



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Bachelorarbeit

Lucien Schurr

Entwicklung eines elektrischen Antriebskonzeptes für dreirädrige Nutzfahrzeuge

*Fakultät Technik und Informatik
Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau*

*Faculty of Engineering and Computer Science
Department of Automotive and
Aeronautical Engineering*

Lucien Schurr

**Entwicklung eines elektrischen
Antriebskonzeptes für dreirädrige
Nutzfahrzeuge**

Bachelorarbeit eingereicht im Rahmen der Bachelorprüfung

im Studiengang Mechatronik
am Department Fahrzeugtechnik und Flugzeugbau
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

in Zusammenarbeit mit:
Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Fakultät Technik und Informatik
Berliner Tor 21
22415 Hamburg

Erstprüfer/in: Prof. Dr.-Ing. Tankred Müller
Zweitprüfer/in : Prof. Dr. Thomas Veese

Abgabedatum: 07.04.2020

Zusammenfassung

Lucien Schurr

Thema der Bachelorthesis

Entwicklung eines elektrischen Antriebskonzeptes für dreirädrige Nutzfahrzeuge

Stichworte

Nutzfahrzeug, Elektrifizierung, Antriebskonzept, Antriebsstrang, Traktionsantrieb

Kurzzusammenfassung

Der weltweit, stark ansteigende Verkehrssektor und die daraus resultierende Luftverpestung durch die Kraftfahrzeuge, zwingt die Gesellschaft, neue alternative Antriebskonzepte zu entwickeln. Eines dieser Antriebskonzepte ist die volle Elektrifizierung des Antriebsstranges. Die vorhandenen Piaggio Ape Calessino E4 soll diesem Antriebskonzept ausgestattet werden. Der technische Aufbau ist zu Beginn festgehalten und analysiert worden. Bereits mehrere elektrifizierte Fahrzeugmodelle haben sich auf dem deutschen Markt bewährt. Eine Marktanalyse zeigt, dass drei elektrifizierte Fahrzeuge ähnliche Antriebskonzepte und Antriebskomponenten aufweisen. Aus diesem Grund ist es möglich, ohne neue innovative Forschung, das zu entwickelnde Antriebskonzept mit den technischen Merkmalen der vorherigen Marktanalyse auszustatten. Erweitert mit "äthiopischen" Bedingungen, sind technische Anforderungen an ein Traktionsantrieb mit einer Fahrzeuglängssimulation analysiert und in eine Anforderungsliste zusammengefasst worden. Die anschließende Marktanalyse führte zu einem bürstenlosen Synchronmotor der Firma Heinzmann. Dieser Synchronmotor bringt achsparallel das Traktionsmoment auf die Fahrbahn. Das Antriebskonzept ist unter anderem auch bekannt als "Achsparalleles Antriebskonzept".

Lucien Schurr

Title of the paper

Development of an electric drive concept for three-wheel commercial vehicles

Keywords

Commercial vehicle, electrification, drive concept, drive train, traction drive

Abstract

The worldwide, rapidly increasing transport sector and the resulting air pollution from motor vehicles is forcing society to develop new alternative drive concepts. One of these drive concepts is the full electrification of the drive train. The existing Piaggio Ape Calessino E4 is to be equipped with this drive concept. The technical structure was recorded and analyzed at the beginning. Several electrified vehicle models have already proven themselves on the German market. A market analysis shows that three electrified vehicles have similar drive concepts and drive components. For this reason, it is possible to equip the drive concept to be developed with the technical features of the previous market analysis without new innovative research. Expanded with "Ethiopian" conditions, technical requirements for a traction drive with a vehicle longitudinal simulation were analyzed and summarized in a list of requirements. The subsequent market analysis led to a brushless synchronous motor from Heinzmann. This synchronous motor brings the traction torque onto the road parallel to the axis. The drive concept is also known as the "axis-parallel drive concept".

Inhaltsverzeichnis

1	Einführung	6
1.1	Elektrifizierung in der Automobilindustrie	6
1.2	Motivation	7
1.3	Aufgabenstellung	8
1.3.1	Marktrecherche	8
1.3.2	Simulation, Komponenten- und Antriebskonzept	9
2	Analyse der Bestandskomponenten	10
2.1	Fahrzeugaufbau	10
2.2	Antriebs- und Kraftübertragungskomponente	12
2.2.1	Traktionsantrieb	12
2.2.2	Kardanwelle	15
2.2.3	Traktionsräder	16
3	Literaturrecherche	17
3.1	Antriebskonzepte	17
3.1.1	Fazit	18
3.2	Marktrecherche	19
3.2.1	StreetScooter WORK Box	19
3.2.2	Smart EQ fortwo	20
3.2.3	Volkswagen e-up!	21
3.2.4	Fazit	22
3.3	Elektrische Antriebe	24
3.3.1	Grundlage magnetische Felder	25
3.3.2	Gleichstrommaschine (GM)	28
3.3.3	Asynchronmaschine (ASM)	30
3.3.4	Synchronmaschine (SM)	32
3.3.5	Fazit	33
3.4	Energiespeicher	34
3.5	Leistungselektronik	35
4	Physikalische Grundlagen und Kinematik	37
4.1	Rollwiderstand	37
4.2	Luftwiderstand	39
4.3	Steigungswiderstand	40
4.4	Bewegungsgleichung	42
4.5	Leistungsberechnung	43
5	Simulation	45

5.1	Simulationsaufbau	45
5.1.1	Fahrprofil.....	46
5.1.2	Fahrermodell.....	47
5.1.3	Verlustmodell	48
5.1.4	Fahrzeugmodell	49
5.1.5	Leistungsmodell.....	50
5.2	Parametrisierung	51
5.2.1	Fahrzeug.....	52
5.2.2	Fahrzyklus 1 – Konstante Fahrt.....	53
5.2.3	Fahrzyklus 2 – Konstante Bergfahrt	54
5.2.4	Fahrzyklus 3 – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15).....	56
5.2.5	Fahrzyklus 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus	58
5.3	Simulationsergebnisse	60
5.3.1	Simulation 1 – Konstante Fahrt	61
5.3.2	Simulation 2 – Konstante Bergfahrt.....	62
5.3.3	Simulation 3 – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)	63
5.3.4	Simulation 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus.....	65
5.4	Anforderungsdiskussion	67
5.4.1	Gegenüberstellung Simulationsergebnisse.....	67
5.4.2	Analyse Lastmerkmale	68
5.4.3	Anforderungsliste.....	71
6	Traktionsantrieb	72
6.1	Idee	72
6.2	Traktionsmotor	75
7	Zusammenfassung.....	77
8	Weiteres Vorgehen / Zukunftsausblick	79
	Literaturverzeichnis	80
	Abbildungsverzeichnis	82
	Tabellenverzeichnis	84
	Formelverzeichnis	85
	Anhang	86

1 Einführung

1.1 Elektrifizierung in der Automobilindustrie

Kaum eine andere Branche entwickelt sich so exponentiell und bietet so hochwertige, innovative Forschung und Entwicklungen, wie die Automobilbranche.

Stellt man sich die staatliche- und firmeneigene Investition großer Automobilhersteller vor, so wäre diese schlichtweg nicht ausdrucksstark genug, wie die deutlich, spürbare verkehrsbedingte Luftverpestung durch Luftschadstoffe, wie Stickstoffdioxid, in Großstädten.

In unserer vernetzten und innovationsstarken Gesellschaft ist die Mobilität unabdingbar und macht sich in einigen Verkehrssektoren deutlich bemerkbar. Betrachtet man die Fahrleistung, der gefahrenen Gesamtstrecke innerhalb eines Jahres, im Personen- und Güterverkehr in Deutschland von 1991 bis 2017 ist diese um ca. 32 % gestiegen [Umweltbundesamt 2019].

Um den dominierenden Platz der Verbrennungskraftmaschine transparenter zu machen, kommt die Ölpreisentwicklung der vergangenen Jahrzehnte hinzu, die diese Antriebsart immer noch akzeptabel gestaltet und somit den Einsatz der Verbrennungskraftmaschine als führendes Antriebssystem platziert. Um weitestgehend Ressourcenknappheit vorzubeugen, werden durch Forschung und Einsatz komplexer elektronischer- und mechatronischer Systeme die heutigen Verbrennungskraftmaschinen modifiziert, sodass daraus hochkomplexe Leistungsmaschinen mit geringem Verbrauch werden. Um eine weitere Reduzierung in jeglicher Hinsicht zu gewährleisten, stoßen die Entwickler an physikalische Grenzen, sodass andere Fahrzeugkonzepte erprobt und entwickelt werden müssen. Eines von vielen alternativen Antriebskonzepten ist die Elektrifizierung des Antriebsstranges die mit erneuerbarer Energie ein hocheffizientes Antriebskonzept darstellt. Dabei ist der hohe Wirkungsgrad, die kompakte Bauweise der Antriebsmaschine und die Möglichkeit mit erneuerbarer Energie zu fahren, ein deutlicher Zuspruch. Eine neue Idee ist die Elektrifizierung nicht. Schon im Jahr 1888, nach dem Erstem Auto von Carl Benz, wurde das erste Patent für ein Elektroauto angemeldet [Wikipedia 2020]. Versucht man den Grund herauszufinden, wieso heutzutage die Elektrofahrzeuge auf dem Markt nicht dominieren, so stößt man auf bekannte Grenzen, wie die geringe Reichweite durch kleine Energiedichten von Energiespeichern, gegenüber den fossilen Brennstoffen. Die aktuellen Forschungen darüber, höhere Energiedichte Energiespeicher oder hocheffiziente Rekuperation (Rückladung) zu finden und zu entwickeln, macht dieses Antriebskonzept deutlich realistischer, jedoch noch nicht zur dominierenden Antriebsart. Weitergehende Forschung und Entwicklung könnten jedoch zur exponentiellen Ausbreitung der elektrischen Antriebsart führen.

1.2 Motivation

Die Altstadt Harar in Äthiopien, UNESCO-Weltkulturerbe Stadt im Nordosten Afrikas (siehe **Abbildung 1**), liegt 1885 Meter ü.d.M. und umfasst 133 000 Einwohner [Wikipedia 2016].



