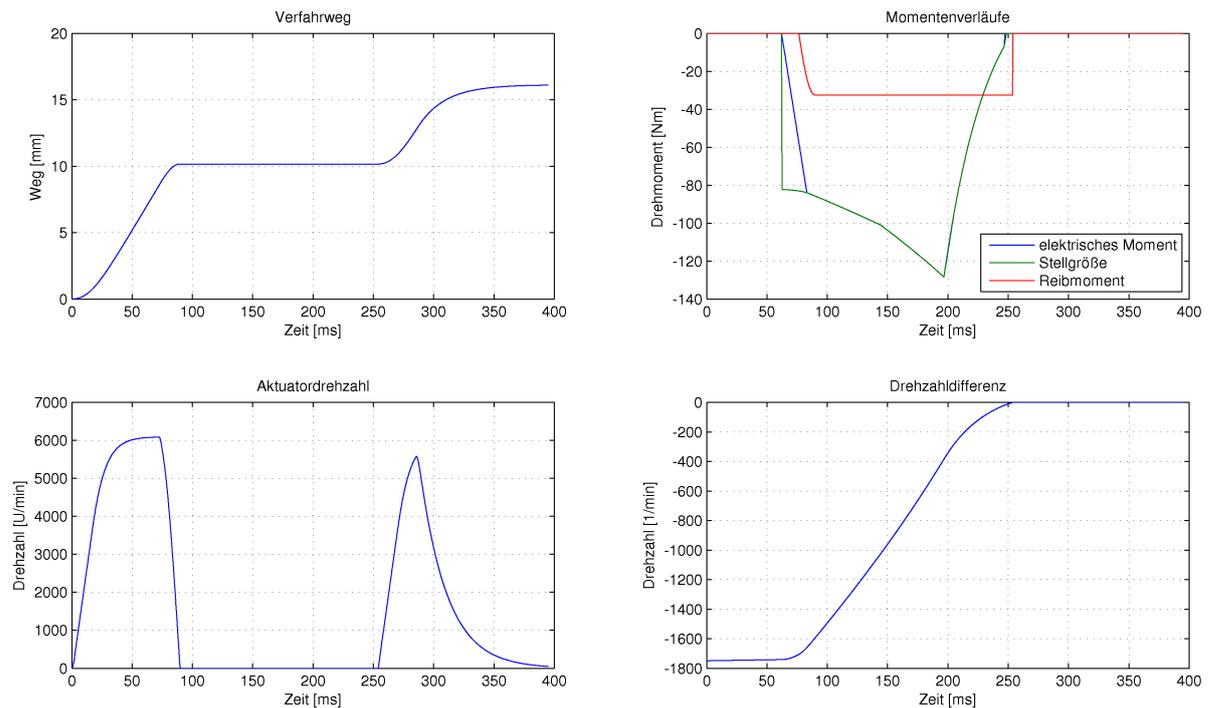


Abbildung 6.37: Schaltvorgang bei 10000 U/min Schaltdrehzahl

Aufgrund dieser Ergebnisse wurde als Schaltungskonzept für dieses Fahrzeug eine Kombination aus mechanischer und elektrischer Synchronisierung ausgewählt. Auf dieser Basis erfolgten weitere Untersuchungen wie etwa der Einfluss verschiedener Steigungen der Gewindespindel.

Hierfür wurde ein Hochschaltvorgang bei Maximaldrehzahl untersucht. Die Gewindesteigung beeinflusst nur die Verschiebung der Muffe. Das bedeutet, dass der Synchronisationsvorgang selbst davon unabhängig ist. Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Abbildung 6.38 zu sehen. Man kann erkennen, dass eine Erhöhung der Gewindesteigung geringfügig kürzere Schaltzeiten ergibt, da durch die größere Steigung eine höhere Axialgeschwindigkeit der Schaltmuffe erreicht wird, welche die Verfahrdauer verkürzt. Um während des Synchronisationsvorganges die notwendige Verspannung der Schaltgabel samt Muffe zu erzielen, kann die Gewindesteigung nicht beliebig weit erhöht werden, denn diese Verspannung kann nur bei Selbsthemmung des Gewindes auftreten. Selbsthemmung tritt auf wenn der effektive Reibwinkel größer ist als der Steigungswinkel des Gewindes. Bei einem Nenndurchmesser von 10 mm und einem Reibbeiwert von 0,09 ist die Selbsthemmung bis zu einer Steigung von kleiner 2,7 mm gegeben. Eine Änderung der Gewindesteigung wäre somit eine sehr einfache und unkomplizierte Möglichkeit die Schaltzeiten zu verringern.

Durch eine Erhöhung der Gewindesteigung sinkt allerdings auch die axiale Anpresskraft. In diesem Fall ist dies nicht relevant, da die Verspannungskraft aufgrund der Verformung der Schaltgabel größer ist als die Anpresskraft durch den Aktuator. Wäre dies nicht der Fall würde eine höhere Gewindesteigung das Synchronmoment senken und dadurch die Dauer des Drehzahlaus-

gleichs verlängern.

Eine weitere Untersuchung war die Feststellung der maximal möglichen Axialkraft beim ungebremsten Auffahren der Muffe an die Synchroneinrichtung. Dieser Fall könnte bei einem Regelfehler des Aktuators auftreten, bei dem ein Auffahren der Muffe bei maximaler Aktuatordrehzahl sich ergibt. Als Ergebnis dieser Simulation stellte sich eine maximal mögliche Anpresskraft von 2,2 kN heraus. Diese Kraft überschreitet die Abstreiffestigkeit von 2,8 kN des Presssitzes zwischen Gewindestindel und Aktuatorwelle nicht. Es könnte sich dabei jedoch um eine kritische Belastung der Schaltgabel selbst handeln und diese dabei plastisch Verformen. Eine Festigkeitsanalyse der Schaltgabel erscheint somit sinnvoll.

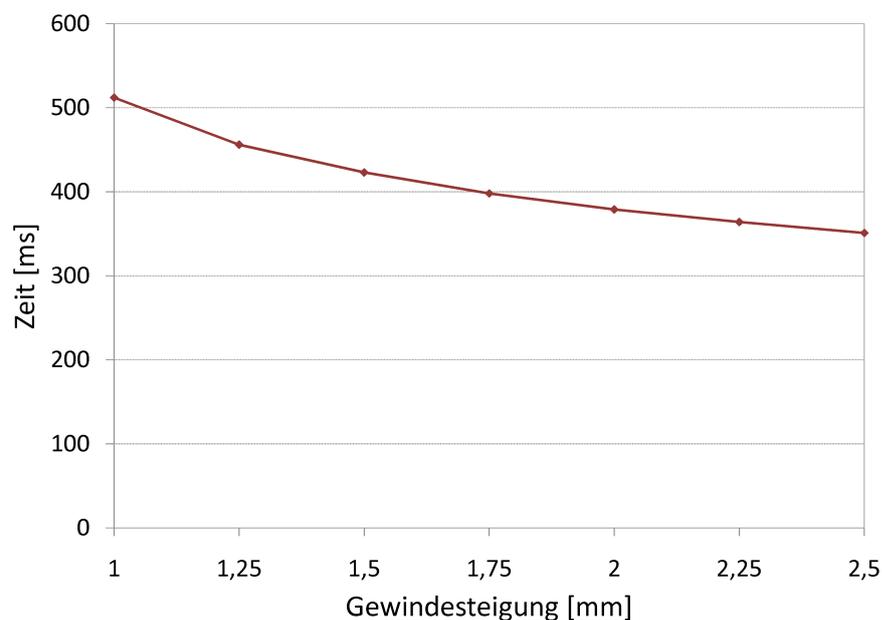


Abbildung 6.38: Schaltzeiten bei verschiedenen Steigungen der Gewindestindel

6.6 PTO-Betrieb (Klimakompressor)

Grundsätzlich stehen zwei verschiedene Arten von Klimakompressoren zur Verfügung:

- elektrisch betriebener Klimakompressor (Hoch-Volt)
- mechanisch betriebener Klimakompressor

Die Verwendung eines elektrisch betriebenen Klimakompressors in Kombination mit einem zugehörigen Inverter erscheint in einem Elektrofahrzeug naheliegend. Dies würde wahrscheinlich zusätzliches Gewicht und auch höhere Kosten mit sich bringen. Die Gründe für die Verwendung eines mechanischen Klimakompressors sind jedoch nicht nur die zuvor genannten Nachteile elektrischer Kompressoren, sondern auch die Tatsache, dass mechanische Verdichter sehr einfach erhältlich sind und auch die nachfolgende Vermutung, welche im Laufe dieses Kapitels auch bestätigt werden sollte.

Durch den zusätzlichen Betrieb des Klimakompressors muss der Elektromotor bei einer höheren Last betrieben werden. Diese Lastpunktanhebung bewirkt bei niedrigen Lasten (wie sie im normalen Fahrbetrieb vorkommen) eine Verbesserung des Motorwirkungsgrades. Um das Verbesserungspotential durch Zuschaltung eines mechanisch betriebenen Klimakompressors abschätzen zu können, wurde eine überschlägige Berechnung durchgeführt.

Hierfür wurde zusätzlich zu dem, für das Bewältigen des Fahrzyklus notwendige Motormoment, noch durch ein vom Klimakompressor benötigtes, konstantes Moment addiert. Aus Vereinfachungsgründen wurde dieses zusätzliche Moment als konstant angenommen und nach dem Getriebe addiert. Dies entspricht einer konstanten Klimakompressorleistung unabhängig vom gewählten Gang. Die Übersetzungsverhältnisse dieser Berechnungen sind 1:14 für den ersten Gang und 1:8 für den zweiten Gang.

Tabelle 6.5: Energiebedarfseinsparung durch Lastpunktanhebung mit Klimakompressor bei maximaler Zuladung

Fahrzyklus	Energiebedarfseinsparung durch Lastpunktanhebung um 40 Nm (entspricht 5 Nm am Motor) [%]	Energiebedarfseinsparung durch Lastpunktanhebung um 80 Nm (entspricht 10 Nm am Motor) [%]
Steyr Lieferrunde	0,6	0,9
Steyr Lieferrunde + Steyr Loop	0,6	0,9
FTP 75	1,1	1,7
NEDC	0,6	1,1

Durch diese Verbesserung des Wirkungsgrad kann im Gegenzug die Traktionsbatterie verkleinert werden, was wiederum das Fahrzeuggewicht und auch die Kosten senkt.

Die Integration eines mechanischen Kompressors bringt allerdings nicht nur Vorteile. Als problematisch kann die Standklimatisierung gesehen werden. Hierfür muss der Traktionsmotor auch während des Fahrzeugstillstands laufen, um den Verdichter anzutreiben. Um dies zu ermöglichen muss das Getriebe in Neutralstellung geschaltet werden. Weiters sei noch zu erwähnen, dass der Traktionsmotor während dieses Betriebes in einem sehr niedrigen Lastpunkt betrieben wird. Dies bewirkt einen schlechten Gesamtwirkungsgrad. Würde nun anstatt des mechanischen Kompressors ein elektrisch betriebener verwendet werden, so würde dieser auch während dieser Betriebsphase in einem guten Wirkungsgradbereich arbeiten. Ein weiterer Vorteil des verfolgten Konzepts ist, dass während einer Rekuperationsphase die zurückgewonnene Energie direkt für den Betrieb des Klimakompressors verwendet werden kann. Im Gegensatz zu einem elektrisch betriebenen Verdichter, wo diese Energie zuerst, nach Durchlaufen der gesamten Wirkungskette, wieder verlustbehaftet dem Antrieb des Kompressors zugeführt wird.

Der verwendete Klimakompressor bietet zwei Möglichkeiten der Ansteuerung. Ein Regelparameter ist die Magnetkupplung mit welcher der Kompressor zu- oder abgeschaltet werden kann. Der

zweite Regelparameter ist der Saugdruck, womit die Kompressorleistung oberhalb einer bestimmten Drehzahl begrenzt wird. Beide Parameter wurden in dieser Analyse nicht berücksichtigt, da dafür ein Gesamtfahrzeugmodell samt Innenraum notwendig ist.

6.7 Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse

6.7.1 KULI-Modell

Die Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse stellt eine Verknüpfung der FASI - Fahrzeuglängsdynamiksimulation mit dem Wärmemanagementtool KULI dar.

Das KULI-Modell besteht aus einem Hochtemperatur und einem Niedertemperatur-Kühlkreislauf. Ein zusätzlicher vorhandener Klimakreislauf wurde aus Vereinfachungsgründen in dieser Stufe weggelassen und durch eine Durchschnittsleistung am Kompressor ersetzt. Bei einer weiteren Detaillierung des Modells kann dieser später integriert werden.

Abbildung 6.39 zeigt schematisch die energetischen Flüsse, wie sie im Rahmen dieser Analyse ermittelt werden. Dabei erkennt man, dass ein Teil der in der Batterie gespeicherten Energie direkt als Verlust verloren geht. Diese Verluste entstehen bei jedem Lade- und Entladevorgang und werden aufgrund der niedrigen Maximaltemperatur der Batterie im Niedertemperatur-Kühlkreislauf abgeführt.

Der Großteil der elektrischen Energie wird verlustbehaftet über den Inverter der elektrischen Maschine zugeführt. Diese arbeitet wiederum nicht ohne Verluste und treibt bei Bedarf den Klimakompressor an bzw. liefert die für den Antrieb des Fahrzeuges notwendige mechanische Energie. Ein kleiner Teil der elektrischen Energie der Batterie wird verlustbehaftet vom DC/DC-Wandler den elektrischen Nebenverbrauchern zugeführt. Im Fahrbetrieb wird jedoch nicht nur Energie der Batterie entnommen, sondern auch ein Teil der Bremsenergie wieder zurückgespeist. Hierbei wird wieder die komplette Wirkungskette durchlaufen.

Inverter, Motor und DCDC-Wandler ertragen höhere Temperaturen als die Batterie und bilden daher einen eigenen Hochtemperatur-Kühlkreislauf in dem ihre Verluste abgeführt werden.

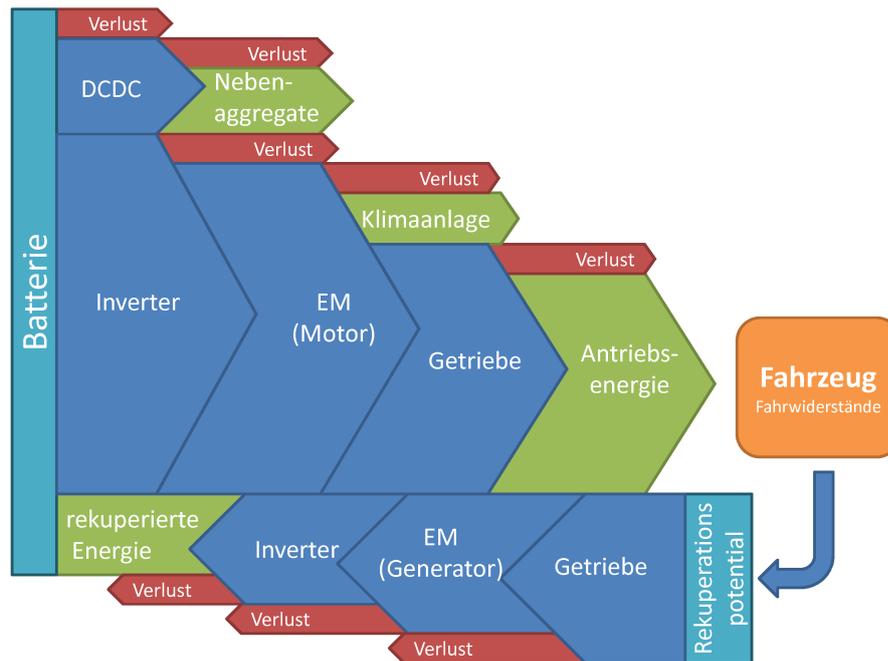


Abbildung 6.39: Energiefluss in einem E-Fahrzeug

Hochtemperatur-Kühlkreislauf

Der HT-Kühlkreislauf (siehe Abbildung 6.40) dient zur Kühlung der elektrischen Maschine, des Inverters und des DC/DC-Wandlers. Die Kühlflüssigkeit ist eine Wasser/Glykol-Mischung im Verhältnis 50/50. Die vom Motorhersteller vorgegebene Maximaltemperatur beträgt 65 °C. Als Wärmetauscher dient ein Kreuzstromwärmetauscher, dessen Durchströmung luftseitig von einem Elektrolüfter unterstützt wird. Die Lüfterdrehzahl ist abhängig von der Kühlflüssigkeitstemperatur.

Wie bereits zuvor erwähnt erfolgt der Wärmeeintrag in das Kühlmedium von drei verschiedenen Komponenten. Inverter und DC/DC-Wandler wurden in diesem Kreislauf als einfache Punktmassen definiert, welche Wärme in das Kühlmedium einbringen. Beim Inverter ist diese Wärmemenge abhängig vom aktuellen Motor-Betriebspunkt und beim DC/DC-Wandler von den elektrischen Verbrauchern im Fahrzeug welche vom 12 V Bordnetz gespeist werden.

Die Modellierung des Traktionsmotors erfolgte etwas detaillierter. Hier wurden die Kupferwicklung, das Eisenpaket, der Rotor sowie das vom Kühlmedium umströmte Gehäuse als Punktmassen definiert. Mit Hilfe von Wärmeleitkomponenten konnten die Wärmeströme zwischen diesen einzelnen Punktmassen simuliert werden. Der Wärmeeintrag in diese Komponenten erfolgt bei hohen Momenten und niedrigen Drehzahlen zum Großteil in der Kupferwicklung aufgrund der hohen Stromstärke. Bei niedrigen Momenten und hohen Drehzahlen hingegen wird der Großteil der Wärme durch Magnetisierungsverluste im Eisenpaket eingebracht. Der Rotor wird aufgrund der Motorbauweise (PSM) bei allen Betriebspunkten nur gering erhitzt. Auch der Wärmeübergang zwischen Gehäuse-Außenwand und der Umgebungsluft ist in diesem Modell berücksichtigt.

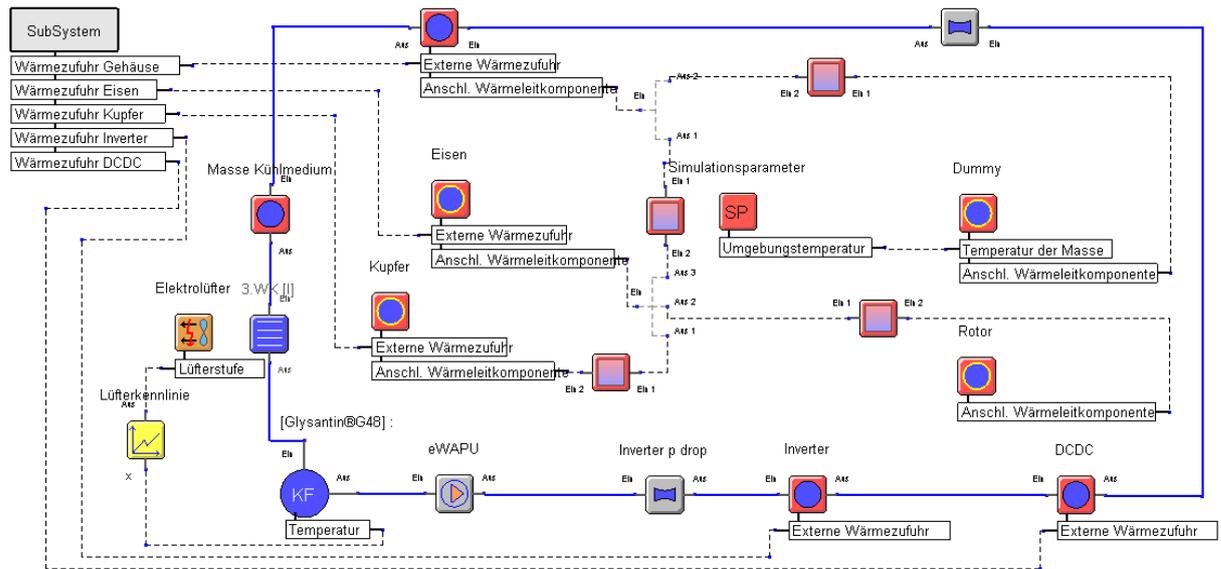


Abbildung 6.40: Hochtemperatur-Kühlkreislauf

Niedertemperatur-Kühlkreislauf

Der NT-Kühlkreislauf (siehe Abbildung 6.41) dient zur Regulierung der Batterietemperatur. Das Kühlmedium dieses Kreislaufes ist das Gleiche wie das des HT-Kreislaufes (Wasser-Glykol-Gemisch). Die Batterie selbst wird durch zwei mit einer Wärmeleitkomponente gekoppelten Punktmassen abgebildet. Die erste Punktmasse stellt die Zelle an sich dar, in derer auch die Verluste der Batterie entstehen. Die zweite Punktmasse, welche vom Kühlmedium umströmt wird simuliert die Kühlmäntel der einzelnen Zellen.

Die Batterieverluste sind abhängig vom aktuellen SOC, der Zellentemperatur sowie der zu- oder abgeführten Leistung. Um immer den aktuellen Ladezustand der Batterie (SOC) zu erhalten, wird dieser während der gesamten Simulation durch Integration des Leistungsflusses in oder aus der Batterie ermittelt.

Als maximale Vorlauftemperatur des NT-Kühlkreislaufs wurden 35 °C gewählt. Bei hohen Außentemperaturen kann diese Vorlauftemperatur durch den Wärmetauscher alleine nicht mehr erreicht werden. Hierfür ist ein sogenannter Chiller notwendig. Dieser Wärmetauscher verbindet den NT-Kühlkreislauf mit dem Klimaanlagekreislauf. Somit kann bei hohen Temperaturen die Klimaanlage zur Kühlung der Batterie hinzu geschaltet werden. Als Obergrenze für die Zelltemperatur wurden 65 °C gewählt (Maximaltemperatur für Lithium-Eisenphosphat-Zellen).

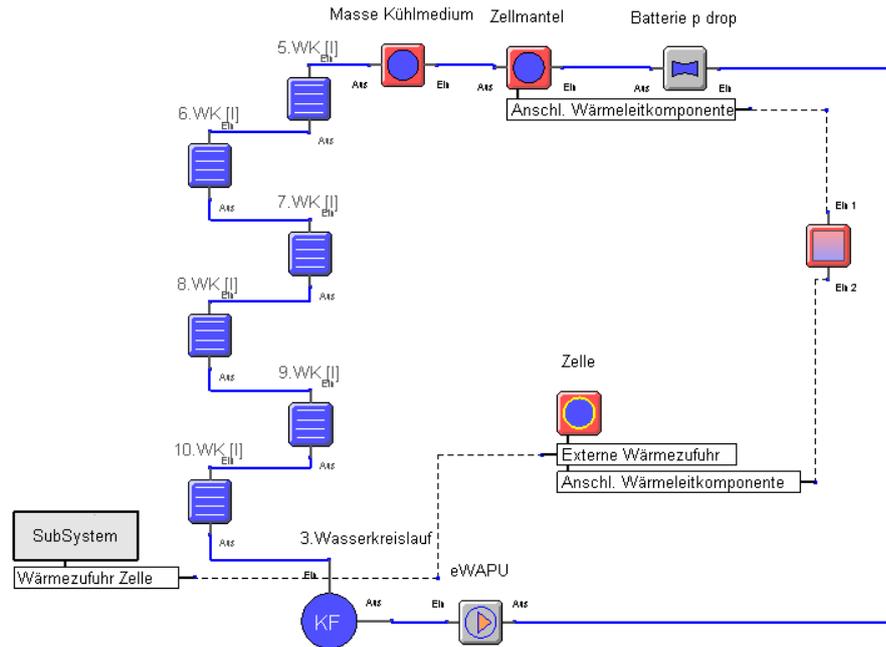


Abbildung 6.41: Niedertemperatur-Kühlkreislauf

Abbildung 6.42 zeigt die Anordnung des Kühler-Lüfter-Pakets. In Durchströmungsrichtung sind zu sehen (von links nach rechts):

1. Cp-Wert (Staudruck)
2. Flächenwiderstand (Kühlergrill)
3. NT-Kühler
4. HT-Kühler
5. Lüfter
6. Einbauwiderstand
7. Cp-Wert

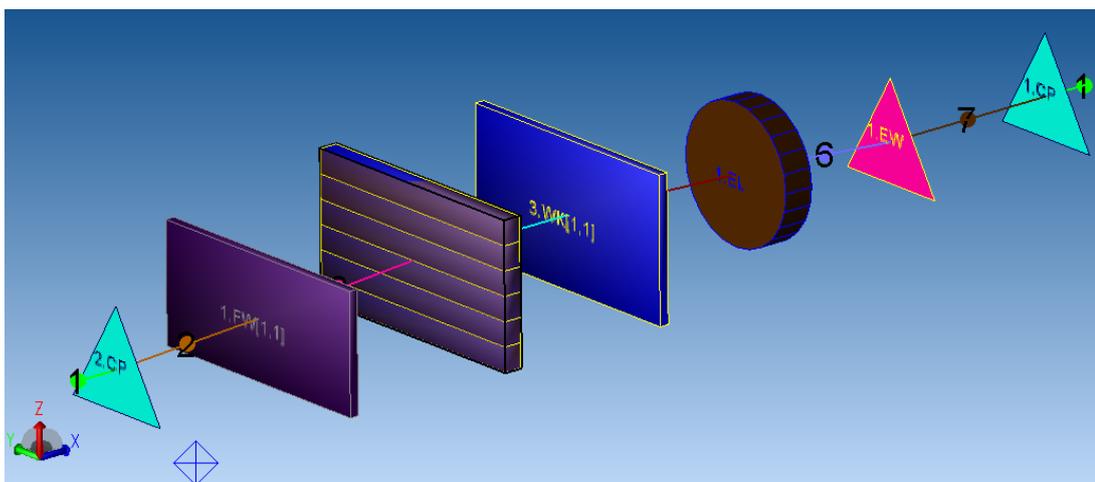


Abbildung 6.42: Kühler-Lüfter-Anordnung

Eine wichtige Komponente des KULI-Modells sind die elektrischen Verbraucher welche vom 12 V Bordnetz gespeist werden. Diese Verbraucher bestimmen wie bereits zuvor erwähnt die Wärmeverluste des DC/DC-Wandlers. Folgende Komponenten sind Bestandteil des Simulationsmodells:

- Lenkhilfepumpe
- Radio
- Beleuchtung
- Unterdruckpumpe
- Innenraum-Gebläse
- HT - Kühlflüssigkeitspumpe
- NT - Kühlflüssigkeitspumpe
- Lüfter für Kühlerpaket
- Klimakompressor (Magnetkupplung, Verstellung)
- Steuergeräte

Die Leistungsaufnahmen der beiden Kühlmittelpumpen, sowie des Lüfters sind keine konstanten Eingabeparameter, sondern stammen aus der KULI-Simulation. Die Leistungsaufnahmen der restlichen Komponenten wurde als konstant angenommen.

6.7.2 Modellierung und Abgleich des Simulationsmodells

6.7.2.1 Abstimmung der Wärmeleitkomponenten

Bevor mit der eigentlichen Analyse begonnen werden konnte mussten die Wärmeleitkomponenten und die Punktmassen des KULI-Modells abgestimmt werden. Für die Parameter der Wärmeleitkomponenten konnte allerdings auf firmeninterne Daten zurückgegriffen werden. Für die Punktmassen mussten die spezifischen Wärmekapazitäten sowie die Massen der einzelnen Komponenten eingegeben werden. Nach Integration dieser Werte wurde noch überprüft, ob der Motor mit diesen Parametern die maximale Wicklungstemperatur, welche durch die Isolationsklasse gegeben ist, nicht überschreitet, wenn dieser in einem Betriebspunkt mit hohem Wärmeeintrag in die Kupferwicklungen betrieben wird.

Aus dem Motordatenblatt ist bekannt, dass der Traktionsmotor die Isolationsklasse H besitzt. Das bedeutet, dass die Temperatur in den Kupferwicklungen 180 °C auf keinem Fall überschreiten darf [5]. Als kritischer Betriebspunkt wurde jener Betriebspunkt bei Dauerlast gewählt, an dem der maximale Wärmeeintrag in die Kupferwicklungen stattfindet. Da der Wärmeeintrag ins Kupfer von der Stromstärke abhängt und somit auch vom Drehmoment, wurde jener Betriebspunkt gewählt der beim maximalen Dauermoment von 130 Nm die maximal mögliche Leistung liefert (4200 U/min und 130 Nm ergeben 57,2 kW). Als Kühlmittel-Eintrittstemperatur wurde 65 °C gewählt und als Umgebungstemperatur 40 °C. Der Kühlmittelvolumenstrom wurde mit 6 l/min festgelegt. Hierbei stellt sich eine Kupfer-Temperatur von 97 °C ein. Dies ist deutlich unterhalb der thermischen Obergrenze von 180 °C. Diese niedrige Temperatur kann mehrere Gründe haben: Erstens wurde nur mit der Dauerleistung bei 360 V gerechnet. Diese liegt ca.

7 kW unterhalb der Dauerleistung bei 400 V Versorgungsspannung. Somit würden sich bei der maximalen Versorgungsspannung von 400 V eine höhere Wicklungstemperatur einstellen. Zweitens kann diese niedrige Temperatur bedeuten, dass dieser Motor eine noch höhere Dauerleistung thermisch ertragen kann. Der dritte Grund könnte in falsch abgestimmten Wärmeleitkomponenten bzw. Punktmassen zu finden sein.

6.7.2.2 Auslegung von HT-Kühlergröße und Lüfter

Als Betriebspunkte für die Auslegung des Kühlmittel-Wärmetauschers und des Elektrolüfters wurden folgende Fahrzustände ausgewählt:

- **149 km/h bei 0% Steigung ohne Anhänger** (v_{max})
- 80 km/h bei 4% Steigung ohne Anhänger
- 50 km/h bei 8% Steigung ohne Anhänger
- 30 km/h bei 12% Steigung ohne Anhänger
- PTO-Betrieb (Standklimatisierung)

Die Höchstgeschwindigkeit von 149 km/h ist um einiges höher, als jene zu Beginn der Arbeit geforderte Höchstgeschwindigkeit von nur 120 km/h. Diese Steigerung um beinahe 30 km/h ergibt sich durch den eigentlich zu starken Motor für dieses Fahrzeug. Diese Betriebspunkte orientieren sich an jenen auch für die Auslegung eines herkömmlichen PKW-Kühlsystems relevante Betriebspunkte, mit dem einzigen, jedoch großen Unterschied, dass auf das Ziehen eines Anhängers bei den 30, 50 und 80 km/h Punkten verzichtet wurde. Aus diesem Grund stellten sich diese drei Betriebspunkte auch als nicht relevant für die Kühlkreislaufauslegung heraus.

Aufgrund des sehr geringen und damit nicht kritischen Wärmeeintrages ins Kühlmedium beim PTO-Betrieb stellte sich der v_{max} -Betriebspunkt als Auslegungsrelevant heraus.

Als Elektrolüfter wurde ein Lüfter mit einem Rotordurchmesser von 230 mm ausgewählt. Die Regelung der vier Lüfterstufen erfolgt in Abhängigkeit von der Kühlmittelintrittstemperatur. Die Abmessungen des Kühlers ergaben sich durch Anpassen von Höhe und Breite eines in der KULI Basis-Datenbank vorhandenen 16 mm tiefen I-Flow Wärmetauschers. Unter I-Flow versteht man einen Kühler welcher vom inneren Kühlmedium in nur einer Richtung durchströmt wird.

Um die geforderten 65 °C Vorlauftemperatur nicht zu überschreiten ergeben sich für den Wärmetauscher folgende ideale Dimensionen:

- Höhe: 240 mm
- Breite: 420 mm
- Tiefe: 16 mm

Der Kühlmittelstrom wurde mit 8,6 l/min als konstant angenommen (entspricht einer konstanten Drehzahl der Kühlmittelpumpe). Bei einer weiteren Verfeinerung des Modells kann dieser natürlich als Funktion der Kühlmediumtemperatur bzw. des Wärmeeintrags ins Kühlmedium gewählt werden.

6.7.2.3 Auslegung des NT-Kühlers

Der NT-Wärmetauscher ist direkt vor dem HT-Wärmetauscher im Fahrzeug untergebracht. Eine getrennte Betrachtung der beiden Kreisläufe ist somit nicht möglich, da der NT-Kühler den HT-Kühler beeinflusst. Die Auslegung der beiden Kreisläufe erfolgte somit im selben Simulationsmodell. Würde der NT-Kühler hinter dem HT-Kühler untergebracht sein, besteht die Möglichkeit dass die vom HT-Kühler bereits aufgewärmte Luft den NT-Kreislauf nicht ausreichend kühlen kann. Eine parallele Anordnung der beiden Wärmetauscher würde das Kühlerpackage ungewollt vergrößern.