Abbildung 1: Ansicht Google Maps Harar, Äthiopien [1]

Die Mobilität in Harar steigt exponentiell und führt dazu, dass das motorisierte Fahrzeug zum alltäglichen Gebrauchsgegenstand und zum Symbol von Wohlstand beiträgt. Untersucht man die Umstände, so spielt Harar eine Schlüsselrolle im Handel, wird jedoch von engen Gassen, schlechter Straßeninfrastruktur und hohen Straßensteigungen geprägt, woraufhin immer häufiger auf das Beförderungsmittel einer Piaggio Ape zugegriffen wird. Mit einem technisch zulässigen Gesamtgewicht von 645 kg ist dieses motorisierte Gefährt ein dominierendes Personen- und Lastenbeförderungsmittel, sodass diese auch als Taxi oder als Kleinlaster häufig verwendet und zugelassen werden. Betrachtet man die durchschnittliche, täglich einfallende Kurzwellen-Solarenergie in Harar, welche eine Elektrifizierung der Automobilität fördert, beträgt diese in den hellsten Jahreszeiten vom Februar bis zum März täglich über 7.5 Kilowattstunden pro Quadratmeter, fällt im Jahr allerdings nicht unter 5,3 Kilowattstunden. Im Vergleich dazu, ist in Hamburg am hellsten Tag eine durchschnittliche Leistung von 6,2 Kilowattstunden zu erwarten, die minimale Kurzwellenenergie pro Quadratmeter liegt bei 0,5 Kilowattstunden [Weather Spark 2019]. Dominiert eine Elektrifizierung in Harar, so können die Personen- und Lastenbeförderungsmittel mit erneuerbarer Energie betrieben werden.

1.3 Aufgabenstellung

Eine vorhandene Piaggio Ape Calessino E4 (siehe **Abbildung 2**) ist mit einem Heckantrieb, Einzylinder-4-Takt-Dreiventilmotor mit elektronischer Einspritzung, ausgestattet. Die aufgebrauchte Motorleistung treibt dabei über die Kupplung, Getriebe- und Differenzialgruppe und über die Steckachse die Traktionsräder an.



Abbildung 2: Ansicht Piaggio Ape Calessino E4 [2]

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt darin, dass Personen- und Lastenbeförderungsfahrzeug mit einem geeigneten, elektrischen Antriebskonzept auszustatten, welches den technischen und geografischen Anforderungen in Harar und der derzeitigen Verbrennungskraftmaschine entspricht. Darüber hinaus ist das Erstellen einer einfachen Simulation zur Findung von spezifischen Anforderungen, wie minimale und maximale Leistungsanforderungen, an das Antriebssystem inkludiert.

1.3.1 Marktrecherche

Zu Beginn ist eine Bestandsanalyse an der vorhandenen Piaggio Ape Calessino E4 durchzuführen, aus der hervorgeht, was für Komponenten verbaut sind und welche für ein neues Antriebskonzept wiederverwendet werden können. Darüber hinaus soll grob der derzeitige Stand von elektrischen Antriebskonzepten bei aktuell auf dem Markt befindlichen Modellen festgehalten werden, wodurch im späteren Verlauf ein geeignetes Antriebskonzept leichter gefunden wird. Es werden dabei bestimmte Anforderungsbereiche und Antriebsspezifikationen, wie zum Beispiel Leistungs- und Motoranforderungen, sowie Antriebstopologien und Motortypen herausstechen.

1.3.2 Simulation, Komponenten- und Antriebskonzept

In diesem Schritt wird eine einfache, mechanische und elektrische Simulation in MATLAB/Simulink erstellt. Anhand der Lastvorgaben vom „Neuer Europäischer Fahrzyklus“ (NEFZ) sollen die „Last Extrema“ geprüft werden, die zusätzlich den Anforderungen in Harar entsprechen. Der Fokus soll dabei auf dem Höhenprofil von Harar liegen, dass eine Überwindung einer maximalen Straßensteigung von 13 % vorgibt. Die Auswertung der Simulation, die Parameter, werden dabei in einer Anforderungsliste zusammengefasst. Zuletzt soll ein geeignetes Antriebskonzept aufgestellt werden, welches den Parametern der Simulationsergebnisse und der des Platzes in der Piaggio Ape Calessino E4 entspricht. Die Komponenten des geeigneten Antriebskonzeptes (elektrischer Traktionsmotor mit/ohne Getriebe) sollen bestellbar sein.

Die durchgeführte Vorgehensweise in dieser Arbeit ist mit der **Abbildung 3** visualisiert.

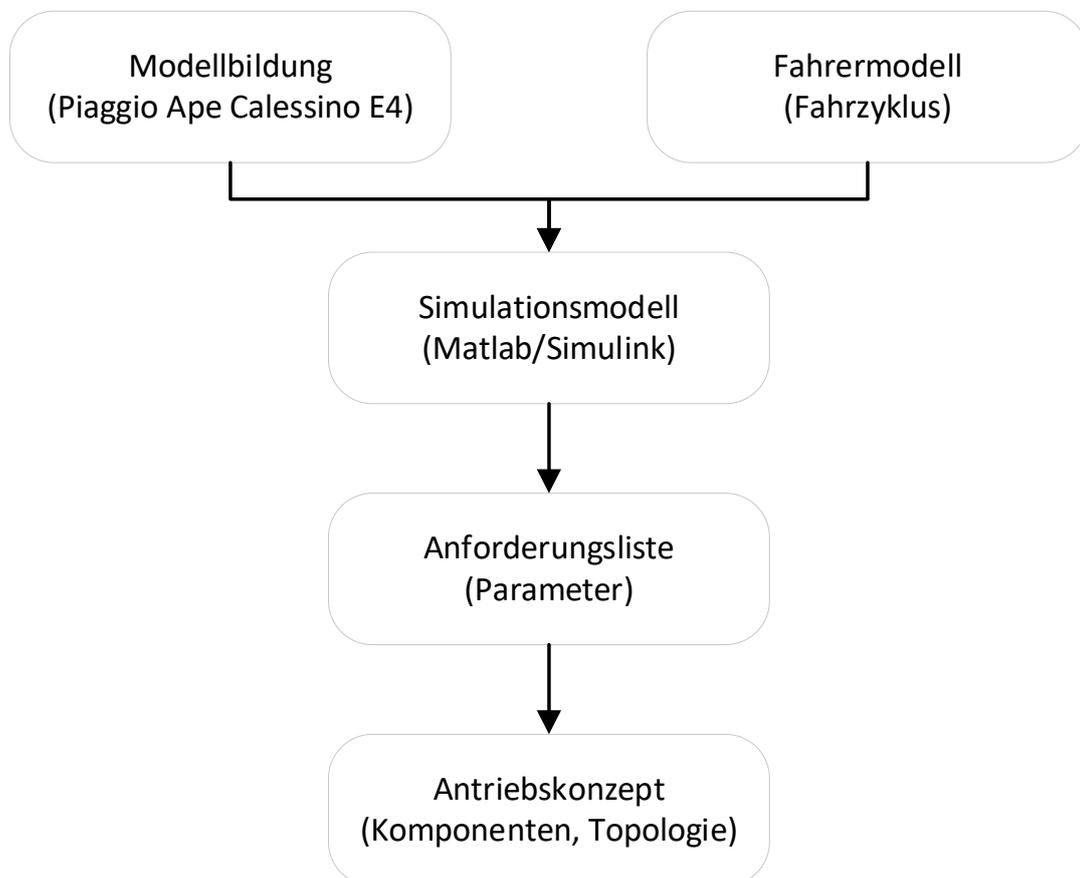


Abbildung 3: Ablaufdiagramm Simulation, Komponenten- und Antriebskonzept

2 Analyse der Bestandskomponenten

2.1 Fahrzeugaufbau

Grundlage dieser Arbeit ist das fahrbereite Modell: Ape Calessino E4 von dem italienischen Hersteller Piaggio, siehe nachfolgende **Abbildung 4**. Das Nutzfahrzeug ist ein heckangetriebenes, dreirädriges Personenbeförderungsfahrzeug mit einer Höchstgeschwindigkeit von 61 Kilometer pro Stunde und hat folgenden Fahrzeugabmessungen:

Länge (A):	2820 mm
Breite (B):	1370 mm
Höhe (C):	1780 mm
Radstand (D):	1920 mm
Spurweite hinten (E):	1140 mm



Abbildung 4: Piaggio Ape Calessino Abmessungen

Das Modell ist für eine maximale Nutzlast von 175 Kilogramm ausgelegt, sodass zusätzlich zu einem Fahrer, zwei weitere Personen, mit einem Körpergewicht von bis zu 87,5 Kilogramm ($\pm 3\%$), im hinteren Bereich der Piaggio Platz finden (siehe **Abbildung 4**). Zusammengefasst, können drei unterschiedliche zugelassene Benutzungsklassen auftreten:

Nutzklasse 1:	Fahrbereites Fahrzeug	395 kg
Nutzklasse 2:	Fahrbereites Fahrzeug mit Fahrer	470 kg
Nutzklasse 3:	Technisch zulässiges Gesamtgewicht	645 kg

Zum Führen des Fahrzeuges, hat der Fahrer die Möglichkeit das Fahrzeug über die im Cockpit vorhandenen Komponenten zu steuern. Dabei ist das mittig im Cockpit angeordnete Lenkrohr für die Lenkung und Ansteuerung des Motors und Getriebes zuständig (siehe **Abbildung 5**). Der Vollständigkeit halber sind alle weiteren Komponenten, die in der **Abbildung 5** markiert sind, in der nachfolgenden **Tabelle 1** aufgelistet.