Die Daten für die Batterie selbst konnten aus der firmeninternen Datenbank entnommen werden. Somit mussten nur der Kühlmittelmassenstrom und die Dimensionen des Wärmetauschers bestimmt werden. Die Klimaanlage wurde durch eine einfache Wärmesenke mit Temperaturvorgabe (35 °C) modelliert, welche zur Wärmebedarfsermittlung benötigt wird. Als Abmessungen für den Wärmetauscher ergeben sich folgende ideale Werte:

- Höhe: 240 mm
- Breite: 420 mm
- Tiefe: 30 mm

Der Wärmetauscher ist im Gegensatz zum HT-Wärmetauscher kein I-Flow Wärmetauscher sondern ein sogenannter S-Flow Wärmetauscher. Das bedeutet, dass die Durchströmung des inneren Kühlmediums in zwei Richtungen abwechselnd erfolgt. In diesem Fall wurde ein solcher Kühler durch sechs übereinandergestapelte I-Flow Kühler simuliert. Diese Anordnung stellte sich als optimal heraus. Die S-Flow Anordnung war in diesem Fall aufgrund des geringen Volumenstroms des Kühlmediums notwendig, da dadurch die interne Strömungsgeschwindigkeit im Wärmetauscher erhöht wird. Auch hier wurde der Pumpenstrom als konstant gewählt, was zu einem konstanten Kühlflüssigkeitsstrom von 4,5 l/min führt.

6.7.3 Ergebnisse

6.7.3.1 Lastsprung

Als Lastsprung wurde in dieser Arbeit die sprunghafte Änderung des Motor-Betriebspunktes von Grundlast auf Maximallast für 30 Sekunden mit anschließendem Abfall zurück auf Grundlast definiert. In diesem Fall entspricht dies der plötzlichen Erhöhung der Leistung von ca. 40 kW auf 83 kW und wieder zurück. Das Drehzahlniveau bleibt während des Lastsprungs konstant. Somit erfolgt lediglich eine Änderung des Motor-Drehmoments. Außerdem sei zu beachten, dass sich der Kühlkreislauf vor dem Beginn der Überlastphase in einem stationären Zustand befindet.

Um den vom Drehmoment abhängigen Einfluss des Wärmeeintrages in die Kupferwicklung zu berücksichtigen erfolgte die Definition von zwei verschiedenen Lastsprüngen. Lastsprung 1 (Tabelle 6.6) erfolgt bei einer hohen Motordrehzahl und somit einem niedrigen Moment. Der zweite Lastsprung ((Tabelle 6.7) hingegen erfolgt gerade noch bei der Drehzahl, wo auch das maximale Moment von 200 Nm noch erreicht werden kann. Dies bewirkt den maximal möglichen

Wärmeeintrag in die Kupferwicklungen bei gleichzeitig maximaler Motorleistung.

Das Ergebnis dieser Analyse ist, dass beide Lastsprünge keine thermischen Probleme verursachen. Abbildung 6.43 zeigt beispielhaft die Temperaturverläufe für einen Lastsprung bei hoher Drehzahl wobei die beiden senkrechten Linien Beginn und Ende der Überlastphase darstellen. In diesem Bild ist gut erkenntlich, dass aufgrund der thermischen Trägheiten die Maximaltemperaturen nicht zeitgleich mit dem Ende der Überlastphase auftreten, sondern erst ein paar Sekunden später.

Tabelle 6.6: Betriebspunkte für Lastsprung 1

		Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2
Drehzahl	[1/min]	4000	4000
Drehmoment	[Nm]	93,6	198
Leistung	[kW]	39,2	82,9

Tabelle 6.7: Betriebspunkte für Lastsprung 2

		Betriebspunkt 1	Betriebspunkt 2
Drehzahl	[1/min]	9570	9570
Drehmoment	[Nm]	39,1	83
Leistung	[kW]	39,2	83,2

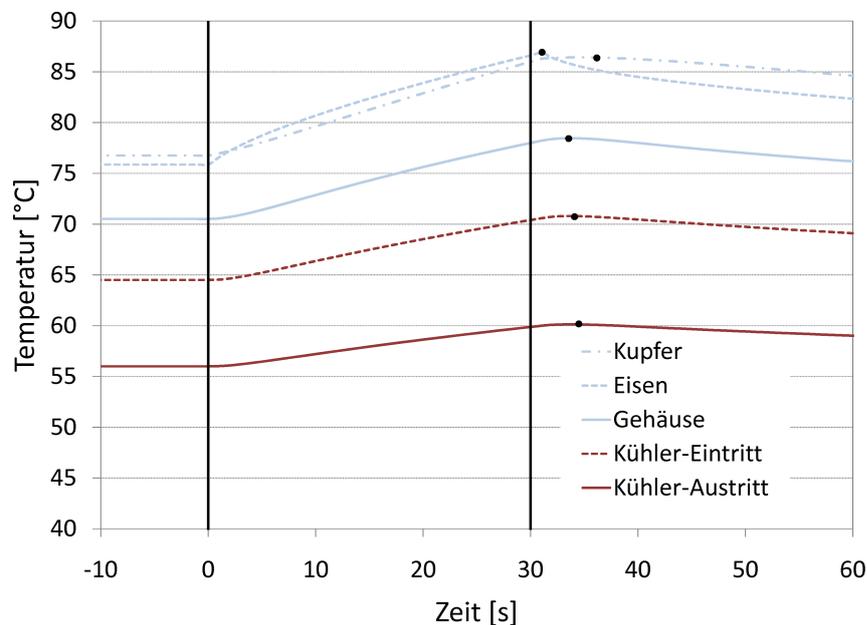


Abbildung 6.43: Lastsprung bei hoher Motordrehzahl

6.7.3.2 Fahrsimulation

Ein Ergebnis der Fahrsimulation ist der Energiebedarf des Fahrzeuges unter Berücksichtigung von Rekuperationsfähigkeit und allen elektrischen Nebenverbrauchern. Um den fehlenden Klimakreislauf nicht vollständig zu vernachlässigen wurde die benötigte Antriebsleistung für den mechanischen Klimakompressor als von der Drehzahl abhängig angenommen. Diese Leistungsentnahme erfolgte durch eine Erhöhung des Motormoments. Somit ist auch die in Kapitel 6.6 erwähnte Wirkungsgradverbesserung aufgrund der Lastpunkterhöhung integriert.

Die Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse wurde für verschiedene Fahrzyklen bei verschiedenen Umgebungstemperaturen durchgeführt (20 °C und 40 °C). Für die Simulationen mit 20 °C Umgebungstemperaturen beträgt die maximale mechanische Leistungsaufnahme des Klimakompressors 1 kW. Zwischen Stillstand und 1500 U/min erfolgt ein linearer Anstieg der Kompressorleistung von 0 auf 1 kW. Oberhalb von 1500 U/min bleibt die Leistung konstant bei einem Kilowatt. Bei einer Erhöhung der Außentemperatur auf 40 °C wird der Klimakompressor mit seiner maximalen Leistung betrieben, welche 3 kW beträgt und ebenfalls ab 1500 U/min anliegt.

Abbildung 6.44 und 6.46 zeigen die Energieflüsse für die Steyr Lieferrunde (SDC-09) bzw. den neuen europäischen Fahrzyklus (NEDC). Der NEDC wurde im unbeladenen Zustand und deaktivierter Klimaanlage gefahren. Der SDC-09 hingegen mit maximaler Nutzlast und eingeschalteter Klimaanlage.

Zusätzlich zu denen zu Beginn dieses Kapitels beschriebenen Energieflüssen wurden diese noch um das Ladegerät erweitert. Hierfür konnte aus Herstellerdatenblättern ein durchschnittlicher Wirkungsgrad von 91,5% ermittelt werden.[11] Die Ladeverluste entstehen allerdings nicht nur im Ladegerät selbst sondern auch noch zusätzlich in der Batterie. Hierfür wurde für eine Ladeleistung von 10 kW ein Wirkungsgrad von 98,8% mit Hilfe des in der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse integrierten Batteriemodells ermittelt. Diese bereits vor der Fahrt auftretenden Verluste sind nicht zu verwechseln mit den während der Fahrt auftretenden Lade- und Entladeverlusten der Batterie.

Neben dem Fehlen der vom Klimakompressor aufgenommenen Energie ist der größte Unterschied in den Energieflüssen dieser beider Zyklen die Energiemenge, welche für regeneratives Bremsen zur Verfügung steht. Aufgrund der häufigen Verzögerungsmanöver im SDC-09 und dem berücksichtigten Höhenverlauf der Strecke kann hier ein relativ großer Anteil der Antriebsenergie wieder zurückgewonnen werden. In diesem Fall 53% im SDC-09 im Vergleich zu 22% im NEDC. Dies liegt allerdings nicht alleine an den häufigen Verzögerungsmanövern sondern auch am prozentual höheren Anteil der Luftwiderstandsverluste im NEDC durch den Überlandteil am Ende des Zyklus. Diese Luftwiderstandsverluste sind ebenso wie die Rollwiderstands- und die Schlupfverluste zwischen Rad und Fahrbahn nicht regenerierbar. Doch auch von der für die Rekuperation zur Verfügung stehenden Energie kann nicht alles in die Batterie zurückgespeist werden, da die komplette Wirkungsgradkette wieder durchlaufen werden muss.

Vergleicht man die Ergebnisse der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse mit den in Kapitel 6.3.6

berechneten Rekuperationspotentialen erkennt man, dass die in der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse ermittelten Werte teilweise höher sind. Dies kommt von der unterschiedlichen Art und Weise der Berechnung. Dadurch ergeben sich Unterschiede im Fahrverhalten des Fahrzeuges im Fahrsimulationstool FASI. Einerseits wurden einfach die Bremsleistungen aufsummiert und andererseits wurde die elektrische Maschine in FASI derart bedatet, dass damit der tatsächliche Rekuperationsbetrieb simuliert werden kann. Letztere Methode wurde in der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse verwendet.

Ein Teil der Energie wird über den DC/DC-Wandler den elektrischen Nebenverbrauchern zugeführt. Die prozentuale Aufteilung auf die einzelnen Nebenverbraucher zeigt Abbildung 6.45.

Bei Fahrten mit 40 °C Umgebungstemperatur liegt das Hauptaugenmerk am Energiebedarf des Klimakreislaufs, da dieser nicht nur den Innenraum, sondern auch die Batterie kühlen muss. Entscheidend ist hier nun das Verhältnis von Batterieklimateilungsbedarf zu Innenraumklimateilungsbedarf. Für den SDC09 werden ca. 0,98 kWh von insgesamt 2,32 kWh für die Batterieklimateilung benötigt. In weiterer Folge muss untersucht werden ob die verbleibende Kühlleistung für den Innenraum ausreichend ist oder ob ein leistungsstärkerer Klimakompressor als der aktuelle (3 kW mechanische Leistung) eingebaut werden muss. Aufgrund des fehlenden Klimatisierungsmodells war dies allerdings nicht Teil dieser Arbeit.

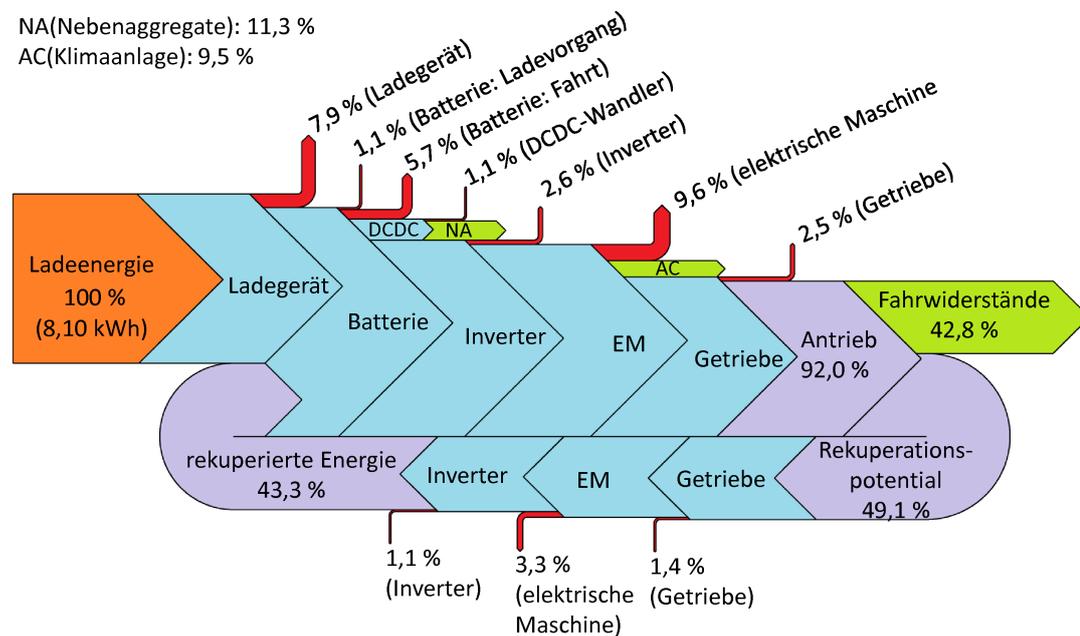


Abbildung 6.44: Energiefluss SDC09, voll beladen, 20 °C Umgebungstemperatur, aktivierte Klimaanlage (zum Entfeuchten)

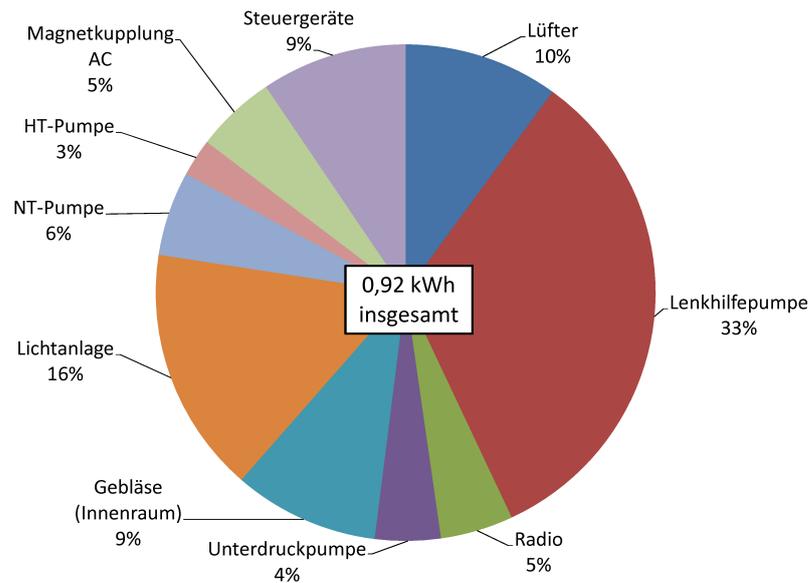


Abbildung 6.45: elektrische Nebenverbraucher (SDC09, 20 °C Umgebungstemperatur, voll beladen)

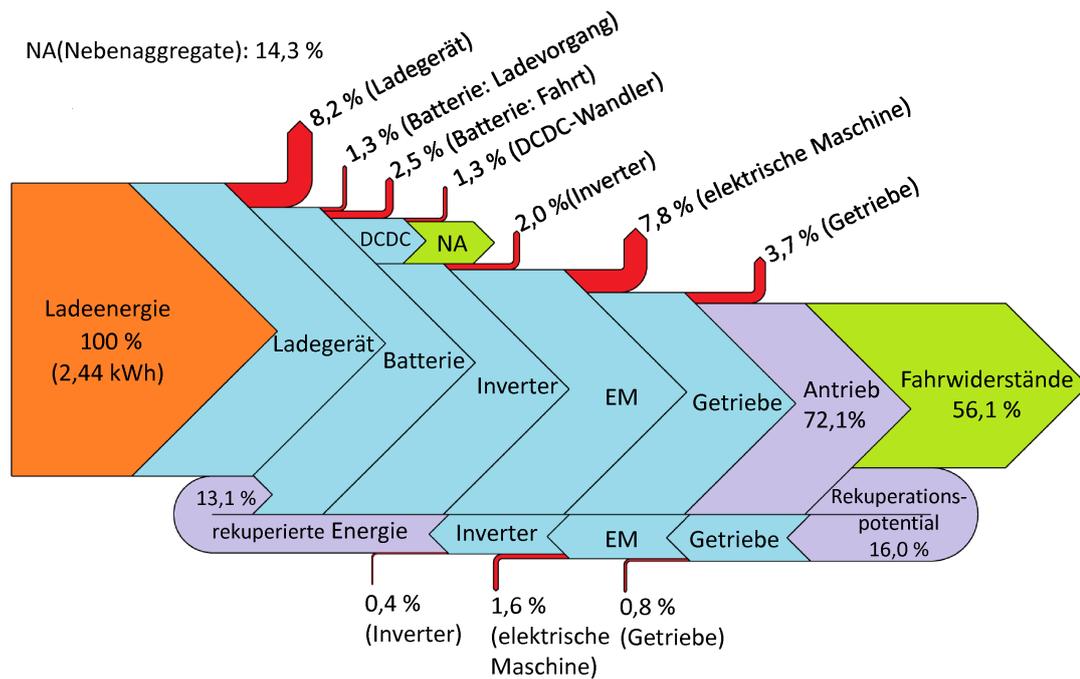


Abbildung 6.46: Energiefluss NEVC, unbeladen, 20 °C Umgebungstemperatur, deaktivierte Klimaanlage

Das Endergebnis der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse ist jene Menge an elektrischer Energie welche dem Stromnetz entzogen werden muss um eine vorgegebene Fahrtstrecke zurückzulegen. Die Werte hierfür befinden sich im folgenden Kapitel in Tabelle 6.14. Für die Auslegung der Batteriegröße sind diese Werte allerdings nicht ausschlaggebend. Dafür sind die Verluste im

Ladegerät und auch die Batterieverluste während des Ladevorganges nicht relevant. Die für solche Berechnung notwendigen Werte befinden sich ebenfalls im folgenden Kapitel in Tabelle 6.13.