Tabelle 1: Komponentenauflistung Cockpit

A	Gasgriff
B	Bedienelemente am Lenker
C	Bremspedal
D	Bremsflüssigkeitsbehälter
E	Zündschloss
F	Rückwärtsganghebel
G	Handbremshebel
H	Schaltgriff
I	Schalter Scheibenwischer
J	Schalter Warnblinkanlage
K	Kupplungshebel
L	12V-Buchse
M	Armaturenbrett
N	Ablagefach



Abbildung 5: Armaturenbrett Piaggio Calessino E4

2.2 Antriebs- und Kraftübertragungskomponente

Die einzelnen Antriebs- und Kraftübertragungskomponenten befinden sich im Heckbereich der Piaggio Ape Calessino E4. Um auf einige dieser Komponenten zuzugreifen, können die im Heck befindlichen Inspektionsklappen geöffnet werden. Die Inspektionsklappen lassen sich dabei wie folgt in ein paar Schritten öffnen:

Hintere Motorinspektionsklappe:

- 1: Druckknöpfe des Verdecks ablösen
- 2: Schloss entfernen
- 3: Mutter unterm Schloss entfernen
- 4: Hintere Inspektionsklappe umklappen

Waagerechte Motorinspektionsklappe:

- 1: Druckknöpfe des Verdecks ablösen
- 2: Scharniere des Verdecks öffnen
- 3: Gepäckträger entfernen
- 4: Vier Befestigungsschrauben entfernen
- 5: Obere Inspektionsklappe aufklappen

2.2.1 Traktionsantrieb

Der in der **Abbildung 6** abgebildete Traktionsmotor der Piaggio Ape Calessino ist ein Einzylinder-4-Takt-Dreiventilmotor mit einer elektronischen Einspritzung.

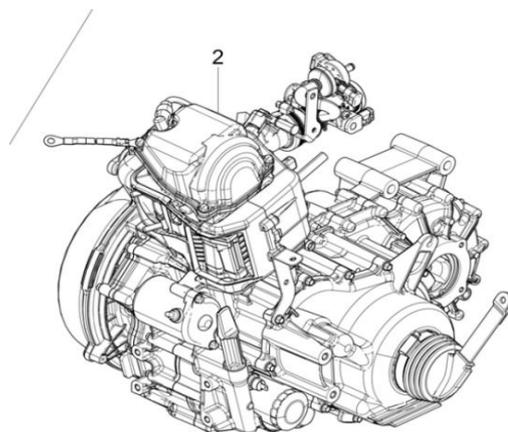


Abbildung 6: Traktionsantrieb Calessino E4 Ansicht Oben [3]

Es handelt sich hierbei um ein 197 Kubikzentimeter großen luftgekühlten, benzinbetriebenen Traktionsmotor. Allgemein kumuliert bezeichnet, beinhaltet der Traktionsantrieb die Komponenten des Traktionsmotors, -getriebes, -differenzials. Dieser kommt auf ein Gesamtgewicht von etwa 100 Kilogramm. Mit seinen gemessenen Abmessungen von 450x500x480 mm (HxBxL), ist dieser klein und kompakt. Der Traktionsantrieb ist dabei über vier Punkte an der Fahrzeugkarosserie fixiert, siehe nachfolgende **Abbildung 7**.

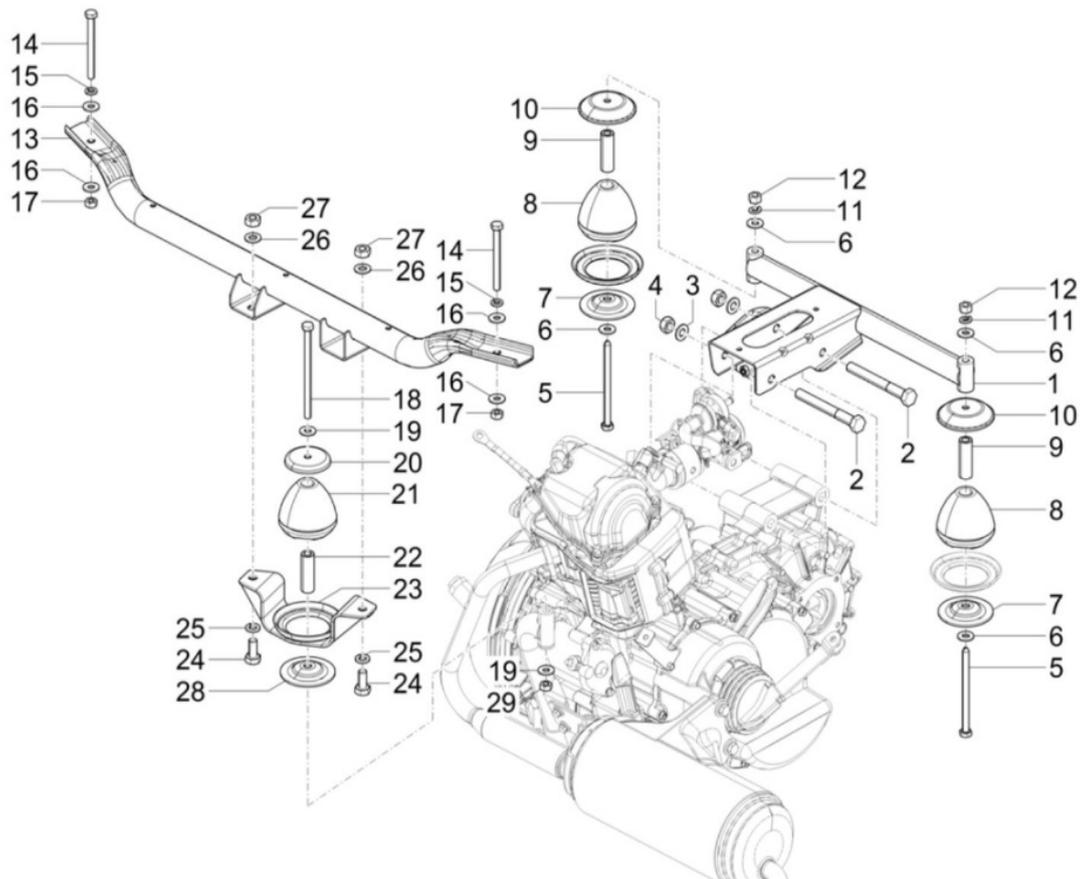


Abbildung 7: Motorhalterungen Piaggio Ape Calessino [3]

Die maximale Traktionsleistung von 6,5 Kilowatt entfaltet der Traktionsmotor bei einer Drehzahl von 4750 Umdrehung pro Minute, dabei sorgt der im hinteren Bereich fixierte 7,5 Liter große Kraftstofftank für eine durchgängige Kraftstoffversorgung. Das maximal mögliche Drehmoment von 14,6 Newtonmeter ist im Bereich zwischen 2250 und 2500 Umdrehung pro Minute abrufbar.

Um das geforderte Drehmoment bereitzustellen, ist an dem Traktionsmotor das ständig greifende 4-Gang-Traktionsgetriebe und die im Traktionsgetriebe befindliche Differenzialgruppe mit ihren folgenden Übersetzungsverhältnissen angeflanscht:

- 1. Gang: 1/25,3
- 2. Gang: 1/15
- 3. Gang: 1/9,2
- 4. Gang: 1/6,1
- R. Gang: 1/30,2

Für den nötigen Kraftschluss sorgt dabei eine Einscheibenkupplung zwischen Traktionsmotor und -getriebe. Für eine Traktionskraftunterbrechung ist das Kupplungshebelwerk mit einem Seilzug, am links befindlichen Hebel, am Lenkrohr verbunden. Zusammengefasste und noch nicht erwähnte informative, technische Details befinden sich in der nachfolgenden **Tabelle 2**.

Tabelle 2: Technische Angaben Traktionsantriebskomponenten [2]

Kühlung	Gebläse-Luftkühlung
Bohrung	62,6 mm
Hub	64 mm
Hubraum	197 cm ³
Verdichtungsverhältnis	9,5:1
Maximale deklarierte Leistung ($\pm 5\%$)	6,5 kW bei 4750 U/min
Maximales deklariertes Drehmoment ($\pm 5\%$)	14,6 Nm bei 2250-2500 U/min
Kraftstoff	Benzin
Leerlaufdrehzahl	1200 \pm 50 U/min
Batterie	12V - 35 Ah
Übersetzungsverhältnis	1. Gang: 1/25,3 2. Gang: 1/15 3. Gang: 1/9,2 4. Gang: 1/6,1 R. Gang: 1/30,2
Kraftstofftank	7,5 l (Reserve 1,6l)
Gewicht Traktionsantrieb [4]	100 kg

2.2.2 Kardanwelle

Die Piaggio Ape Calessino E4 verfügt über eine achsparallele Antriebslösung, siehe nachfolgende **Abbildung 8**. Diese Antriebslösung von Piaggio ermöglicht das beidseitige, von der Differential Gruppe, nach außen geführte Traktionsmoment parallel zum Traktionsmotor abzugreifen. Dabei sind die gemessenen Steckwellen, mit einem Wellendurchmesser von 20 mm und einer Länge von 290 mm (Steckwelle links 270 mm), über die Zapfwellenblöcke mit dem Differentialgetriebe fest verbunden. Die auf den anderen Seiten befindlichen Gelenkverbindungsnahten (Position o. r. in **Abbildung 8**) sind dabei an elastischen Kupplungen an der Hinterradachse befestigt und ermöglichen den schwingungsdämpfenden Kraftschluss zwischen Traktionsantrieb und Traktionsrad.

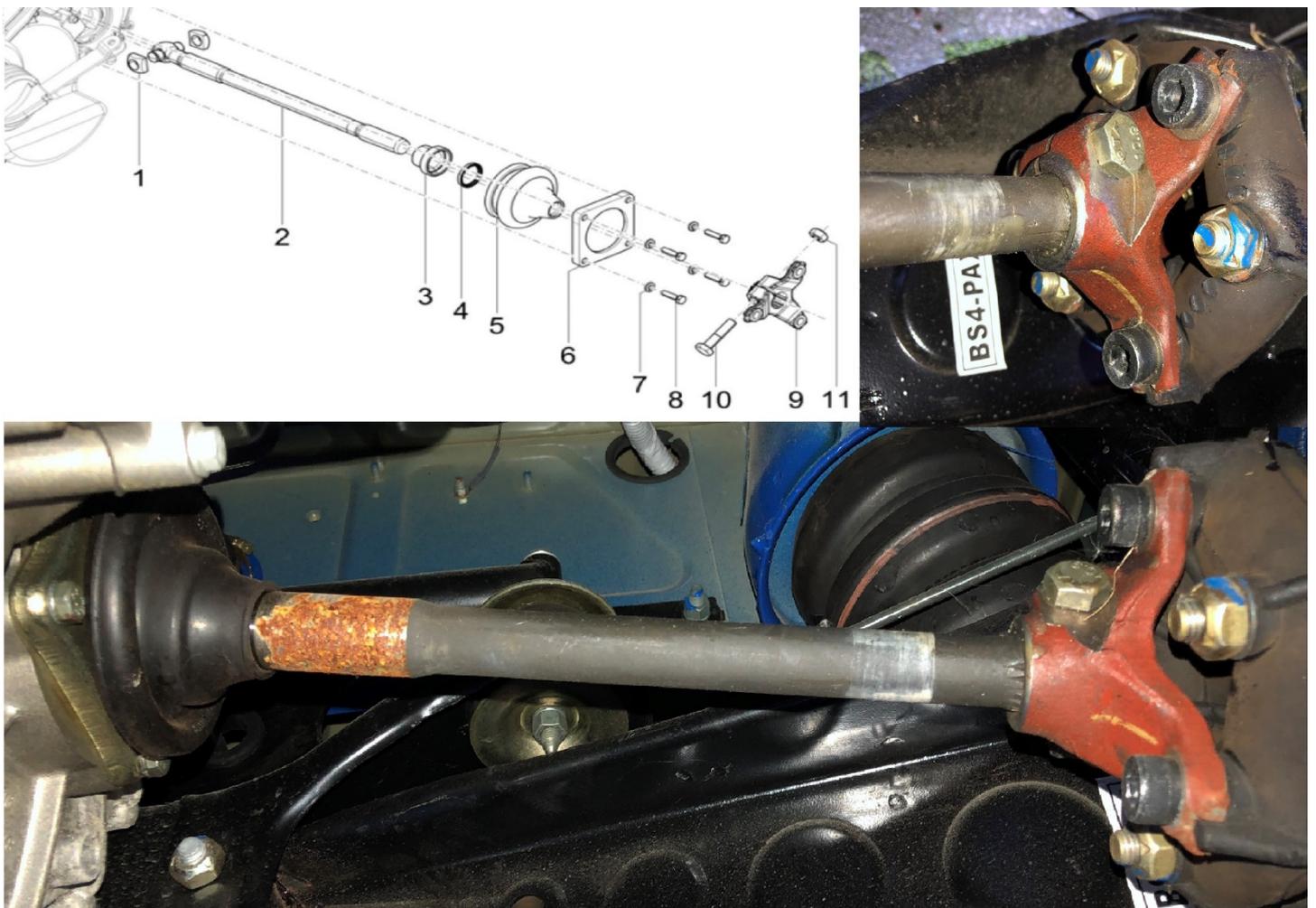


Abbildung 8: Kardanwelle Piaggio Ape Calessino [3]

2.2.3 Traktionsräder

Die Piaggio Ape Calessino E4 ist mit zweiteiligen 8 Zoll (0,2 Meter) Radfelgen aus Pressblech (siehe **Abbildung 9**) ausgestattet. Die zugehörigen Reifen vom Typ „4.00 – 8 4PR 70F“, haben dabei einen Reifendurchmesser von 410 mm, eine Profillaufhöhe von 75 mm und sind im Inneren mit einem Luftschlauch bestückt. Die abgeschätzten 12 Kilogramm schweren Traktionsräder sind dabei auf die vier vorhandenen M10 Schraubbolzen, der jeweiligen Bremstrommel, am Fahrzeug fixiert und mit M10 Muttern kraftschlüssig verbunden.



Abbildung 9: Traktionsrad Piaggio Ape Calessino [3]

3 Literaturrecherche

Um ein geeignetes, elektrisches Antriebskonzept für die Piaggio Ape zu entwickeln, wird die Top-Down-Strategie gewählt.

In dieser Literaturrecherche sind die technischen Grundlagen festgehalten, sodass im darauffolgenden Abschnitt, die Fahrzeuglängsdynamik der Piaggio Ape Calessino E4 mit MATLAB und Simulink simuliert werden kann.

3.1 Antriebskonzepte

Wird ein Fahrzeug als Elektrofahrzeug bezeichnet, kann dieses teilweise oder komplett durch einen elektrischen Traktionsantrieb angetrieben werden. Darunter versteht man die Wasserstofffahrzeuge (FCEV), Plug-in-Hybride (PHEV), Range Extender (REEV) und zuletzt das rein batterieelektrisch angetriebene Fahrzeug (BEV). In der nachfolgenden **Abbildung 10** ist der Plug-in-Hybride abgebildet, u. a. auch in dieser Topologie unter Vollhybride bekannt.

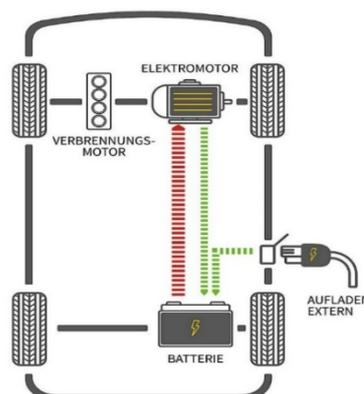


Abbildung 10: Plug-in-Hybrid Antriebskonzept [5]

Dieses Antriebskonzept besitzt einen größeren Akkumulator, der extern über einen Ladestecker geladen werden kann. Je nach Größe des Akkumulators ist der Plug-in-Hybride in der Lage, seinen elektrischen Aktionsradius, also die fahrbare, rein elektrische Fahrdistanz, zu erweitern. Ein typischer Maßstab für das rein elektrische Fahren bei den Plug-in-Hybriden ist die Pendlerstrecke, im Durchschnitt liegt diese bei 40 Kilometer [dena 2020].

Betrachtet man die Bauteile, die für diese Art von Fahrzeugen zusätzlich zur herkömmlichen Antriebsart benötigt werden, so ist mit einer Fahrzeuggewichtszunahme von etwa 300 Kilogramm zu rechnen (Mittelklassefahrzeug). Diese Topologie ist dabei weiterhin, unter anderem abhängig von den fossilen Brennstoffen.

Wird bei dem oben in der **Abbildung 10** Plug-In-Hybrid, die Verbrennungskraftmaschine durch eine starre Verbindung zum Antriebsrad und der Akkumulator durch einen mit höherer Speicherkapazität ersetzt, so ist die Rede von einem rein elektrisch angetriebenen Fahrzeug (**Battery Electric Vehicle – BEV**), welches die nachfolgende **Abbildung 11** zeigt.

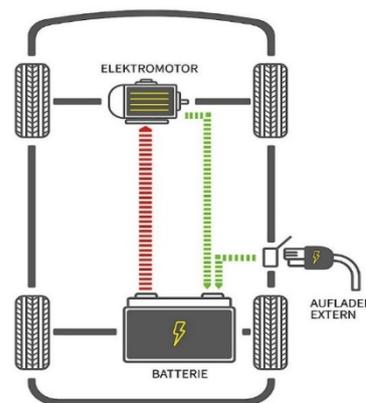


Abbildung 11: Battery Electric Vehicle Antriebskonzept [5]

Resultierend aus der Größe des Akkumulators, kann mit dieser Antriebstopologie ein hoher rein elektrischer Aktionsradius von bis zu 600 Kilometern erreicht werden. Die daraus resultierende Gewichtsdivergenz zum Plug-In-Hybriden wird durch das Entfernen der Verbrennungskraftmaschine nahezu ausgeglichen. Durch die Rekuperation und die Möglichkeit der kurzzeitigen Überlastung des Antriebsaggregats, bei einem gleichzeitig, deutlich größerem Gesamtwirkungsgrades, wird das rein elektrische Fahren interessant.

Entgegen vieler Vorurteile kann schon heute ein rein elektrisch angetriebenes Fahrzeug sauberer sein als konventionell angetriebene Fahrzeuge. Das lokal emissionsfreie, elektrische Fahren ist im Gegensatz zu konventionell angetriebenen Fahrzeugen mit lokalen Emissionen für die Umweltauswirkungen an vielen Standorten ausschlaggebend (Feinstaub oder Ozonvorläufer-substanzen). Untersucht man den Break-Even-Point bei den rein elektrisch angetriebenen Fahrzeugen, die mit Ökostrom geladen werden, so erreichen die Fahrzeuge diesen Punkt bei einer angenommenen Fahrzeugnutzungsdauer von 12 Jahren und einer Jahreslaufleistung von 5000 bis 10000 Kilometern – also einer täglichen Fahrstrecke von rund 15 bis 30 Kilometern [ifeu 2020].

3.1.1 Fazit

Das Antriebskonzept des Plug-In-Hybriden **Abbildung 10**, ist aufgrund der Gewichtszunahme, nicht für die Piaggio Ape Calessino mit Ihrer geringen Nutzlast von 175 Kilogramm ($\pm 3\%$) geeignet.

Angenommen wird in diesem Abschnitt der Arbeit, dass wenn anstelle des vorhandenen Einzylinder-4-Takt-Dreiventilmotors, ein elektrischer Traktionsmotor und die dazugehörigen Komponenten verbaut werden, sich die Nutzlast zum ursprünglichen Modell nur gering verändert.

3.2 Marktrecherche

Um zusätzlich die im Hauptteil durchgeführte Simulation und deren Ergebnisse nachvollziehen zu können, ist es dringend notwendig, eine Marktrecherche durchzuführen. Anhand dieser Marktrecherche werden drei unterschiedlich voll elektrifizierte Modelle, die sich derzeit auf dem Markt befinden, analysiert. Der Fokus ist dabei auf die motorspezifischen Kennwerte gelegt.

3.2.1 StreetScooter WORK Box

Die nachfolgende **Abbildung 12** zeigt den StreetScooter WORK Box von der Firma StreetScooter GmbH.