6.7.3.3 Verbesserungspotential der Analyse

Die Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse wurde aufgrund des Fehlens eines kompletten Fahrzeugmodells nur mit begrenzter Genauigkeit ausgeführt. Bei einer eventuellen zukünftigen Detaillierung könnten folgende Punkte noch verbessert, bzw. in die Analyse mit eingebaut werden:

- Integration eines Klimakreislaufs,
- Implementierung einer temperaturabhängigen Drehzahlregelung der Kühlmittelpumpen,
- Optimierung der temperaturabhängigen Lüftersteuerung,
- COP des Klimakompressors abhängig von der Kompressordrehzahl,
- Intelligente Ansteuerung des Klimakompressors im Zuge des Energiemanagements (hohe Kompressorleistung während der Rekuperationsphasen).

6.8 Kontrolle von Fahrzeugeigenschaften

6.8.1 Fahrzeuglängsdynamik

Mit dem zuvor beschriebenen Getriebekonzept und den damit festgelegten Übersetzungsverhältnissen der beiden Gänge konnte nun überprüft werden ob das Fahrzeug die in Kapitel 4.2 definierten Anforderungen tatsächlich erfüllt. Hierfür wurden alle relevanten stationären und transienten Fahreigenschaften durch Simulationen mit FASI und MathCad ermittelt. Die Ergebnisse hiervon werden in Tabelle 6.8 gezeigt. Zusätzlich können einige dieser Werte auch dem Fahrschaubild (Abbildung 6.47) entnommen werden.

Die Beschleunigungswerte von 0 auf 100 km/h wurden auf zwei Arten berechnet: Einmal bei Anfahrt im zweiten Gang und einmal bei optimal gewähltem Schaltzeitpunkt vom ersten in zweiten Gang. Die dafür notwendige Schaltdauer konnte einfach addiert werden. Die Beschleunigungszeiten wurden bei einer Fahrt mit maximaler, halber und keiner Zuladung berechnet. Die Ergebnisse dafür sind in Tabelle 6.9 dargestellt. Auch Beschleunigungsvorgänge von 0 bis 60 km/h wurden untersucht. Auch dieser Werte wurden auf zwei Arten berechnet: Einmal bei Anfahrt im ersten und einmal bei Anfahrt im zweiten Gang. Eine Kombination der beiden Gänge mit optimal gewähltem Schaltvorgang ist nicht vorteilhaft, da der erste Gang zu jedem Zeitpunkt eine höhere Beschleunigung ermöglicht als der zweite Gang. Die Ergebnisse hierfür zeigt Tabelle 6.10.

Die zusätzlich durchgeführte Analyse einer Überfahrt einer Autobahnsteigung zeigte, dass der Erlaberg mit einer Geschwindigkeit von 100 km/h, ohne Überschreiten der Dauerlastgrenze, bewältigt werden kann. Auf eine Analyse des Anfahrens in einer Steigung konnte aufgrund der ähnlichen maximalen Steigfähigkeit des ECS-eDrive-NFZ im Vergleich zu den zuvor betrachteten einstufigen Basisfahrzeugen verzichtet werden, da sich die Ergebnisse nur geringfügig unterscheiden würden und bereits die vier Basisfahrzeuge die Minimalanforderungen bei weitem

übertreffen.

Tabelle 6.8: stationäre Fahreigenschaften des ECS-eDrive-NFZ (voll beladen)

		1. Gang	2. Gang
motorische Steigfähigkeit bei Überlast	[%]	42,0	23,7
motorische Steigfähigkeit bei 20 km/h und Dauerlast	[%]	25,2	14,5
motorische Steigfähigkeit bei 80 km/h und Dauerlast	[%]	10,5	10,5
motorische Steigfähigkeit bei 120 km/h und Dauerlast	[%]	n.v.	4,5
maximale Gehsteigkantenhöhe	[mm]	96,4	31,8

Tabelle 6.9: Beschleunigung von 0 - 100 km/h bei versch. Beladungszuständen (in Sekunden)

	2. Gang	mit Schaltvorgang
maximale Nutzlast	16,5	14,8
halbe Nutzlast	14,1	12,7
keine Nutzlast	11,8	10,8

Tabelle 6.10: Beschleunigung von 0 - 60 km/h bei versch. Beladungszuständen (in Sekunden)

	1. Gang	2. Gang
maximale Nutzlast	5,7	7,9
halbe Nutzlast	4,9	6,8
keine Nutzlast	4,2	5,7

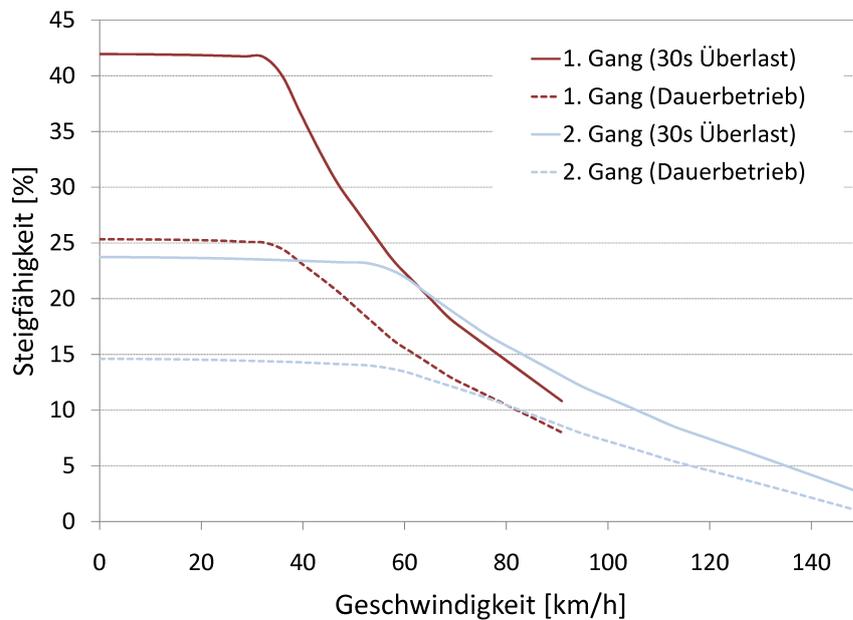


Abbildung 6.47: Fahrtafel für 30 s-Überlast und Dauerbetrieb

6.8.2 Energiebedarf

Eine Nachrechnung des Energiebedarfs war ebenfalls notwendig, da sich im Laufe der Arbeit aufgrund der Verzahnungsauslegung die Übersetzungsverhältnisse mehrfach geringfügig änderten. Diese Änderungen bewirkten andere Momenten bzw. Drehzahlverläufe und somit auch Änderungen im Energiebedarf. Hierfür wurden verschiedene Fahrzyklen im beladenen und unbeladenen Zustand mit FASI nachgebildet. Die Implementierung einer Schaltstrategie konnte vernachlässigt werden. Somit fand eine kontinuierliche Fahrt im zweiten Gang statt. Die Ergebnisse dieser Berechnung befinden sich in Tabelle 6.11.

Tabelle 6.11: Energiebedarf in Wh/t/km ohne Rekuperation

	unbeladen	beladen
Steyr Loop	123,0	117,0
Steyr Lieferrunde	121,5	117,5
NEDC	106,3	95,1
FTP-75	103,9	95,8
Autobahnfahrt*	160,8	131,7
Bundesstraßenfahrt	122,7	111,5

*... v_{max} auf 120 km/h begrenzt

Mit Berücksichtigung von Rekuperation ergeben sich auch neue Kennwerte für den spezifischen Energiebedarf des Fahrzeugs. Tabelle 6.12 zeigt die Ergebnisse hierfür.

Tabelle 6.12: Energiebedarf unter Berücksichtigung von Rekuperation in Wh/t/km

	unbeladen	beladen
Steyr Loop	89,1	82,1
Steyr Lieferrunde	84,0	79,2
NEDC	93,1	80,6
FTP-75	86,3	78,3
Autobahnfahrt*	156,7	126,9
Bundesstraßenfahrt	100,6	87,3

*... v_{max} auf 120 km/h begrenzt

Für die Kombination dieser Strecken, wie sie für die Ermittlung der Lastkollektive verwendet wurde, ergibt sich ein Energiebedarf von 18,9 kWh/100km.

Um den für die Auslegung der Batteriekapazität tatsächlichen Energiebedarf zu bestimmen, müssen noch die restlichen Nebenverbraucher sowie auch Entlade- und Ladeverluste der Batterie mit berücksichtigt werden. Die Werte hierfür stammen aus den Ergebnissen der Gesamtfahrzeugenergieflussanalyse bei 20 °C und eingeschalteter Klimaanlage (Die beiden gesetzlichen Zyklen

NEDC und FTP-75 wurden bei deaktivierter Klimaanlage absolviert). Nach Integration dieser Werte ergeben sich als Endresultat die in Tabelle 6.13 dargestellten Werte.

Tabelle 6.13: Energiebedarf bei Berücksichtigung von Rekuperation und allen Nebenaggregaten in Wh/t/km

	unbeladen	beladen
Steyr Loop	115,1	104,3
Steyr Lieferrunde	116,6	103,5
NEDC**	114,4	98,3
FTP-75**	109,9	94,5
Autobahnfahrt*	177,6	145,3
Bundesstraßenfahrt	124,6	106,2

*... v_{max} auf 120 km/h begrenzt

**...ohne Klimaanlage

Hier beträgt, für den für die Erstellung der Lastkollektive ermittelten Zyklen-Mix, der Energiebedarf 24,0 kWh/100km. Wird die Geschwindigkeit auf der Autobahn nicht auf 120 km/h beschränkt erhöht sich der Energiebedarf geringfügig auf 24,3 kWh/100km.

Für eine spätere Gesamtenergiebilanz des Fahrzeuges sind allerdings nicht nur der Energiebedarf während der Fahrt entscheidend. Hierbei müssen noch die Verluste, welche bereits vor dem Fahren (Batterie-Ladevorgang mit elektrischem Strom aus der Steckdose) entstehen, berücksichtigt werden. Dadurch ergeben sich die in Tabelle 6.14 dargestellten Werte.

Tabelle 6.14: Gesamtenergiebedarf inklusive Ladeverluste vom dem Fahren in Wh/t/km (entspricht der dem Stromnetz entzogenen elektrischen Energie)

	unbeladen	beladen
Steyr Loop	126,6	114,7
Steyr Lieferrunde	128,3	113,9
NEDC**	125,9	108,1
FTP-75**	120,9	104,0
Autobahnfahrt*	195,4	159,9
Bundesstraßenfahrt	137,1	116,8

*... v_{max} auf 120 km/h begrenzt

**...ohne Klimaanlage

7 Konzepterstellung - mehrstufige Ausführung 3,5 t

Der nächste Abschnitt dieser Arbeit beschäftigt sich mit der Auslegung eines ca. 3500 kg schweren elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens. Der Detaillierungsgrad dieser Untersuchungen ist im Gegensatz zu den Untersuchungen eines 2500 kg schweren Stadtlieferwagens nur von geringem Ausmaß. Das Hauptaugenmerk hier liegt auf der Auslegung eines zum Motor und Fahrzeug passenden Getriebes.

Dadurch konnte ermittelt werden ob ein schwereres Fahrzeug ebenfalls ein mehrstufiges Getriebe benötigt und wie viele Gänge dieses haben soll.

7.1 Motor- und Getriebeauslegung

Für dieses nun ca. 1 t schwerere Fahrzeug sollte wieder ein realer, am Markt erhältlicher Motor verwendet werden. Hierfür wurden Untersuchungen mit demselben Aggregat wie beim ECS-eDrive-NFZ gemacht, da dieses ja eigentlich eine Übermotorisierung dafür darstellt. Weiters wurde noch der nächst stärkere Motor vom selben Hersteller und noch ein weiterer Motor eines anderen Herstellers für die folgenden Simulationen und Berechnungen verwendet. Kennlinien dieser beiden neuen Motoren sind in Anhang B zu finden. Als Fahrzeug kam jenes bereits zu Beginn der Arbeit verwendete Basisfahrzeug mit 3,5 t GVW zur Anwendung.

Der erste Arbeitsschritt war herauszufinden, wie viele Gänge mit welchen Übersetzungsverhältnissen, in Abhängigkeit vom Motor und den gewünschten Fahreigenschaften, benötigt werden. Gefordert waren wiederum 40% Steigfähigkeit bei Überlast, 0,5% Reststeigfähigkeit bei einer Höchstgeschwindigkeit von 120 km/h im Dauerbetrieb, sowie ein Fahrgang mit welchem alle im SDC09 vorkommenden Beschleunigungen erzielt werden können.

7.1.1 Fahrzeug mit Brusa HSM1 6.17.12 C01

Der hier verwendete Motor ist derselbe wie im ECS-eDrive-NFZ. Bei den ersten Simulationen stellte sich für die geforderte Steigfähigkeit eine Mindestübersetzung von 1:21 heraus. Um die Steyr Lieferrunde ohne Fahrtzeitverlängerung absolvieren zu können ist hingegen eine Übersetzung von 1:12 notwendig. Bei dieser Übersetzung beträgt jedoch die Höchstgeschwindigkeit nur noch 102 km/h bei der sehr hohen Drehzahl von 10000 U/min. Bei einer im normalen Fahrbetrieb auf 8000 U/min begrenzten Höchstdrehzahl wären nur noch 82 km/h möglich.

Daraus ergibt sich, dass für ein 3500 kg schweres Fahrzeug, welches schneller als 102 bzw. 82 km/h fahren sollte, je nachdem ob die Höchstdrehzahl begrenzt sein sollte, ein 3-Gang Getriebe zwingend notwendig ist. Für solch ein 3-Gang Getriebe würden sich folgende Übersetzungsverhältnisse anbieten:

1. Gang

Der erste Gang ist so ausgelegt, dass er im normalen Fahrbetrieb nicht benötigt wird. Dieser Gang wäre nur bei großen Steigungen oder eventuell beim Bedarf an einer hohen Fahrzeugbeschleunigung zu wählen. Auch für den Fall einer Gehsteigkantenüberfahrt wäre der erste Gang zu wählen. Das Übersetzungsverhältnis dieses Ganges entspricht idealerweise exakt der Mindestübersetzung für die geforderte Steigfähigkeit von 40%.

2. Gang

Der zweite Gang sollte als Fahrgang für den Stadtverkehr ausgelegt werden. Damit Schaltvorgänge in den ersten Gang minimiert werden können, sollte sein Übersetzungsverhältnis etwas größer sein als das zuvor bestimmte Verhältnis von 1:12, welches zur Erfüllung aller in der Steyr Lieferrunde vorkommenden Beschleunigungen notwendig ist (ca. 2 m/s^2). Ein sinnvoller Wert hierfür ist ca. 1:14.

3. Gang

Der dritte Gang sollte zwei Zwecke erfüllen. Der erste und auch wichtigste ist die Verwendung dieses Ganges als Fahrgang für den Überland- und Autobahnverkehr. Das heißt, ab einer Geschwindigkeit von ca. 60 km/h sollte in den dritten Gang geschaltet werden. Eine weitere, aber nicht zwingend umzusetzende Anwendungsmöglichkeit ist das Verwenden des dritten Ganges als Spargang. Hierfür müsste bereits bei niedrigeren Geschwindigkeiten in diesen Gang geschaltet werden. Als Übersetzungsverhältnis würde sich eine Übersetzung von ca. 1:8 als günstig erweisen. Bei solch einer Übersetzung ergibt sich bei 1,4% Reststeigfähigkeit noch eine Geschwindigkeit von 120 km/h bei 8000 U/min.

7.1.2 Fahrzeug mit Brusa HSM1 10.18.13

Dieser Motor ist der nächst stärkere Motor des Motorherstellers Brusa. Sein maximales Peak-Moment beträgt 263Nm und das maximale Dauermoment liegt bei 164 Nm. Dadurch ergeben sich Maximalleistungen von 127 kW im Überlastbetrieb bzw. 93 kW im Dauerlastbetrieb. Das verfügbare Drehzahlspektrum ist dasselbe wie beim kleineren Brusa-Motor.

Bei dieser Motorisierung ergeben sich Mindestübersetzungen von 1:16 (Steigfähigkeit) und 1:9,5 (Beschleunigungen). Die Übersetzung von 1:9,5 im zweiten Gang ergibt eine Geschwindigkeit von 120 km/h bei ca. 9000 U/min, was man als akzeptabel hinnehmen kann. Die Reststeigfähigkeit beträgt dabei noch sehr gute 3,5%. Dadurch erscheint die Verwendung eines 2-Gang Getriebes bei dieser Fahrzeug/Motorkombination als möglich und auch sinnvoll. Ein dritter Gang würde nur dann Sinn machen, wenn ein Energiespargang gewünscht ist.

7.1.3 Fahrzeug mit UQM 125

Dieser Motor hat 300 Nm und damit ein höheres Peak-Moment als Brusa HSM1 10.18.13. Sein Dauermoment beträgt allerdings nur 150 Nm und ist somit etwas niedriger als das des Brusa-Motors. Die Maximaldrehzahl des Motors beträgt 8000 U/min. Seine Maximalleistung ist in etwa gleich wie jene des HSM1 10.18.13 und beträgt 126 kW. Der große Nachteil dieses Motors, welcher sich später noch deutlich zeigen wird, ist jedoch seine maximale Dauerleistung von nur 45 kW.

Die sich dadurch ergebenden Wunschübersetzungen betragen 1:14 für den ersten und 1:8 für den zweiten Gang. Bei näherer Betrachtung des zweiten Ganges sieht man, dass sich dadurch nur eine Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h bzw. 96 km/h bei 0,5% Reststeigfähigkeit aufgrund der niedrigen Dauerleistung ergibt. Das bedeutet, dass sich hier derselbe Ansatz wie bei der Verwendung des Brusa HSM1 6.17.12 empfehlen würde, wenn eine Fahrzeughöchstgeschwindigkeit von mehr als 100 km/h gewünscht wird. Die geforderten 120 km/h Höchstgeschwindigkeit im Dauerleistungsbetrieb können selbst mit einem 3-Gang Getriebe nicht erreicht werden. Aufgrund der niedrigen Dauerleistung sind nicht mehr als 112 km/h, bzw. 107 km/h bei 0,5% Reststeigfähigkeit möglich. Die Auswahl der Übersetzungsverhältnisse der drei Gänge könnte wie folgt aussehen:

$$i_1 = 14$$

$$i_2 = 9,5$$

$$i_3 = 5,5$$

7.2 Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die beiden Varianten mit den Brusa Motoren die gestellten Anforderungen erfüllen. Das Fahrzeug mit dem UQM125 als Traktionsmotor kann aufgrund der niedrigen Dauerleistung die geforderte Höchstgeschwindigkeit nicht erreichen. Die Abbildungen 7.1, 7.2 und 7.3 zeigen die Fahrschaubilder für die drei Varianten.

Tabelle 7.1: Zusammenfassung - 3,5 t Fahrzeuge

		Brusa HSM1 6.17.12 C01	Brusa HSM1 10.18.13	UQM125
P_{max}	[Nm]	92(66)	127(93)	126 (45)
M_{max}	[kW]	200(130)	263(164)	300(150)
v_{max}	[km/h]	133	143	112
Reststeigfähigkeit bei 120 km/h	[%]	1,4	3,5	-
i_1	[-]	21	16	14
i_2	[-]	14	9,5	9,5
i_3	[-]	8	-	5,5
alle Kriterien erfüllt		✓	✓	

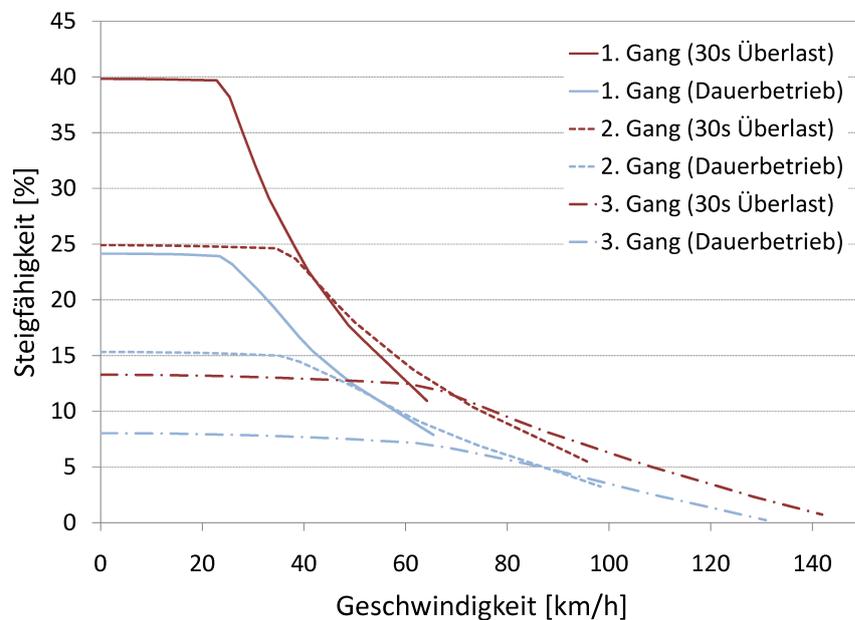


Abbildung 7.1: Fahrtafel für 3,5 t Fahrzeug mit Brusa HSM1 6.17.12 C01

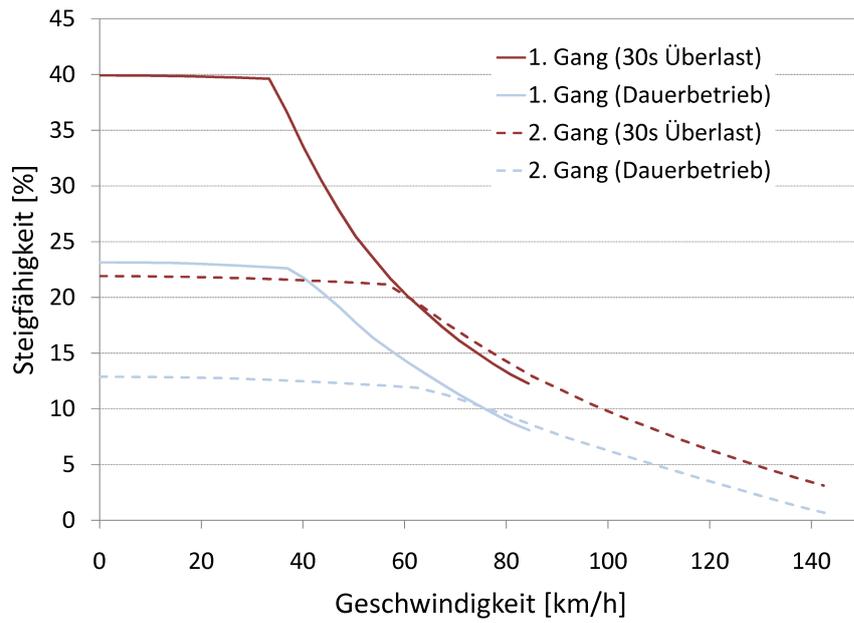


Abbildung 7.2: Fahrschaubild für 3,5 t Fahrzeug mit Brusa HSM1 10.18.13

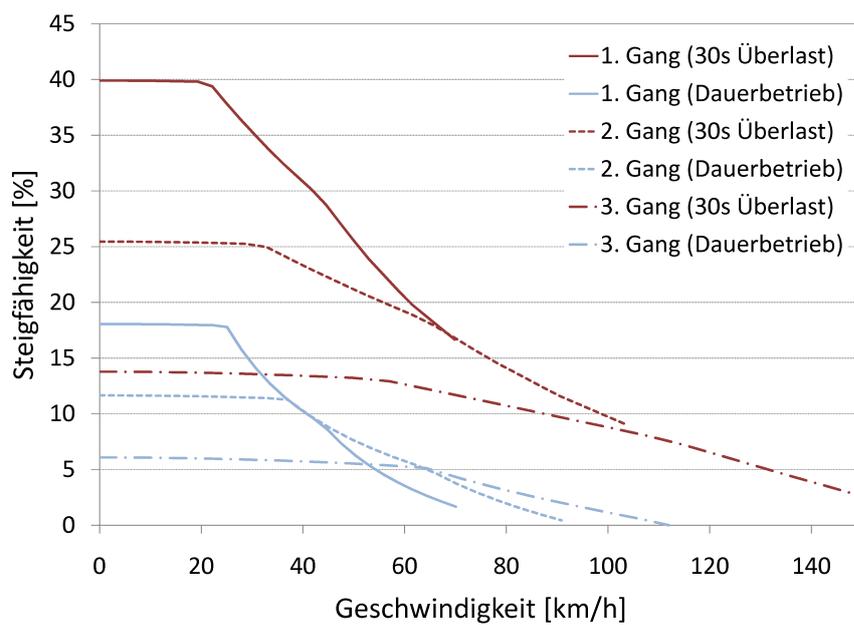


Abbildung 7.3: Fahrschaubild für 3,5 t Fahrzeug mit UQM125

8 Bewertung des Gesamtfahrzeugkonzepts

In diesem Abschnitt sollen kurz die in dieser Arbeit erstellten Konzepte bewertet werden. Aufgrund der nur oberflächlichen Behandlung der einstufigen Konzepte sowie des 3500 kg schweren mehrstufigen Konzepts, wird nur das sehr detailliert ausgearbeitete Konzept des 2500 kg schweren elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens bewertet.

8.1 Fahrleistungen

Aufgrund der Tatsache, dass der hier gewählte Motor die Mindestanforderungen übertrifft, übertreffen auch die Fahrleistungen des Fahrzeuges jene zu Beginn der Arbeit als Mindestkriterien festgelegten Werte, wenn nun das eDrive Modul in das vorgesehene Fahrzeug (Volkswagen Caddy Maxi Kastenwagen bzw. jeder andere 2,5 t Lieferwagen) integriert wird. Lediglich die maximale Steigfähigkeit liegt unter dem geforderten Wert. Dies liegt jedoch nicht am Motor oder Getriebe, sondern an der ungünstigen Achslastverteilung bei vollbeladenem Fahrzeug (Achslasten des Basisfahrzeuges übernommen). Aus diesem Grund liegt die traktive Steigfähigkeit lediglich bei ca. 36% (die motorische Steigfähigkeit beträgt ca. 42%).

8.2 Funktionalität

8.2.1 notwendige Batteriekapazität

Für die Gewichtsbilanz ist das Gewicht der im Fahrzeug verbauten Traktionsbatterie notwendig. Dieses ist abhängig von der installierten Batteriekapazität. Um die Größe der Batterie zu ermitteln, sind mehrere Faktoren zu beachten. Der wichtigste Faktor ist der Energieverbrauch des Fahrzeuges (siehe Tabelle 6.13). Dieser Energiebedarf berücksichtigt bereits die Rekuperationsfähigkeit sowie ebenfalls die zu betreibenden Nebenaggregate und andere elektrische Verbraucher. Ein weiterer, entscheidender Parameter ist der zulässige SOC-Hub der Batterie. Dies ist die Differenz zwischen maximalem und minimalem Ladezustand. In diesem Fall wird mit einer nutzbaren Batteriekapazität von 80% der installierten Batteriekapazität gerechnet.

Für eine geforderte Reichweite von 100 km im SDC-09, welche zur Hälfte beladen bzw. unbeladen gefahren werden, ergibt sich damit eine zu installierende Batteriekapazität von 28 kWh. Als Richtwerte für das Batteriegewicht können 12 - 14 kg je Kilowattstunde angenommen werden. Damit ergibt sich eine Masse von ca. 364 kg bei 13 kg je kWh.

Wählt man nicht den SDC-09 als Fahrzyklus sondern den NEDC, welcher auch für VKM-betriebene Fahrzeuge verwendet wird, ergibt sich bei der installierten Batteriekapazität von

28 kWh eine Reichweite von 113 km. Im zuvor erwähnten Zyklen-Mix, welcher für die Lastkollektive verwendet wurde ist nur noch eine Reichweite von 93 km gegeben. Bei einer Deaktivierung der Klimaanlage kann eine Reichweitensteigerung von 13% im SDC-09 erreicht werden.

8.2.2 Gewichtsbilanz

Durch die Verwendung eines elektrischen Traktionsantriebes müssen einige zusätzliche Komponenten in ein Fahrzeug integriert werden. Im Gegenzug entfallen jedoch jene, für den VKM-Betrieb notwendige Komponenten. Ziel dieser Untersuchung war es das Fahrzeuggewicht des elektrisch betriebenen Fahrzeuges abzuschätzen. Ausgangsbasis ist ein Volkswagen Caddy Maxi Kastenwagen mit 1543 kg EU-Leergewicht. Das EU-Leergewicht beschreibt ein Fahrzeug im fahrbereiten Zustand inklusive Fahrer (75 kg) und einem zu 90% gefüllten Kraftstofftank. (Richtlinie 92/21EWG)

Davon sind die Gewichte der Verbrennungskraftmaschine, Getriebe, Kraftstofftank inkl. Kraftstoff sowie die Komponenten der Abgasanlage abzuziehen. Somit ergibt sich als Basis für das elektrisch betriebene Fahrzeug ein Gewicht von 1185 kg. Der hinzuzufügende elektrische Antriebsstrang, bestehend aus E-Maschine, Getriebe, Leistungselektronikkomponenten, Hochvoltverkabelung, Fahrzeugklimatisierung und der Traktionsbatterie erhöht das Fahrzeuggewicht um 538 kg. Damit ergibt sich ein neues Fahrzeugleergewicht von 1723 kg. Durch diese Gewichtszunahme um 180 kg beträgt die Nutzlast nur noch 687 kg.

Tabelle 8.1: Gewichtsbilanz

Komponente	Gewicht [kg]	Bemerkung
VKM	-165	1,9l TDI Motor (Schätzwert)
Getriebe	-93	6 Gang DSG[9]
Kraftstofftank	-55	54l Diesel + Tanksystem
Abgasanlage	-30	Schätzwert (Schätzwert)
HVAC	-15	Downsizing Kühlung (Schätzwerte)
elektrische Maschine	51	Brusa HSM1 6.17.12 [11]
eDrive Getriebe	38	Getriebe + Ölfüllung
Traktionsbatterie	364	28 kWh installierte Leistung
DCDC Wandler	4,7	Brusa BSC624[11]
Inverter	9,5	Brusa DMC524[11]
Ladegerät	6,2	Brusa NLG5[11]
Hochvolt-Verkabelung	45	(Schätzwert)
e-Zusatzaggregate	20	Wasserpumpen, Ölpumpe,... (Schätzwerte)
Leergewichtsänderung	180,4	

8.3 Unterbringung der Komponenten

Der Großteil der neu unterzubringenden Komponenten können direkt im frei gewordenen Platz im Motorraum untergebracht werden. Lediglich das Batteriepaket kann dort nicht vollständig integriert werden. Aus diesem Grund wird dieses im Bereich des Laderaums untergebracht werden. Diese Positionierung der schweren Batterie im Bereich der Hinterachse bringt eine Erhöhung der Hinterachslast mit sich. Wird nun das Fahrzeug bis zur Zuladungsbegrenzung beladen ergibt dies eine Überschreitung der höchst zulässigen Achslast der Hinterachse. Aus diesem Grund muss versucht werden, das Batteriepaket möglichst weit vorne im Fahrzeug unterzubringen, bzw. wenn nicht anders möglich, das Paket in mehrere Teile zu unterteilen.