Dieses Fahrzeug wird mit einem permanent erregten Synchronmotor auf seine Höchstgeschwindigkeit von 85 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Dabei ist der Traktionsmotor im vorderen Bereich des Fahrzeuges montiert und treibt über das 1-Gang Festgetriebe die 15 Zoll (0,38 Meter)



Abbildung 12: StreetScooter WORK Box [31]

Traktionsräder mit einem maximalen, am Traktionsmotor aufgebrauchten Drehmoment, von 200 Newtonmeter, an. Die maximale Leistung von 48 Kilowatt zieht der permanent erregte Synchronmotor über das verbaute Lithium-Ionen-Energiespeichersystem. Die mögliche Reichweite mit einem verbauten 20 Kilowattstunden Akkumulator beträgt nach dem neuen europäischen Fahrzyklus 113 Kilometer. Die Nutzlast des StreetScooter WORK Box ist mit 720 Kilogramm angegeben, sodass sein Gesamtgewicht bei 2180 Kilogramm liegt. Um den StreetScooter WORK Box käuflich zu erwerben, ist mit 42 000 Euro zu rechnen.

Weitere Einzelheiten befinden sich in der nachfolgenden **Tabelle 3**.

Tabelle 3: Kennwerte StreetScooter WORK Box [6]

Fahrzeugmodelle (BEV)	StreetScooter WORK Box
Getriebe	1-Gang
Motorleistung (Dauer/Spitzen) [kW]	39/48
Drehmoment (Dauer/Spitzen) [Nm]	160/200
Batteriegröße/Spannung [kWh/V]	20..40/--
Reichweite nach NEFZ [km]	101..205
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	85
Abmessung (LxBxH) [m]	4,71x2,08x2,03
Nutzlast [kg]	720
Leergewicht [kg]	1460
NEFZ Verbrauch pro 100 km [kWh]	--
Antriebstopologie	Front
Motortyp	PSM
Kaufpreis ab [€]	42 000
Beschleunigung (0 auf 100 km/h) [s]	--
Reifengröße [vorne/hinten]	195/65 R15 91L
Batteriegewicht/Batteriesystem [kg/]	--/Lithium-Ionen

3.2.2 Smart EQ fortwo

Da sich heutzutage einige Shareplattformen durchgesetzt haben, ist in der nachfolgenden **Abbildung 13** ein Smart EQ fortwo von der Firma Daimler AG dargestellt.

Der Smart EQ fortwo ist ein typischer Kleinwagen, der für den Stadtverkehr von großen Städten konzipiert wurde.

Der permanent erregte Synchronmotor an der Hinterachse ermöglicht dem Smart eine deutlich höhere Höchstgeschwindigkeit von 130 Kilometer pro Stunde, wobei der Smart innerhalb von 11,6 Sekunden von 0 auf 100 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Der Traktionsmotor treibt dabei über das 1-Gang Festgetriebe die 15 Zoll (0,38 Meter) Traktionsräder mit einem maximalen, am Traktionsmotor



Abbildung 13: Smart EQ fortwo [32]

aufgebrachten Drehmoment von 160 Newtonmeter an. Das Nenndrehmoment bei diesem Kleinwagen liegt im Bereich von 130 Newtonmeter bei einer Nennmotorleistung von 41 Kilowatt. Die maximal mögliche Leistung von 60 Kilowatt zieht der permanent erregte Synchronmotor über das verbaute 391 Volt Lithium-Ionen-Energiespeichersystem. Die mögliche Reichweite mit einem 17,6 Kilowattstunden starken und 180 Kilogramm schweren Akkumulator, nach dem neuen europäischen Fahrzyklus, liegt bei 160 Kilometer.

Die Nutzlast des Smart EQ fortwo ist mit 225 Kilogramm angegeben, sodass im Allgemeinen sein Gesamtgewicht bei 1310 Kilogramm liegt. Um den Smart EQ fortwo käuflich zu erwerben, ist mit 21 900 Euro zu rechnen.

Weitere Einzelheiten befinden sich in der nachfolgenden **Tabelle 4**.

Tabelle 4: Kennwerte Smart EQ fortwo [7]

Fahrzeugmodelle (BEV)	Smart EQ fortwo
Getriebe	1-Gang
Motorleistung (Dauer/Spitzen) [kW]	41/60
Drehmoment (Dauer/Spitzen) [Nm]	130/160
Batteriegröße/Spannung [kWh/V]	17,6/391
Reichweite nach NEFZ [km]	160
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	130
Abmessung (LxBxH) [m]	2,65x1,66x1,55
Nutzlast [kg]	215
Leergewicht [kg]	1095
NEFZ Verbrauch pro 100 km [kWh]	12,9
Antriebstopologie	Heck
Motortyp	PSM
Kaufpreis ab [€]	21 900
Beschleunigung (0 auf 100 km/h) [s]	11,6
Reifengröße [vorne/hinten]	165/65R15 185/60R15
Batteriegewicht/Batteriesystem [kg/]	180/Lithium-Ionen

3.2.3 Volkswagen e-up!

Im Vergleich zum vorigen Smart EQ fortwo ist in der nachfolgenden **Abbildung 14** der neue e-up! mit einem Facelift aus dem Jahr 2020 von der Firma Volkswagen AG zu sehen.

Der neue e-up! (2020) ist ähnlich wie das vorige Beispiel ein praktisches Stadtauto. Auch dieser wird mit einem permanent erregten Synchronmotor auf seine Höchstgeschwindigkeit von 130 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Der Traktionsmotor ist dabei im vorderen Bereich des Fahrzeuges montiert und treibt über das 1-Gang Festgetriebe die ebenfalls 15 Zoll (0,38 Meter) Traktionsräder mit einem maximalen am Traktionsmotor aufgebrauchten Drehmoment von 212 Newtonmeter an.



Abbildung 14: Volkswagen e-up! [8]

Die Motorleistung von 61 Kilowatt zieht der permanent erregte Synchronmotor kurzzeitig über das verbaute Lithium-Ionen-Energiespeichersystem. Die mögliche Reichweite mit einem verbauten 32,3 Kilowattstunden starken und einem 230 Kilogramm schweren Akkumulator, beträgt nach dem neuen europäischen Fahrzyklus, 260 Kilometer.

Die Nutzlast des Volkswagen e-up! ist mit 370 Kilogramm angegeben, sodass sein Gesamtgewicht bei 1605 Kilogramm liegt. Bei der Beschleunigung spielt dabei die Gewichtszunahme zum Vergleich des vorigen Beispiels kaum eine Rolle. Er beschleunigt von 0 auf 100 Kilometer pro Stunde trotzdem nahezu gleich schnell in 11,9 Sekunden auf 100 Kilometer pro Stunde. Um den Volkswagen e-up! käuflich zu erwerben, ist mit dem Startpreis von 21 900 Euro zu rechnen.

Weitere Einzelheiten befinden sich in der nachfolgenden **Tabelle 5**.

Tabelle 5: Kennwerte Volkswagen e-up! [8]

Fahrzeugmodelle (BEV)	Volkswagen e-up!
Getriebe	1-Gang
Motorleistung (Dauer/Spitzen) [kW]	--/61
Drehmoment (Dauer/Spitzen) [Nm]	--/212
Batteriegröße/Spannung [kWh/V]	32,3/210-357
Reichweite nach NEFZ [km]	260
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	130
Abmessung (LxBxH) [m]	3,6x1,65x1,5
Nutzlast [kg]	370
Leergewicht [kg]	1235
NEFZ Verbrauch pro 100 km [kWh]	12,7
Antriebsstopologie	Front
Motortyp	PSM
Kaufpreis ab [€]	21 900
Beschleunigung (0 auf 100 km/h) [s]	11,9
Reifengröße [vorne/hinten]	165/65R15
Batteriegewicht/Batteriesystem [kg/]	230/Lithium-Ionen

3.2.4 Fazit

Um einige Anforderungen vorab festzulegen, ist der Vergleich der vorher aufgezählten Modelle untereinander notwendig. Hierzu ist in der nachfolgenden **Tabelle 6**, die Gesamtübersicht mit allen verfügbaren Kennwerten der drei Fahrzeugmodelle aufgelistet.

Tabelle 6: Gesamtübersicht Kennwerte Marktrecherche

Fahrzeugmodelle (BEV)	StreetScooter WORK Box	Smart EQ fortwo	VW e-up
Getriebe	1-Gang	1-Gang	1-Gang
Motorleistung (Dauer/Spitzen) [kW]	39/48	41/60	--/61
Drehmoment (Dauer/Spitzen) [Nm]	160/200	130/160	--/212
Batteriegröße/Spannung [kWh/V]	20..40/--	17,6/391	32,3/210-357
Reichweite nach NEFZ [km]	101..205	160	180-260
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	85	130	130
Abmessung (LxBxH) [m]	4,71x2,08x2,03	2,65x1,66x1,55	3,6x1,65x1,5
Nutzlast [kg]	720	215	370
Leergewicht [kg]	1460	1095	1235
NEFZ Verbrauch pro 100 km [kWh]	--	12,9	12,7
Antriebsstopologie	Front	Heck	Front
Motortyp	PSM	PSM	PSM
Kaufpreis ab [€]	42 000	21 900	21 900
Beschleunigung (0 auf 100 km/h) [s]	--	11,6	11,9
Reifengröße [vorne;hinten]	195/65 R15 91L	165/65R15 ; 185/60R15	165/65R15
Batteriegewicht/Batteriesystem [kg/]	--/Lithium-Ionen	180/Lithium-Ionen	230/Lithium-Ionen

Anhand der **Tabelle 6**, kristallisieren sich damit bestimmte Anforderungsbereiche heraus. Vergleicht man die drei Fahrzeugmodelle nebeneinander, so fällt auf, dass diese sich in einigen Bereichen ähneln oder gleich sind.

Diese übereinstimmenden und sich überschneidenden Positionen sind in der nachfolgenden **Tabelle 7** aufgelistet.

Da die Piaggio Ape Calessino im Vergleich ein leichteres Nutzfahrzeug ist, sind nur Annahmen zutreffend. Weitere spezifische Kennwerte, die aus dem vorherigen Abschnitt „Analyse der Bestandskomponenten“ bekannt sind, wurden ergänzt.