Bei der Annahme, dass die maximale Nutzlast geladen ist und deren Schwerpunkt sich in der Mitte des Laderaums befindet, ergibt sich eine notwendige Schwerpunktlage des Batteriepakets von 1480 mm hinter der Vorderachse. Um dies zu erreichen müsste die Batterie allerdings teilweise unter den Sitzen von Fahrer und Beifahrer angeordnet werden. Dies ist aus geometrischen Gründen nicht möglich. Somit verbleiben nur noch zwei Möglichkeiten die maximale Zuladung zu erreichen. Dies wäre einerseits die zuvor erwähnte Aufteilung in zwei Batteriepakete, oder eine Erhöhung der maximal zulässigen Hinterachslast durch Verstärkungsmaßnahmen.

Eine zu hohe Hinterachslast bringt auch noch den Nachteil einer verringerten Traktion an der Vorderachse des Fahrzeuges. Das bedeutet, dass ab einem Verhältnis von Vorderachslast zu Hinterachslast von 0,51/0,49 die geforderte maximale Steigfähigkeit von 40% aufgrund zu geringer Traktion, auch auf trockenem Asphalt, nicht mehr erreicht werden kann.

8.4 Kohlenstoffdioxid-Äquivalent

Ob ein Fahrzeug als umweltfreundlich eingestuft wird, ist definiert mit dessen CO₂ Ausstoß. Bei benzin- oder dieselmotortriebenen Fahrzeugen ist dieser direkt proportional zum Kraftstoffverbrauch. Zusätzlich zum im Fahrzeug durch die Verbrennung von Kohlenwasserstoffen produziertem CO₂ muss noch jener Anteil hinzugerechnet werden, welcher für den Transport und Raffination des Kraftstoffes benötigt wird. Durch Addition dieses sogenannten Well-to-Tank Wertes erhält man am Ende den Well-to-Wheel Ausstoß. Für den Transport und die Herstellung fossiler Kraftstoffe kann mit einem Well-to-Tank Wirkungsgrad von 85% gerechnet werden.[22]

Im Falle eines Elektrofahrzeuges hängen die CO₂ Emissionen ebenfalls vom Energiebedarf des Fahrzeuges ab und noch zusätzlich vom Erzeugungsprozess der elektrischen Energie. Das bedeutet, dass im Gegensatz zum VKM-betriebenen Fahrzeug das Elektroauto selbst kein CO₂ emittiert. Der gesamte CO₂ Ausstoß erfolgt während der Energieerzeugung. Somit hängt der Kohlenstoffdioxidausstoß eines elektrisch betriebenen Fahrzeuges im Wesentlichen von der Art und Weise der Energieerzeugung ab. Abbildung 8.1 zeigt die CO₂-Emissionen für verschiedene Arten der Stromerzeugung. Die Bereitstellung elektrischer Energie erfolgt allerdings nicht ausschließlich aus einer Energiequelle sondern aus einem Mix verschiedener Quellen.

Für das Jahr 2007 betrug in der Europäischen Union die Umweltbelastung pro Kilowattstunde elektrischer Energie 450 g CO₂ und 0,001 g radioaktiver Abfall (EU-Strommix). Für Österreich liegen diese Werte aufgrund des großen Anteils an Wasserkraft noch bedeutend niedriger. So betrug zum Beispiel im Jahr 2008 laut Energie Graz AG der CO₂ Ausstoß je Kilowattstunde elektrischer Energie 302 g. Bei Verwendung von Ökostrom, welcher in Österreich zu 100% aus regenerativen Energiequellen stammt, kann eine CO₂ Belastung von ca. 40 g/kWh angenommen werden. Im Gegensatz dazu beträgt zum Beispiel in Russland oder China aufgrund schlechter Anlagenwirkungsgrade und einem hohen Anteil an Kohlekraftwerken der CO₂ Ausstoß pro kWh elektrischer Energie in etwa 1000 g.[22]

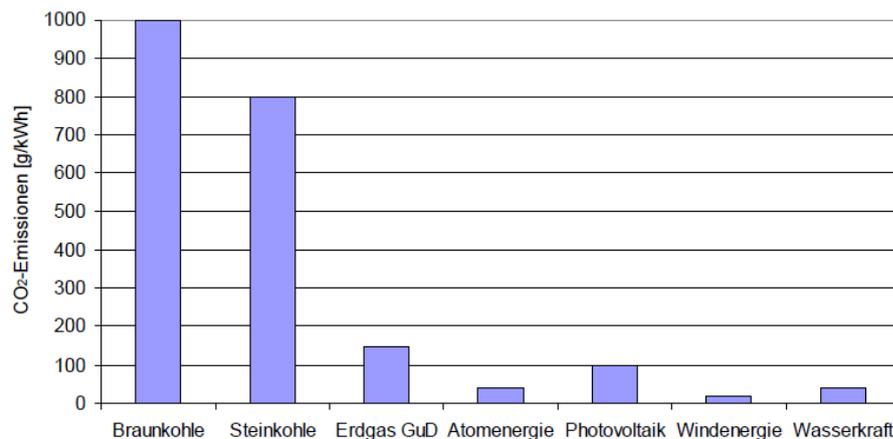


Abbildung 8.1: CO₂ Emissionen verschiedener Arten der Stromerzeugung [22]

VKM betriebenes Vergleichsfahrzeug

Als Basisfahrzeug wurde der schon zuvor erwähnte VW Caddy Maxi Kastenwagen gewählt. Ausgestattet mit einem 1,9 l TDI Dieselmotor (77 kW) mit Partikelfilter und Schaltgetriebe hat dieses Fahrzeug einen CO₂ Ausstoß von 164 g/km im NEDC.[9] Zuzüglich von 29 g/km für den Transport und Herstellung des Kraftstoffes (bei 85% Wirkungsgrad) ergibt dies einen Well-to-Wheel Wert von 193 Gramm CO₂ pro Kilometer.

eDrive

Für den in dieser Arbeit behandelten elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen ergibt sich unter Berücksichtigung aller Nebenaggregate, der Rekuperationsfähigkeit des Fahrzeuges und auch der Ladeverluste ein Energiebedarf von 218 Wh/km für ein ohne Zuladung fahrendes Fahrzeug im NEDC (ohne Klimaanlage). Dies ergibt unter Berücksichtigung des EU-Strommix aus dem Jahre 2007 einen CO₂ Ausstoß von 98 g/km. Dies ist deutlich weniger als das VKM betriebene Vergleichsfahrzeug. Wird nun allerdings solch ein Elektrofahrzeug in Ländern wie Russland oder China betrieben liegt der CO₂-Vorteil beim mit Diesel betriebenen Fahrzeug (241 g/km beim elektrisch betriebenen Fahrzeug). Betrachtet man nun nicht den neuen europäischen Fahrzyklus (NEDC), sondern jenen Zyklus, welcher für die Ausarbeitung der Lastkollektive definiert wurde, erhöht sich der CO₂-Äquivalent auf 119 g/km.

8.5 Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass das in dieser Arbeit ausgearbeitete Konzept eines 2-stufigen Getriebes für einen elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen mit einem höchstzulässigen Gesamtgewicht von 2500kg, bei Betrachtung des Gesamtfahrzeuges, überzeugen kann. Die Kombination der leistungsstarken elektrischen Maschine mit dem automatisiert schaltenden Getriebe erreicht Fahrleistungen, welche vergleichbar mit VKM-betriebenen Vergleichsfahrzeugen sind. Ausnahmen davon sind die Fahrzeughöchstgeschwindigkeit und auch die maximale Fahrzeugreichweite, welche erwartungsgemäß weit unter jener von mit fossilen Treibstoffen betriebenen Fahrzeugen liegt. Beim planmäßigen Einsatz des Fahrzeugs (städtischer Verteilerverkehr) sollte die geringe Reichweite allerdings kein allzu großes Problem darstellen. Weit schwerwiegender kann bei bestimmten Einsatzzwecken allerdings das durch die Elektrifizierung entstandene Zusatzgewicht sein, welches sich in einer verringerten Nutzlast gegenüber dem VKM-betriebenen Grundfahrzeug widerspiegelt.

Der Vergleich mit einem VKM-betriebenen Lieferwagen ist nicht einfach, denn heutzutage gibt es keinen reinen Stadtlieferwagen. Alle als Stadtlieferwagen eingesetzten Modelle eignen sich genauso gut für den Überlandbetrieb. In Zukunft wird allerdings ein Umdenken notwendig sein, so dass die Fahrzeuge optimal an ihren Einsatzzweck angepasst werden. Dadurch könnten echte Stadtlieferwagen entstehen, dessen Hauptaufgabe der innerstädtische Verteilerverkehr ist. Durch diese Anpassungen kann eine weitere Steigerung der Energieeffizienz und auch eine Senkung der Fahrzeugkosten erreicht werden.

9 Zusammenfassung der Ergebnisse

Bereits am Markt befindliche elektrisch betriebene Lieferwagen sind größtenteils eher schwach motorisiert und erreichen keine Fahrleistungen, welche mit denen von mit Verbrennungskraftmaschinen (VKM) betriebenen Lieferwagen verglichen werden können. Diese Fahrzeuge können viel mehr als "Bastellösungen" bezeichnet werden. Aufgrund der geforderten Betriebspunkte für die in dieser Arbeit behandelten Stadtlieferwagen ergeben sich Fahrleistungen welche sich auf demselben Niveau befinden wie VKM-betriebene Lieferwagen der unteren Leistungsklasse. Zukünftige Entwicklungen von Fahrzeugherstellern werden sich ebenfalls auf demselben Anforderungsniveau befinden.

Mit diesem Zusammenhang befasst sich die vorliegende Diplomarbeit mit der Aufgabe der Entwicklung und Bewertung eines modularen sowie serientauglichen Getriebekonzepts eines rein elektrisch betriebenen Stadtlieferwagens.

9.1 Einstufige Ausführung

Die Untersuchungen der einstufigen Varianten zeigten, dass ein einstufiges Getriebe nur in Kombination mit einem sehr drehmomentstarken Motor realisierbar ist, wenn man keine Abstriche bei den Fahrleistungen des Fahrzeugs machen will (Zielkonflikt: Maximale Steigfähigkeit - Höchstgeschwindigkeit). Ein drehmomentstarker Motor wiederum ergibt ein hohes Gewicht des Antriebsstranges sowie erhöhte Anschaffungskosten. Im Gegenzug dazu ist ein einstufiges Getriebe günstiger in der Entwicklung und Produktion als ein mehrstufiges. Dies bedeutet jedoch nicht, dass der Einsatz eines einstufigen Getriebes nicht möglich ist. Wenn man Abstriche bei der Fahrzeuglängsdynamik hinnehmen will, dann stellt ein einstufiges Getriebe in Kombination mit einem kleinen Motor eine kostengünstige Alternative dar.

Für die in dieser Arbeit untersuchten Fahrzeuge sind solche Abstriche allerdings nicht möglich und deshalb wurden einstufige Varianten nicht näher untersucht.

9.2 Mehrstufige Ausführung

Für elektrische betriebene Stadtlieferwagen, welche bestimmte, in dieser Arbeit festgelegte Fahrleistungen erbringen sollen, ist der Einsatz eines mehrstufigen Getriebes unumgänglich, wenn gleichzeitig ein möglichst kleiner Elektromotor verwendet werden soll.

Die Auslegung der beiden Gänge erfolgte unter der Annahme, dass der erste Gang nur bei einem sehr hohen Antriebsmomentenbedarf geschaltet wird. Dies ist bei Bergauffahrten, bei sehr hohen Beschleunigungen und auch bei Gehsteigkantenüberfahrten der Fall. Der zweite Gang wurde als "Spargang" für den normalen Fahrbetrieb ausgelegt. Somit deckt der zweite Gang den kompletten Geschwindigkeitsbereich des Fahrzeuges ab. Auch alle Beschleunigungsmanöver bis ca. 2 m/s^2 , selbst im voll beladenen Zustand, sind in diesem Gang möglich.

Durch die überwiegende Verwendung des zweiten Ganges wird der Motor automatisch bei höherer Last betrieben. Da das Wirkungsgradkennfeld des Traktionsmotors sein Maximum bei mittleren Drehmomenten und mittleren Drehzahlen hat, ergibt sich durch die zuvor erwähnte Verschiebung der Motorlast von sehr niedrigen zu mittleren Drehmomenten eine Verbesserung des Energiebedarfs von ca. 3-5% im Vergleich zu einer Fahrt im ersten Gang. Aufgrund des zuvor erwähnten Wirkungsgradmaximas bei mittleren Drehzahlen und Drehmomenten ergibt sich jedoch auch eine Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades bei Betrieb des Fahrzeuges im zweiten Gang bei bestimmten Fahrzuständen. Wenn man beim Erreichen dieser Motor-Betriebspunkte in den ersten Gang zurückschaltet, kann noch eine weitere Verringerung des Energiebedarfs erzielt werden. Diese weitere Verbesserung von maximal 1,3% gegenüber einer dauerhaften Fahrt im zweiten Gang ist jedoch einhergehend mit einer hohen Anzahl an Schaltvorgängen. Die hohe Anzahl an Schaltvorgängen wirkt bei einem zweistufigen Fahrzeug als besonders störend, da der Fahrer eines derartigen Fahrzeuges viele Zugkraftunterbrechungen nicht akzeptieren würde. Unabhängig von der Anzahl der Gänge bietet sich bei einem elektrisch betriebenen Fahrzeug die Möglichkeit der Bremsenergierückgewinnung an. Dadurch können je nach Fahrtstrecke und Beladungszustand 2,5% (Autobahn/unbeladen) bis 32,5% (Stadtzyklus/beladen) der aufgewendeten Energie wieder in den Energiespeicher zurückgeführt werden.

Eine weitere Möglichkeit der Effizienzsteigerung bietet sich im Falle des zusätzlichen Betriebs eines mechanischen Klimakompressors an. Wenn dieser Verdichter zugeschaltet wird, lässt sich dadurch der Lastpunkt der E-Maschine erhöhen. Dadurch ergibt sich eine Verbesserung des durchschnittlichen Motorwirkungsgrades. Nach Abzug der für den Antrieb des Kompressors benötigten Energie ergibt sich eine mögliche Energiebedarfseinsparung von 0,6 bis 1,7% im Vergleich zu einer Fahrt ohne Betrieb des Klimakompressors (je nach Kompressorleistung und Fahrtstrecke).

Bei den in dieser Arbeit ebenfalls durchgeführten Untersuchungen zur Getriebelebensdauer stellen sich je nach Gang bestimmte Belastungsfälle als besonders schädigend und damit lebensdauerermindernd heraus. Dies waren für den ersten Gang jene Vollastbeschleunigungen, welche mit maximaler Zuladung durchgeführt werden. Die ebenfalls untersuchten Garagenausfahrten bzw. Gehsteigkantenüberfahrten sind dagegen nicht beanspruchungsrelevant. Im zweiten Gang stellten sich die Stadtzyklen als besonders schädigend heraus. Auch hier dominierten wiederum die Fahrten mit maximaler Nutzlast. Die ebenfalls für den Fahrzeuglebenszyklus definierten Autobahn- bzw. Bundesstraßenfahrten haben nur einen sehr geringen Anteil an der Gesamtschädigung. Weiters kann gesagt werden, dass bei der zukünftigen Auslegung von elektrisch

betriebenen Fahrzeugen die durch das rekuperative Bremsen auftretenden negativen Momente nicht vernachlässigt werden können, da diese äquivalente Beanspruchungen in derselben Größenordnung wie die positiven Antriebsmomente liefern und diese unter bestimmten Umständen sogar überschreiten können.

Bei der Verwendung eines mehrstufigen Getriebes ist es notwendig den Schaltvorgang selbst zu untersuchen. Hierfür wurden in dieser Arbeit verschiedenste Möglichkeiten untersucht:

- Mechanische Synchronisation mit einer Dreifachkonussynchronisierung,
- elektrische Synchronisation (Drehzahlausgleich mit dem Traktionsmotors),
- Kombination der beiden Varianten.

Dabei stellte sich heraus, dass die rein mechanische Synchronisation an der Getriebezwischenwelle aufgrund des sehr großen Massenträgheitsmoments der zu synchronisierenden Bauteile nicht vertretbare Schaltzeiten liefert. Diese langen Schaltzeiten könnten durch eine Positionierung der Synchroneinrichtung an der Getriebeeingangswelle verkürzt werden. Dies ist jedoch aus Packaginggründen nur sehr schwierig umzusetzen. Die elektrische Synchronisation liefert wesentlich kürzere Schaltzeiten, erfordert jedoch eine exakte Regelung des Traktionsmotors um eine Differenzdrehzahl von null zu erreichen. Die Kombination von mechanischer und elektrischer Synchronisation liefert die kürzesten Schaltzeiten, bei gleichzeitig einfacher Regelung. In Abhängigkeit von Schaltdrehzahl und der Richtung des Schaltwechsels liegen die Zeiten für einen vollständigen Hoch- oder Zurückschaltvorgang bei dieser Methode zwischen 350 und 500 ms. Zu einem vollständigen Schaltvorgang gehören neben dem eigentlichen Drehzahlausgleich, dem Ein- und Ausrücken der Muffe auch die Momentenfreistellung des Motors sowie im Anschluss an den Schaltvorgang der neuerliche Aufbau des Motormoments.