Tabelle 7: Erste Anforderungsbereiche (Vorauswahl)

Fahrzeugmodelle (BEV)	Piaggio Ape Calessino
Getriebe	1-Gang
Motorleistung (Dauer/Spitzen) [kW]	<39
Drehmoment (Dauer/Spitzen) [Nm]	<130
Batteriegröße/Spannung [kWh/V]	<17,6/--
Reichweite nach NEFZ [km]	<113
Höchstgeschwindigkeit [km/h]	<85
Abmessung (LxBxH) [m]	2,82x1,37x1,78
Nutzlast [kg]	~250
Leergewicht [kg]	~395
NEFZ Verbrauch pro 100 km [kWh]	<12,7
Antriebsstopologie	Heck
Motortyp	PSM
Kaufpreis ab [€]	--
Beschleunigung (0 auf 100 km/h) [s]	>11,9
Reifengröße [vorne/hinten]	4.00 – 8 4PR 70F
Batteriegewicht/Batteriesystem [kg/]	<180/Lithium-Ionen

3.3 Elektrische Antriebe

In diesem Abschnitt der Arbeit ist der Fokus auf die elektrischen Antriebe gelegt. Grundsätzlich gibt es drei Motorarten:

- Gleichstrommotor
- Asynchronmotor
- Synchronmotor

Alle diese Elektromotoren bestehen aus zwei prinzipiellen Hauptkomponenten, dem feststehenden Stator und dem drehbaren Rotor, die jeweils aus Permanentmagneten oder Elektromagneten bestehen.

Durch die aufeinander einwirkenden Magnetfelder wird anschließend eine Antriebskraft erzeugt. Je nach Konstruktion des Elektromotors kann dieser mit Gleichstrom oder mit Drehstrom betrieben werden.

Die schematische Darstellung in **Abbildung 15** zeigt eine permanentmagneterregte Synchronmaschine des modularen E-Antriebs-Baukasten (MEB) von Volkswagen. Baugruppen, wie zum Beispiel eine Leistungselektronik, ein Traktionsmotor, ein 1-Gang Festgetriebe, ein Energiespeicher und ein Ladegerät sind grob gesagt ausreichend für einen elektrischen Antrieb.

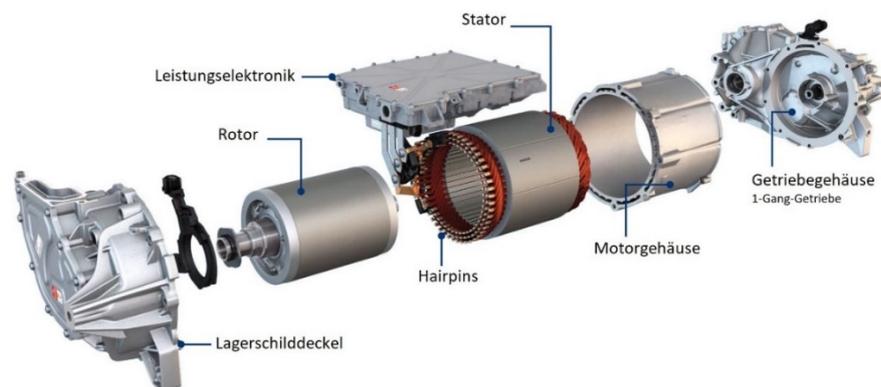


Abbildung 15: Traktionsantrieb Komponentenansicht ID-3 [8]

Die komplexen Baugruppen, wie eine mechanische Motorsteuerung, einer Abgasreinigung, einer Kupplung und eines mehrstufigen Getriebes, finden bekanntlich keine Anwendung mehr in einem elektrischen Traktionsantrieb.

Durch diese deutlich komplex ärmere Antriebsarchitektur ist die Baugröße der Antriebe gesunken, wodurch sich typische Antriebstopologien durchgesetzt haben.

Wie in der **Abbildung 15** zu sehen ist, handelt es sich dabei um eine achsparallele Anordnung von Antrieb und Getriebe, anders auch unter der Antriebstopologie, Achsantrieb, bekannt. Es wird dabei das Traktionsmoment mit der permanentmagneterregten Synchronmaschine aufgebracht und über ein 1-Gang Festgetriebe parallel zum Traktionsantrieb projiziert, sodass über die Gelenkwellen das Traktionsmoment auf die Traktionsräder übertragen werden kann.

In der nachfolgenden **Abbildung 16** ist die Zweite von den typischen Antriebstopologien, der Radnabenantrieb, als Explosionsansicht dargestellt.

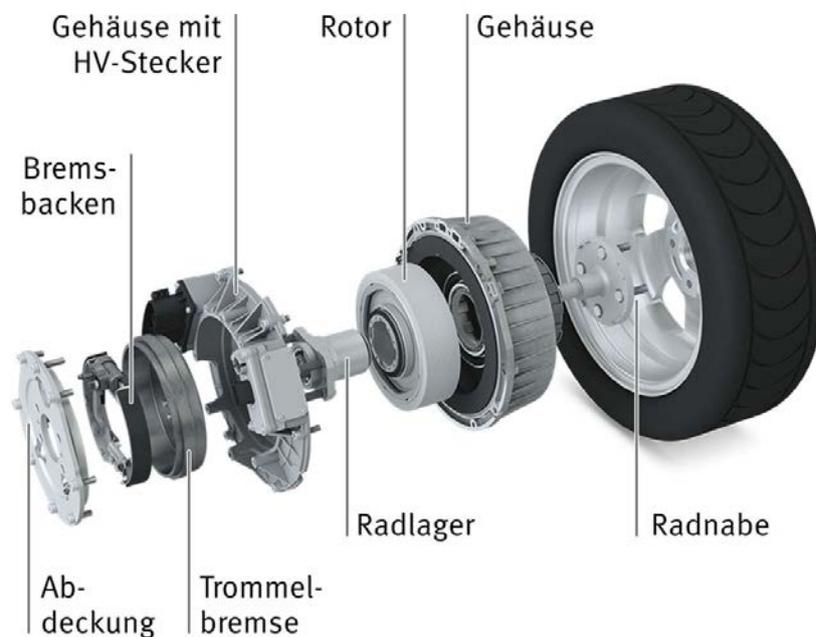


Abbildung 16: Komponentenübersicht Radnabenantrieb [9]

Der Radnabenantrieb **Abbildung 16** ist ebenfalls, wie in der **Abbildung 15**, mit einer bürstenlosen permanenten Synchronmaschine ausgeführt. Wie das Wort, Radnabenantrieb ausdrückt, befindet sich der Traktionsmotor an der Radnabe und treibt über ein dreistufiges Planetenradgetriebe das Rad an.

In den folgenden Abschnitten werden die wichtigsten Motorarten beschrieben, wodurch anschließend eine qualitative Vorauswahl getroffen werden kann.

3.3.1 Grundlage magnetische Felder

Um Kräfte auf bewegte Ladungsträger in einem Leiter auszuüben, werden die Eigenschaften des Magnetfeldes genutzt. Mithilfe eines nahezu homogenen Magnetfeldes, in dem sich der Leiter befindet, wirkt die sogenannte Lorentzkraft \vec{F} auf die einzelnen Ladungsträger im Leiter. Um die Theorie leichter erklärbar zu machen, kann anhand der **Abbildung 17** die Wirkung grafisch dargestellt werden.

Befindet sich ein Leiter orthogonal zur Feldrichtung des Magnetfeldes \vec{H} und ist nicht stromdurchflossen, so entspricht dies in der untenstehenden **Abbildung 17**, Punkt 1.

Wird der im eigentlichen Magnetfeld befindlicher Leiter stromdurchflossen, so umgibt ihn, durch den Fluss der Ladungsträger durch den Leiter, ein Magnetfeld, welches in Wechselwirkung zum eigentlichen magnetischen Feld steht. Sichtbar wird es in der **Abbildung 17**, Punkt 2.

Betrachtet man nun die Wechselwirkung der beiden Felder, so wirkt die eine Seite feldverstärkend und die andere feldschwächend. Die entstehende Kraft, die auf die Ladungsträger wirkt, bildet sich in Richtung des geschwächten Magnetfeldes aus und wird Lorentzkraft \vec{F} genannt.



Abbildung 17: Lorentzkraft - grafisches Beispiel [10]

Die Lorentzkraft ist dabei proportional zum Strom, Leiterlänge und der magnetischen Flussdichte und kann mathematisch mit

$$\vec{F} = (\vec{B} \times \vec{l}) \cdot I \quad (1)$$

beschrieben werden, wobei \vec{l} der Betrag der Leiterlänge im Feld ist. Um keine Verwirrung im weiteren Verlauf aufkommen zu lassen, wird kurz der Zusammenhang zwischen magnetischer Flussdichte \vec{B} und magnetischer Feldstärke \vec{H} erläutert. Die magnetische Flussdichte, häufig auch magnetische Induktion genannt, gibt an, wie ausgeprägt das Magnetfeld ist, welches durch ein bestimmtes Flächenelement hindurchtritt. Dabei spielt die magnetische Feldstärke, auch bezeichnet als Herkunft des magnetischen Feldes, eine fundamentale Rolle. Mathematisch mit der **Gleichung (2)** ausgedrückt, beinhaltet die magnetische Flussdichte die magnetische Feldstärke \vec{H} , die konstante der Permeabilität μ_r , die magnetische Feldkonstante μ_0 und hat die physikalische Einheit Tesla.

$$\vec{B} = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot \vec{H} = \mu_0 \cdot \mu_r \cdot \frac{I}{2 \cdot \pi \cdot r} \quad (2)$$

Um in der Praxis schnelle Aussagen über die Krafrichtung treffen zu können, wird die Rechte-Hand-Regel verwendet.

Sichtbar anhand der mathematischen **Gleichung (1)**, ist die Kraft senkrecht zur Stromrichtung und zum Magnetfeld so, dass der Daumen der rechten Hand immer in Richtung der Lorentzkraft zeigt. Verdeutlicht wird dies durch die **Abbildung 18**.