Nach Ermittlung des tatsächlich benötigten Energiebedarfs des Fahrzeuges unter Berücksichtigung der Rekuperationsfähigkeit und aller Nebenaggregate sowie der Ladeverluste konnte der CO₂ Äquivalent unter Annahme des EU-Strommix errechnet werden. Mit dem hierbei ermittelten Energiebedarf von 218 Wh/to/km im NEDC ergibt sich eine deutliche Verbesserung auf 98 g/km CO₂ Ausstoß gegenüber des dieselbetriebenen Basismodells mit 193 g/km Well-to-Wheel.

Aufgrund des Einsatzes einer bis zu 92 kW starken Synchronmaschine in Kombination mit einem Zweiganggetriebe schafft der in dieser Arbeit genauer betrachtete, ca. 2500 kg schwere Stadtlieferwagen die an ihn gestellten Anforderungen. Seine Fahrleistungen liegen in etwa im Bereich des VKM-betriebenen Ausgangsfahrzeuges.

Da es sich bei einem Stadtlieferwagen um ein Nutzfahrzeug handelt, ist die maximal mögliche Zuladung von großer Bedeutung für den Fahrzeugbetreiber. Durch die Umrüstung von VKM auf Elektrobetrieb ändert sich die mögliche Nutzlast des Fahrzeuges. Trotz des Wegfalls wesentlicher Komponenten wie Motor, Getriebe oder Tanksystem liegt das neue Fahrzeugleergewicht nach Integration der elektrischen Komponenten um ca. 180 kg über jenem des VKM betriebenen Ausgangsmodells. Das bedeutet, die mögliche Nutzlast sinkt von 867 kg auf nur mehr 687 kg. Als Hauptgrund für diese Reduktion ist das mit 364 kg hohe Gewicht der Batterien anzusehen.

Mit einem 364 kg schweren Batteriepaket (Li-Fe-Ph) lässt sich eine Kapazität von ca. 28 kWh installieren. Bei einem State of Charge-Hub von 0,8 bleiben somit 22,4 kWh nutzbare Speicherkapazität übrig. Diese ergibt für eine Fahrt ohne Nutzlast eine Reichweite von 113 km im NEDC. Bei Betrachtung eines realen Einsatzzyklus (SDC09 beladen/unbeladen im Verhältnis 50/50) kann eine Reichweite von 100 km erreicht werden, bzw. nur 93 km im bereits für die Erstellung der Lastkollektive definierten Zyklen-Mix.

10 Weiteres Vorgehen, Zukunftsausblick

Während der Durchführung dieser Arbeit erfolgte bereits parallel dazu die Konstruktion des Getriebes für einen ca. 2500 kg schweren elektrisch betriebenen Stadtlieferwagen, welches in Kapitel 6 ausführlich beschrieben wurde. Der Traktionsmotor selbst, inklusive Leistungselektronik, befindet sich gerade in der Beschaffungsphase. Nach Abschluss der Getriebekonstruktion und der anschließenden Fertigung ist eine Prüfstandsapplikation des gesamten eDrive Moduls auf einem Antriebsstrangprüffeld des ECS geplant. Den derzeitigen Entwicklungsstand dieses Moduls zeigen die Abbildungen 10.1 und 10.2. Um dies realisieren zu können ist allerdings noch die Bedatung der Electrical Vehicle Control Unit (EV-CU) notwendig, welche die Schaltstrategie, Batteriemanagement, usw. enthalten wird, sowie die Beschaffung weiter Peripherieteile wie zum Beispiel ein elektronisches Gaspedal, einen Automatikgetriebewählhebel, einen Klimakompressor, diverser Sensoren, usw. Für die Bedatung der EV-CU wurden im Rahmen dieser Arbeit bereits einige Grundlagen erarbeitet (Schaltstrategie, Regelung des Schaltaktuators sowie die Regelung der elektrischen Synchronisation). Die hier erstellten Modelle und ermittelten Parameter können allerdings nicht direkt übernommen werden, sondern hier bedarf es noch einer Anpassung und Abstimmung an die Hardware von Elektronik-Spezialisten.

An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass dieses Getriebe nicht zwingend mit dem hier ausgewählten Traktionsmotor gekoppelt sein muss. Die Konstruktion erfolgte unter dem Gesichtspunkt, einen Wechsel des Motors ohne große konstruktive Änderungen durchführen zu können, falls der neue Motor dieselben Leistungs- und Verbrauchskennwerte aufweist. Das Basisfahrzeug diente daher nur als Ausgangsbasis zur Bestimmung der benötigten Motor- und Getriebeparameter. Somit kann im Falle einer zukünftigen Integration in ein Fahrzeug ein anderes Fahrzeug mit dem gleichen Antriebskonzept und der gleichen Gewichtsklasse gewählt werden.

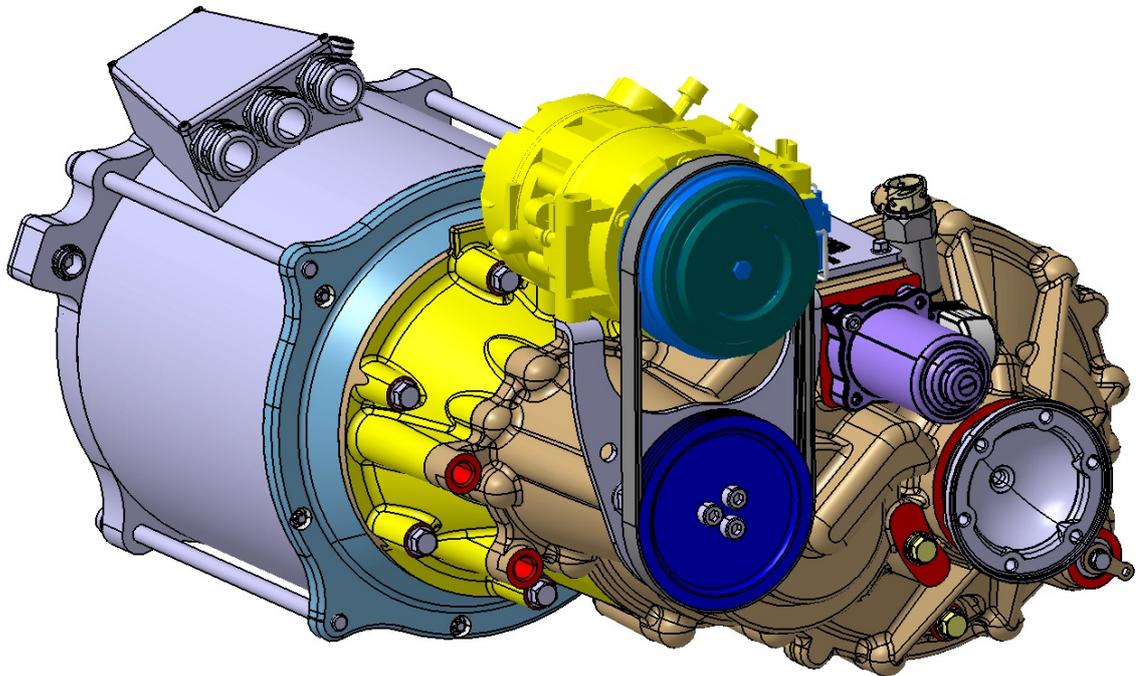


Abbildung 10.1: eDrive Modul mit Klimakompressor

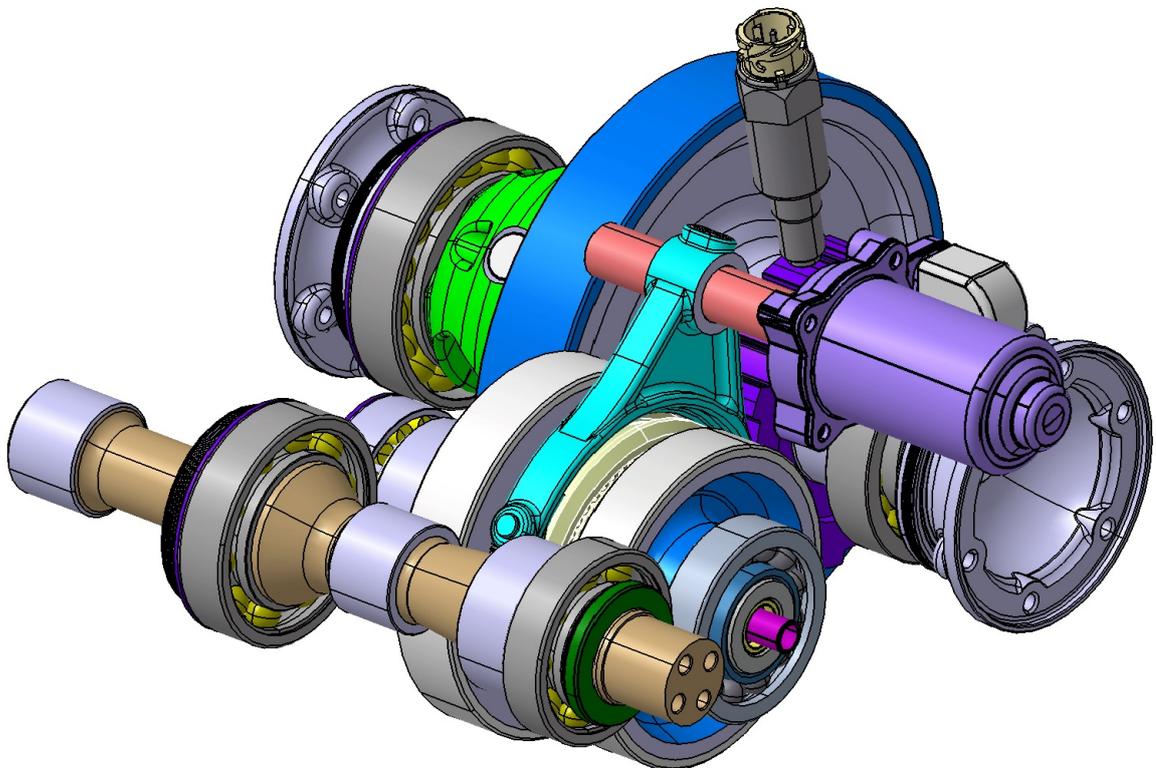


Abbildung 10.2: eDrive Modul ohne Gehäuse

Literaturverzeichnis

- [1] *Michelin - Active Wheel.*
<http://odia.terra.com.br/blog/automania/images/activeWheel.jpg>
- [2] *Robert Bosch GmbH: Kraftfahrtechnisches Taschenbuch.* 25. Auflage. Vieweg + Teubner, 2003
- [3] *Ecocraft.* <http://www.ecocraft-automotive.de/>. Version: Juli 2009
- [4] *Fa. Hoerbiger - Dreifachkonussynchronisierung.* <http://www.hoerbiger.com>.
Version: Dezember 2009
- [5] *Isolationsklassen für E-Motoren.*
http://www.engineeringtoolbox.com/nema-insulation-classes-d_734.html.
Version: Dezember 2009
- [6] *Lu Power.* <http://www.lupower.at/>. Version: Juli 2009
- [7] *Modec.* <http://www.modcezev.com/>. Version: Juli 2009
- [8] *Smith Electric Vehicles.* <http://www.smithelectricvehicles.com/>. Version: Juli 2009
- [9] *Volkswagen Nutzfahrzeuge.* <http://www.vw-nutzfahrzeuge.at/>. Version: Dezember 2009
- [10] *Betriebsarten von Elektromotoren.*
<http://www.elektromotoren.de/lexikon.html#Betriebsarten>. Version: Jänner 2010
- [11] *Brusa Elektronik AG.* <http://www.brusa.biz/>. Version: Jänner 2010
- [12] *Motorlexikon: Synchronmaschine.* <http://www.motorlexikon.de/?I=9535>.
Version: Jänner 2010
- [13] *The New York Times: China Tightens Grip on Rare Minerals.*
http://www.nytimes.com/2009/09/01/business/global/01minerals.html?_r=3&hpw.
Version: Jänner 2010
- [14] BINDER, A. : Elektromotorische Antriebe für Hybrid- und Elektrofahrzeuge. In: *VDI Wissensforum "Hybrid- und Elektroantriebe für Kraftfahrzeuge"* (2009)
- [15] GROSSLAU, D. : *Strategien der Fahrdynamikregelung.* Übung zur Fahrzeugtechnik 2, TU Cottbus. <http://www.tu-cottbus.de/fahrzeugtechnik/lehre/Script%20FDR.pdf>

-
- [16] GROTE, K.-H. ; FELDHUSEN, J. : *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2007
- [17] HAIBACH, E. : *Betriebsfestigkeit - Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg New York, 2006
- [18] HIRSCHBERG, W. : *Innovative Fahrzeugantriebe*. Vorlesungsunterlagen Innovative Fahrzeugantriebe, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2009
- [19] HIRSCHBERG, W. ; WASER, H. : *Kraftfahrzeugtechnik*. Skriptum zur Vorlesung Kraftfahrzeugtechnik I und II, Institut für Fahrzeugtechnik, TU Graz, 2007
- [20] INNGRUBER, R. : *Elektrische Traktionsantriebe im KFZ*. Vorlesungsunterlagen Innovative Fahrzeugantriebe, Institut für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen, TU Graz, März 2009
- [21] INNGRUBER, R. : *Elektrotechnik M*. Vorlesungsskriptum Elektrotechnik M, Institut für Elektrische Antriebstechnik und Maschinen, TU Graz, 2007
- [22] KLELL, M. ; CONA, P. : Wirkungsgrade und CO₂-Emissionen verschiedener Energieketten / HyCentA - Hydrogen Center Austria. Version: 2009. <http://www.hycenta.tugraz.at/Image/Report%20Hy8-2009%20HyCentA%20Research%20GmbH.pdf>. – Forschungsbericht
- [23] KOLLER, S. : *Elektrochemische Energiespeicher/-wandler für HEV und EV*. Vorlesungsunterlagen Innovative Fahrzeugantriebe, Institut für Chemische Technologie von Materialien, TU Graz, 2009
- [24] MARKLUND, J. : *Road Vehicle Aerodynamics*. Vorlesungsunterlagen zu Road Vehicle Aerodynamics, Chalmers Tekniska Högskolan, 2009
- [25] NEUDORFER, H. ; BINDER, A. ; WICKER, N. : *Analyse von unterschiedlichen Fahrzyklen für den Einsatz von Elektrofahrzeugen*. In: e&i - Elektrotechnik & Informationstechnik (2006), S.352-360,
- [26] SCHÄFER, H. : *VDI Wissensforum: Die Integration elektrischer Achsantriebe in Hybrid-und Elektrofahrzeuge*. http://www.hofer.de/de/download/Schaefer_Die_Integration_elektrischer_Antriebe_in_Hybrid_und_Elektrofahrzeuge.pdf. Version: 2009
- [27] STAN, C. : *Alternative Antriebe für Automobile*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2008
- [28] WIKIPEDIA: *Reluktanzmotor*. <http://de.wikipedia.org/wiki/Reluktanzmotor>. Version: September 2009
- [29] WIKIPEDIA: *Synchronmotor*. <http://de.wikipedia.org/wiki/Synchronmotor>. Version: September 2009

Abbildungsverzeichnis

2.1	Motorcharakteristik	6
2.2	Hybriderregte Synchronmaschine	9
2.3	PSM mit Oberflächenmagneten und vergrabenen Magneten	10
2.4	prinzipielle Wirkungsgradkennfelder von ASM und PSM	12
2.5	Radnabenantrieb (Michelin Active Wheel)	13
3.1	Streckenprofil - Steyrloop	16
3.2	Streckenprofil - Steyr Lieferrunde	17
3.3	Streckenprofil - Salzburgloop	18
3.4	Teilabschnitte des Salzburloops	18
3.5	Streckenprofil - Katschberg	19
3.6	Geschwindigkeitsverlauf NEDC	20
3.7	Geschwindigkeitsverlauf FTP-75	20
4.1	Marktanalyse	25
4.2	Kurvenwiderstandsbeiwert	29
5.1	Wunschennlinie für das 2500 kg Basisfahrzeug	31
5.2	Beschleunigungskennwerte	34
5.3	Elastizitätskennwerte	34
5.4	Anfahren am Berg (2500 kg Basisfahrzeug)	35
5.5	Streckenprofil - Erlaberg	37
5.6	Leistungsverläufe für verschiedene Soll-Geschwindigkeiten am Erlaberg (2500 kg Basisfahrzeug)	37
5.7	Ermittlung des Zeitpunktes des Rückfalls in den Dauerleistungsbereich bei verschiedenen Soll-Geschwindigkeiten am Erlaberg (2500 kg Basisfahrzeug)	38
5.8	Gegenüberstellung von Wunschmotor und realem Motor	39
6.1	Drehmomentcharakteristik	42
6.2	Leistungscharakteristik	42
6.3	Schleppmoment und Schleppeistung	43
6.4	Wirkungsgradkennfeld	43
6.5	Beschleunigungskollektiv - Steyr Lieferrunde	45
6.6	Basiswirkungsgradkennfelder für die Erstellung der Gesamtwirkungsgradkennfelder	46
6.7	Gesamtwirkungsgradkennfelder	46

6.8	Energieverbrauchsvergleich zwischen $i_1=14$ & $i_2=8$ und $i_1=14$ & $i_2=5$	49
6.9	Gesamtwirkungsgrad bei 3-stufigem Getriebe ($i_1=14$ & $i_2=8$ & $i_3=5$)	50
6.10	Energieverbrauchsvergleich bei 3-stufigem Getriebe	50
6.11	Einsparpotential verschiedener Übersetzungen (Steyr Loop und Steyr Lieferrunde kombiniert)	51
6.12	Ermittlung der Schaltkennlinie	53
6.13	Schaltkennlinien	53
6.14	Getriebeschema	55
6.15	Rekuperationspotential	57
6.16	Schädigungsanteile an der Gesamtschädigung im 1. Gang	60
6.17	Anteil der Schädigung durch Beschleunigungen an der Gesamtschädigung im 1. Gang	60
6.18	Überrollungskollektiv im 1. Gang	61
6.19	Schädigungsanteile im 2. Gang	62
6.20	Schädigungsanteile im 2. Gang in Abhängigkeit vom Beladungszustand (positive Momente)	63
6.21	Schädigungsanteile im 2. Gang in Abhängigkeit vom Beladungszustand (negative Momente)	63
6.22	Überrollungskollektiv im 2. Gang	64
6.23	Schädigungsanteile an der Antriebsachse	65
6.24	Überrollungskollektiv an der Antriebsachse	65
6.25	Lebensdauer der Low-Stufe in Abhängigkeit der Anzahl der Beschleunigungsvorgänge im ersten Gang	67
6.26	Lebensdauer der Low-Stufe in Abhängigkeit des Anteils von Beschleunigungsvorgängen mit $3,5 \text{ m/s}^2$ im ersten Gang	67
6.27	Lebensdauer der High-Stufe in Abhängigkeit vom Anteil der Fahrten mit maximaler Nutzlast	68
6.28	Lebensdauer der High-Stufe in Abhängigkeit des Anteils der Steyr Lieferrunde am Gesamtkollektiv	68
6.29	Ablauf eines Schaltvorganges (Fa. Hoerbiger)	71
6.30	einfaches Modell einer Gleichstrommaschine mit Kaskadenregelung	72
6.31	Dreifachkonussynchronisierung	74
6.32	Synchronisations-Vergleich	75
6.33	Schaltzeiten bei mechanischer Synchronisierung	76
6.34	Schaltzeiten bei elektrischer Synchronisierung	78
6.35	Schaltzeiten bei mechanischer und elektrischer Synchronisierung (Hochschalten) .	80
6.36	Schaltzeiten bei mechanischer und elektrischer Synchronisierung (Zurückschalten)	80
6.37	Schaltvorgang bei 10000 U/min Schaltdrehzahl	81
6.38	Schaltzeiten bei verschiedenen Steigungen der Gewindespindel	82
6.39	Energiefluss in einem E-Fahrzeug	85

6.40	Hochtemperatur-Kühlkreislauf	86
6.41	Niedertemperatur-Kühlkreislauf	87
6.42	Kühler-Lüfter-Anordnung	87
6.43	Lastsprung bei hoher Motordrehzahl	91
6.44	Energiefluss SDC09, voll beladen, 20 °C Umgebungstemperatur, aktivierte Klimaanlage (zum Entfeuchten)	93
6.45	elektrische Nebenverbraucher (SDC09, 20 °C Umgebungstemperatur, voll beladen)	94
6.46	Energiefluss NEDC, unbeladen, 20 °C Umgebungstemperatur, deaktivierte Klimaanlage	94
6.47	Fahrschaubild für 30 s-Überlast und Dauerbetrieb	96
7.1	Fahrschaubild für 3,5 t Fahrzeug mit Brusa HSM1 6.17.12 C01	102
7.2	Fahrschaubild für 3,5 t Fahrzeug mit Brusa HSM1 10.18.13	103
7.3	Fahrschaubild für 3,5 t Fahrzeug mit UQM125	103
8.1	CO ₂ Emissionen verschiedener Arten der Stromerzeugung	107
10.1	eDrive Modul mit Klimakompressor	114
10.2	eDrive Modul ohne Gehäuse	114

Tabellenverzeichnis

2.1	Kenngrößen von Batterien	5
2.2	Vergleich der Batteriesysteme	5
2.3	Vergleich der verschiedenen E-Maschinen	11
4.1	Betriebspunkte von Vergleichsfahrzeugen mit GVW < 2500 kg	23
4.2	Betriebspunkte von Vergleichsfahrzeugen mit GVW > 3000 kg	24
4.3	Mindestmotorleistungen	25
4.4	Betriebspunkte	26
4.5	Energiebedarf	28
5.1	Kennwerte der Wunschkennlinien für die einstufige Ausführung	31
5.2	Gesamtübersetzungsverhältnisse	32
5.3	Gehsteigkantenüberfahrt bei einstufiger Auslegung	35
6.1	Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand(Steyr Lieferrunde)	47
6.2	Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand (Steyr Lieferrunde und Steyr Loop kombiniert)	47
6.3	Theoretisch mögliche Verbrauchseinsparung bei maximaler Nutzlast und im unbeladenen Zustand	47
6.4	Position der Synchroneinrichtung	75
6.5	Energiebedarfseinsparung durch Lastpunktanhebung mit Klimakompressor bei maximaler Zuladung	83
6.6	Betriebspunkte für Lastsprung 1	91
6.7	Betriebspunkte für Lastsprung 2	91
6.8	stationäre Fahreigenschaften des ECS-eDrive-NFZ (voll beladen)	96
6.9	Beschleunigung von 0 - 100 km/h bei versch. Beladungszuständen (in Sekunden)	96
6.10	Beschleunigung von 0 - 60 km/h bei versch. Beladungszuständen (in Sekunden)	96
6.11	Energiebedarf in Wh/t/km ohne Rekuperation	97
6.12	Energiebedarf unter Berücksichtigung von Rekuperation in Wh/t/km	97
6.13	Energiebedarf bei Berücksichtigung von Rekuperation und allen Nebenaggregaten in Wh/t/km	98
6.14	Gesamtenergiebedarf inklusive Ladeverluste vom dem Fahren in Wh/t/km (entspricht der dem Stromnetz entzogenen elektrischen Energie	98

7.1	Zusammenfassung - 3,5 t Fahrzeuge	102
8.1	Gewichtsbilanz	105

A Fahrzeugdaten

A.1 Vergleichsfahrzeuge

A.1.1 VKM betriebene Vergleichsfahrzeuge

Bezeichnung	GVW [kg]	Leistung [kW]
Citroen Jumper	3000 - 3500	74 - 115,5
Citroen Jumpy	2661 - 2963	66 - 100
Citroen Nemo	1680 - 1700	50 - 55
Citroen neuer Berlingo	1960 - 2205	55 - 66
Citroen Berlingo first	1730 - 1850	50 - 55,2
Fiat Doblo Cargo	1920 - 2030	57 - 88
Fiat Ducato	3000 - 3500	74 - 115,5
Fiat Scudo	2586 - 2888	66 - 100
Ford Transit	2600 - 3500	63 - 147
Ford Transit Connect	2040 - 2340	55 - 81
Iveco Daily	2900 - 6500	71 - 129
Mercedes Vito	2770 - 3200	70 - 190
Mercedes Sprinter	3000 - 5000	65 - 190
Opel Vivaro	2700 - 2900	66 - 107
Opel Movano	2800 - 3500	74 - 107
Opel Combo	1710 - 1840	55 - 74
Peugeot Boxer	3000 - 3500	74 - 115
Peugeot Expert	2660 - 2960	66 - 100
Peugeot Partner	1970 - 2195	55 - 66
Renault Kangoo Express	1715 - 2074	64 - 78
Renault Trafic	2770 - 3070	66 - 107
Renault Master	2800 - 3500	74 - 107
VW Caddy Maxi	2245 - 2350	75 - 103
VW Transporter	2600 - 3200	62 - 173
VW Crafter	3000 - 5000	65 - 163

Alle Daten von den Homepages der Hersteller (Juli 2009).

A.1.2 Elektrisch betriebene Vergleichsfahrzeuge

Bezeichnung	GVW [kg]	Leistung (Peak) [kW]
Smith Ampere	2340	50
Fiat Doblo - Lu Power	2130*	60
Renault Master Zebra Line XXL	2954	60
Renault Master Zebra Line Standard	2954	30
Renault Trafic Zebra Line XXL	2954	60
Renault Trafic Zebra Line Standard	2954	30
Mercedes Sprinter Green Cargo XXL	4500	60
Mercedes Sprinter Green Cargo Standard	4500	30
Fiat Skudo Green Cargo Sprint	2805	60
Fiat Skudo Green Cargo Standard	2805	30
Fiat Doblo Green	2020	30
Citroen Nemo	1700*	30
ECO Carrier EL	2250	15*
ECO Carrier ES	1750	15*
Modec Box Van	5500	75
Smith Edison Panel Van	3500	90
Citroen Berlingo électrique	1976	28
Iveco eDaily 3,5t	3500	60
Iveco eDaily 5,0t	5000	80

Alle Daten von den Homepages der Hersteller (Juli 2009).

* = Schätzwert

A.2 Basisfahrzeuge

Gewichtsklasse			1,8to	2,5to	3,5to	4,5to
Gewichte						
zul. Gesamtmasse	m_{Ges}	[kg]	1800	2500	3500	4500
Leergewicht	m_{Leer}	[kg]	1375	2125	2375	
Nutzlast	m_{Nutz}	[kg]	350	650	1300	2050
Achslast vorne	m_{VA}	[kg]	875	1200	1650	1850
Achslast hinten	m_{HA}	[kg]	925	1300	1850	2650
Abmessungen						
Länge	l	[m]	4,1	4,8	5,4	5,8
Breite	b	[m]	1,75	1,85	1,95	1,95
Höhe	h	[m]	1,8	1,95	2,4,0	2,7
Radstand	l_{Rad}	[m]	2,65	3,1	3,5	4,0
Luftwiderstandsbeiwert	c_W	[-]	0,33	0,35	0,37	0,37
Stirnfläche	A_{St}	[m ²]	2,89	3,33	4,39	4,97
Schwerpunkthöhe	h_{Sw}	[m]	0,75	0,8	0,9	0,9
Reifen und Räder						
Reifenbezeichnung			185/60 R15	215/60 R16C	205/65 R16C	195/75 R16
stat. Reifenradius	r_{stat}	[m]	0,272	0,304	0,307	0,320
dyn. Rollumfang	U_{dyn}	[m]	1,803	2,026	2,052,0	2,117
Massenträgheitsmoment je Rad	I_{Rad}	[kgm ²]	1,93	2,19	2,22	2,39
Rollwiderstandsbeiwert	f_R	[-]	0,01	0,01	0,01	0,01

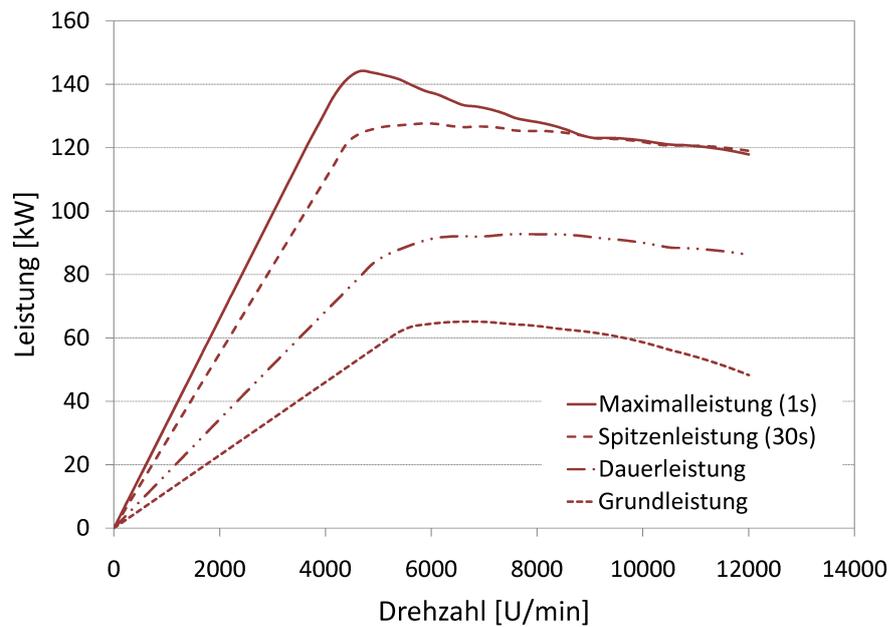
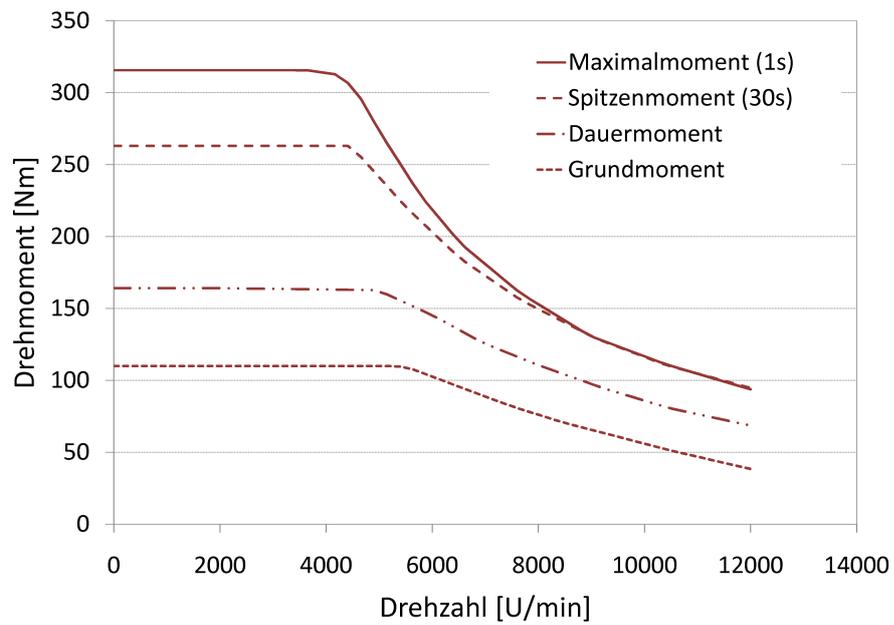
A.3 VW Caddy Maxi Kastenwagen

A.3.1 Fahrzeugdaten

Gewichte			
zul. Gesamtmasse	m_{Ges}	[kg]	2410
Leergewicht	m_{Leer}	[kg]	1543
Nutzlast	m_{Nutz}	[kg]	867
zul. Achslast vorne	m_{VA}	[kg]	1110
zul. Achslast hinten	m_{HA}	[kg]	1300
Abmessungen			
Länge	l	[m]	4,875
Breite	b	[m]	1,794
Höhe	h	[m]	1,841
Radstand	l_{Rad}	[m]	3,002
Luftwiderstandsbeiwert	c_W	[-]	0,35
Stirnfläche	A_{St}	[m ²]	2,8
Reifen und Räder			
Reifenbezeichnung			195/65 R15 91H
stat. Reifenradius	r_{stat}	[m]	0,29
dyn. Rollumfang	U_{dyn}	[m]	1,935
Massenträgheitsmoment je Rad	I_{Rad}	[kgm ²]	2,38

B Motordaten

B.1 Brusa HSM1 10.18.13



B.2 UQM Power Phase 125