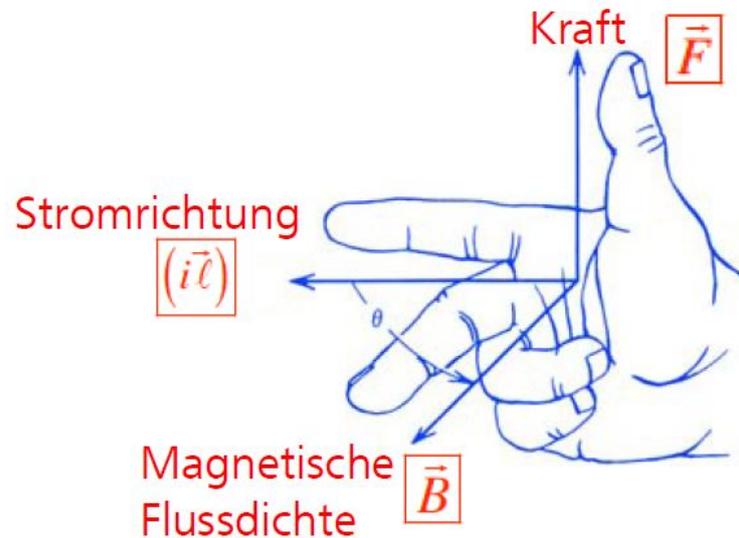


Abbildung 18: Rechte-Hand-Regel [10]

Wird eine Strom durchflossene und drehbar gelagerte Leiterschleife in ein homogenes Magnetfeld gehalten, so wird die Leiterschleife in die Richtung der Gleichgewichtslage beschleunigt und baut darauf resultierend, ein Drehmoment an der Leiterschleifenwelle auf. Durch die Massenträgheit des Systems kann die Gleichgewichtslage anschließend überwunden werden, sodass durch die Kommutierung des Stromes, die Drehbewegung aufrecht gehalten werden kann.

3.3.2 Gleichstrommaschine (GM)

Um den einfachsten Einstieg in das Funktionsprinzip der Elektromotoren zu finden, wird anhand der Gleichstrommaschine das Prinzip erläutert. Grundlegend besteht die Gleichstrommaschine **Abbildung 19** aus einem Stator, an dem die Erregerwicklung an den Polschenkeln befestigt ist und das eigentliche Gehäuse repräsentiert. In seinem Inneren befindet sich ein rotierendes Teil, der Rotor oder auch Anker genannt wird. Dieser ist durchzogen mit den Ankerwicklungen und hat zwangsweise zur Kommutierung notwendige Bürsten an der Rotorwelle. Der Kommutator übernimmt dabei die mechanische Umpolung der Ankerwicklung.

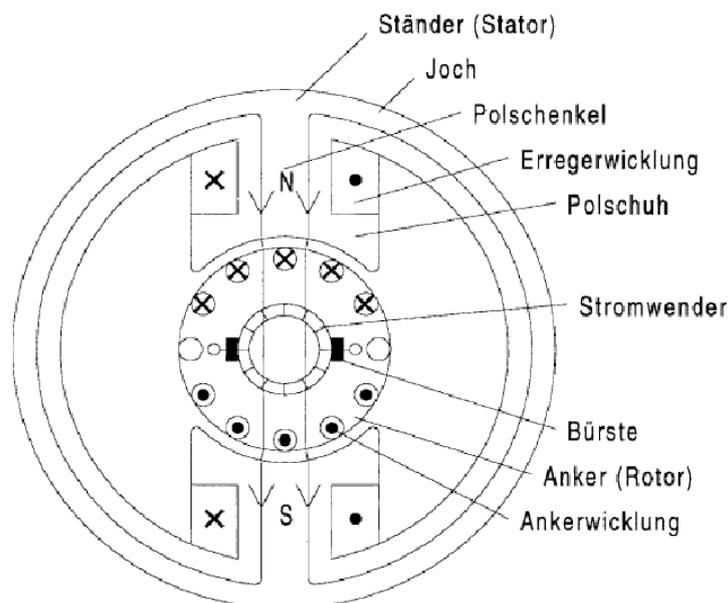


Abbildung 19: Gleichstrommaschine – Trommelanker [10]

Betrachtet man die Feldlinien, die durch die Erregerwicklung und durch den Stator getrieben werden, so schneiden diese die bestromten Wicklungen und es entwickelt sich die Lorentzkraft, die den Motor drehen lässt.

Infolge der Drehung überschreitet der Rotor die Umschaltgrenze (Stromwender), dabei werden die Ankerwicklungen über Schleifkontakte umgepolt, wodurch sich die Stromrichtung ändert. Die folgende Kommutierung ermöglicht dadurch das Aufrechterhalten der Lorentzkraft. Diese Kraftwirkung lässt sich anhand der bereits vorab erläuterten Rechte-Hand-Regel **Abbildung 18** erklären.

Da anhand der fremderregten Gleichstrommaschine das Funktionsprinzip erläutert wurde, müssen unterschiedliche Varianten der Erregung von Gleichstrommaschinen, siehe **Abbildung 20**, zusätzlich erwähnt werden:

- Permanenterregte Gleichstrommaschinen (Links)
- Fremderregte Gleichstrommaschinen (Mitte)
- Nebenschluss Gleichstrommaschinen (Rechts)
- Reihenschluss Gleichstrommaschinen (-)

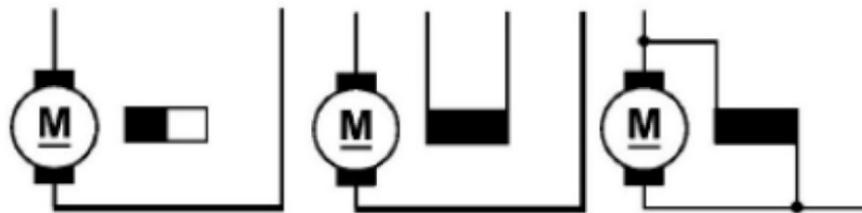


Abbildung 20: Arten der Erregung für Gleichstrommotoren [10]

Bei dem Reihenschlussmotor ist dabei die Erregerwicklung in Reihe mit dem Gleichstrommotor geschaltet. In der **Abbildung 20**, ist diese Bauart nicht mit aufgeführt.

Vor- und Nachteile

- + Einfache Regelung
- + Robust
- + Kleine Antriebe sehr günstig
- Bürstenverschleiß (nicht wartungsfrei)
- Schlechter Wirkungsgrad im Teillastbereich
- Bei höherer Leistung schlechte Wärmeabfuhr
- Zusätzlicher Platz für den Kommutator

3.3.3 Asynchronmaschine (ASM)

Bei der Asynchronmaschine gehört der Kurzschlussläufer zu den am meistverbreiteten Motortypen und wird über ein Drehstrom- oder Wechselstromnetz betrieben. Der Kurzschlussläufer besitzt anstelle von Permanentmagneten im Rotor, ein Eisenblechpaket, siehe **Abbildung 21**. In diesem sind axial ausgerichtete, kurzgeschlossene Stäbe aus gut leitenden Materialien wie Kupfer, Messing oder Bronze, eingebaut.

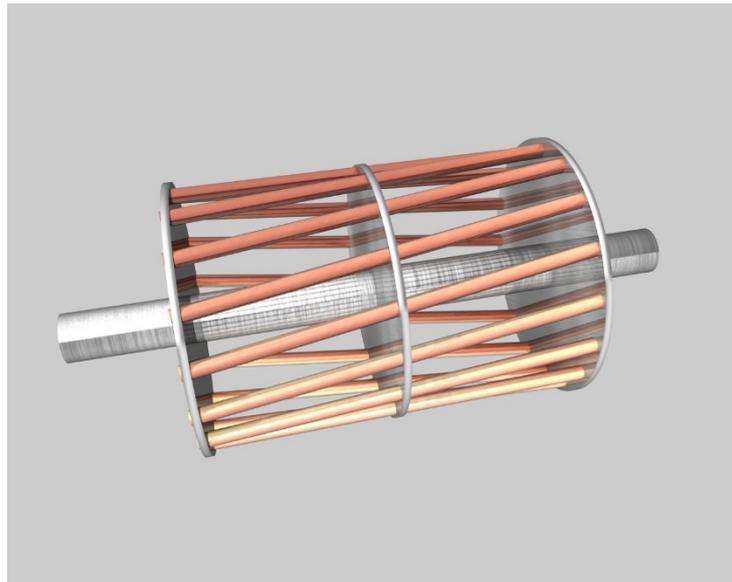


Abbildung 21: Darstellung Rotor – Kurzschlussläufer [11]

Im Stator der Asynchronmaschine befinden sich drei Drehstromwicklungen im Abstand von 120° zueinander. Werden die Wicklungen mit einem sinusförmigen und phasenverschobenen Strom durchlaufen, so bildet sich im Ständer ein Drehfeld (rotierendes Magnetfeld) aus, welches den Rotor durchdringt und in die Stäbe eine Spannung induziert (siehe **Abbildung 22**). Innerhalb dieser kurzgeschlossenen Stäbe führt die induzierte Spannung zu einem Läuferstrom. Der Läuferstrom erzeugt, wie in **Abbildung 17** im vorherigen Abschnitt zu sehen ist, ein Magnetfeld, welches in Wechselwirkung mit dem Drehfeld des Ständers tritt und diesem dann folgt.

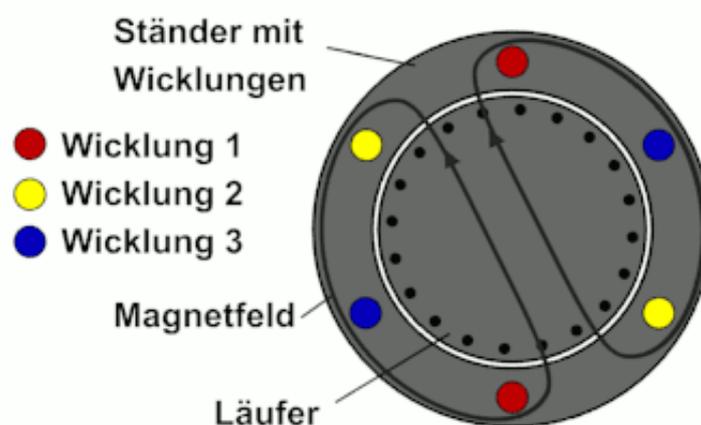


Abbildung 22: Darstellung einer ASM mit einem Polpaar – Kurzschlussläufer [12]

Eine andere Variante der Asynchronmaschine ist der Schleifringläufer, der über Rotorwicklung verfügt. Die Rotorwicklungen sind über Schleifringe zu den Anlasswiderständen geführt, welche die Widerstandswerte drehzahlabhängig verkleinern. Durch diese Anschlusswiderstände ist es möglich, den Anlassstrom zu begrenzen. Sie finden typischerweise Einsatz in Maschinen mit sehr großer Leistung und sind für den Netzbetrieb mit konstanter Frequenz geeignet und werden daher nicht für ein Traktionsantrieb in Elektrofahrzeugen verwendet.

Vor- und Nachteile (ASM – Kurzschlussläufer)

- + Robust und wartungsarm
- + Hohe Überlastfähigkeit
- + Kein Magnetmaterial notwendig
- + Hohe Drehzahlen möglich
- Kleinerer Wirkungsgrad (vgl. Synchronmotor im unteren Drehzahlbereich)
- 20 % bis 30 % mehr Volumen pro Drehmoment (vgl. Synchronmotor)
- Aufwendige Regelung
- Geringere Dynamik (vgl. Synchronmotor)
- Höhere Verlustleistung im Rotor wegen Felderzeugung

Aufgrund der Vorteile im Gegensatz zur Gleichstrommaschine ist die Asynchronmaschine deutlich besser für einen Traktionsantrieb geeignet.

Betrachtet man jedoch den kleineren Wirkungsgrad im unteren Drehzahlbereich und das bis zu 30 % größere Volumen pro Drehmoment ist dieser allerdings für einen effizienten Traktionsantrieb im Automobilbereich nicht optimal.

3.3.4 Synchronmaschine (SM)

Genau wie die Asynchronmaschine, ist die Synchronmaschine eine Drehfeldmaschine. Man unterscheidet dabei, dass die Synchronmaschine keine Spannung, wie die Asynchronmaschine, in den Rotor induziert.

Das Magnetfeld, welches bei der Synchronmaschine statisch ist, wird mithilfe von Elektro- oder Permanentmagneten im Rotor hergestellt, siehe nachfolgende **Abbildung 23**.

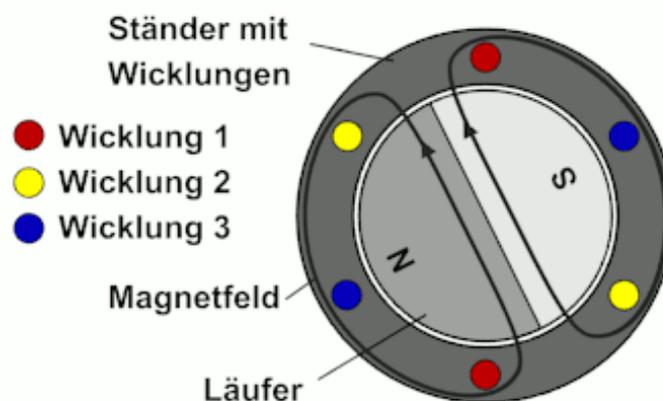


Abbildung 23: Darstellung einer Permanentmagnet-Synchronmaschine [12]

Die Drehmomentbildung erfolgt dabei, wie in **Abbildung 17** schematisch gezeigt ist, durch die wirkende Tangentialkraft auf die Stator-Wicklung (Lorentz-Kraft).

Man unterscheidet dabei drei Bauweisen der Synchronmaschine:

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

Im Allgemeinen unterscheiden sich die Bauweisen der oben genannten Maschinen allerdings nur in der unterschiedlichen Erzeugung des Magnetfeldes. Dabei wird bei einer Stromerregten-Synchronmaschine das Magnetfeld durch Rotorwicklungen, bei der Permanentmagnet-Synchronmaschine durch Permanentmagneten und bei der Hybriderregten-Synchronmaschine durch eine Kombination von beidem, erzeugt. Um sich weitestgehend zu fokussieren, wird in diesem Abschnitt der Arbeit der Fokus auf die Permanentmagnet-Synchronmaschine gelegt. Um zusätzlich, zu den Bauweisen der Synchronmaschine weitere Baumöglichkeiten zu nennen, kann die Permanentmagnet-Synchronmaschine mit

- Vergrabenen Magneten – Interior **P**ermanent **M**agnet **S**ynchronous **M**otor (IPMSM)
- Oberflächenmagneten – **S**urface **P**ermanent **M**agnet **S**ynchronous **M**otor (SPMSM)

ausgestattet sein. Um den besten Wirkungsgrad der Maschine zu erzeugen, wird häufig auf die vergrabenen Magneten zugegriffen (IPMSM). Ein Rotor mit vergrabenen Magneten herzustellen ist im Allgemeinen aufwändiger, lässt sich schwerer mathematisch beschreiben und weist Schleppverluste im Leerlauf auf. Er zeichnet sich allerdings durch höhere Leistungsdichte und kompaktere Bauweise aus, welche als Traktionsantrieb in einem Fahrzeug benötigt wird und daher häufig Anwendung findet.

Vor- und Nachteile (PSM)

- + Hoher Wirkungsgrad im unteren Drehzahlbereich (bis zu 98 %)
- + Baugröße und somit Gewicht 20 % bis 30 % geringer (vgl. ASM)
- + Hohe Effektivität bei der Rekuperation
- + Höhere Leistungsdichte (vgl. ASM)
- + Höhere Dynamik (vgl. ASM)
- + Wartungsarm
- Schleppverluste im Leerlauf
- Höhere Herstellungskosten (vgl. ASM)
- Verfügbarkeit Magnetmaterial
- Aufwendige Regelung
- Entmagnetisierung der Magnete

Vor- und Nachteile (SSM)

- + Hoher Wirkungsgrad im unteren und im oberen Drehzahlbereich bei Teillast
- + Keine Schleppmomente im Leerlauf
- + Herstellungskosten gering (~PSM)
- + Kein Magnetmaterialien notwendig
- + Einfache Auslegung der Schleifkontakte (vgl. GM)
- Schleifringübertragung notwendig
- Größerer Bauraum erforderlich (~PSM)
- Nicht wartungsfrei
- Aufwendige Regelung

3.3.5 Fazit

Um schlussendlich eine geeignete Auswahl treffen zu können, ist es wichtig, die in den vergangenen Abschnitten aufgezählten Vor- und Nachteile untereinander zu vergleichen. Es kommen dabei nur die Synchron- und Asynchronmotoren infrage. Der Übersicht halber sind diese in der **Tabelle 8** aufgelistet.

Tabelle 8: Vorauswahl der Elektromotoren (Traktionsantrieb)

	PSM	SSM	ASM
Vorteile:	<ul style="list-style-type: none"> - Hoher Wirkungsgrad (~98 %) - Geringer Bauraumbedarf - Gewicht bis 30 % geringer - Gute Rekuperation - Hohe Leistungsdichte - Hohe Dynamik (vgl. ASM) - Wartungsarm 	<ul style="list-style-type: none"> - Hoher Wirkungsgrad (~94 %) - Geringere Herstellungskosten (~PSM) - Keine Magnetmaterialien notwendig - Einfache Auslegung der Schleifkontakte (vgl. GM) 	<ul style="list-style-type: none"> - Robust - Wartungsarm - Hohe Überlastfähigkeit - Kein Magnetmaterial notwendig - Herstellung kostengünstig
Nachteile:	<ul style="list-style-type: none"> - Schleppverluste im Leerlauf - Höhere Herstellungskosten - Verfügbarkeit Magnetmaterial 	<ul style="list-style-type: none"> - Schleifringe notwendig - Größerer Bauraum erforderlich - Nicht wartungsfrei 	<ul style="list-style-type: none"> - Gewicht bis 30 % höher - Geringere Dynamik - Hohe Verlustleistung

Werden die typischen Anforderungen an einen Traktionsantrieb im Fahrzeug betrachtet, so fällt die Vorauswahl auf den Permanentmagnet-Synchronmotor. Dieser besitzt deutliche Vorteile, wie zum Beispiel der hohe Wirkungsgrad und die hohe Dynamik. Der Vollständigkeit halber ist die hohe Leistungsdichte und die gute Rekuperation eine wichtige Anforderung an einen Traktionsantrieb.

3.4 Energiespeicher

Die Energiespeicher, auch Akkumulatoren genannt, zeichnen sich durch wiederaufladbare Varianten aus und sind für die Speicherung der elektrischen Energie zuständig. Bei angeforderter Energie für den Traktionsantrieb, muss dieser anschließend die Leistung zuverlässig bereitstellen können. Ein weiterer Aspekt ist die wiedergewonnene Energie durch die Rekuperation. Diese muss ohne nennenswerte Verluste zuverlässig gespeichert werden können. Da es etliche Energiespeichersysteme in elektrisch betriebenen Fahrzeugen gibt, liegt der Fokus in dieser Arbeit auf einem Lithium-Ionen-Energiespeichersystem. Dieses System wird heutzutage am häufigsten als Traktionsbatterie verwendet und bringt viele Vorteile.

Tabelle 9: Vergleich der Energiespeichersysteme

	Li-Ionen-Akku	Ni-Mh-Akku	Blei-Akku
Vorteile:	<ul style="list-style-type: none"> - Hohe Energiedichte/Zellspannung - Geringe Selbstentladung - Hohe Stromstärke/Zellspannung - Geringes Gewicht und Größe - Hohe Lebensdauer - Kein Memory-Effekt - Gutes Preis-/Leistungsverhältnis 	<ul style="list-style-type: none"> - Mittlere Energiedichte - Mittlere Lebensdauer - Hitzebeständig - Sehr gutes Preisverhältnis 	<ul style="list-style-type: none"> - Robust - Große Dynamik - Leicht regelbar - Zuverlässig - Günstig - Gute Zyklenfestigkeit
Nachteile:	<ul style="list-style-type: none"> - Hohe Herstellungskosten - Alterungserscheinungen - Sicherheit (Hitzeempfindlich) 	<ul style="list-style-type: none"> - Akkupflege - Memory-Effekt - Selbstentladung 	<ul style="list-style-type: none"> - Geringe Leistungsdichte - Nicht Tiefenentladungsfest - Gewicht

Um die Vorteile des Lithium-Ionen-Systems etwas transparenter zu machen, folgen ein paar Fakten:

- Sehr guter Wirkungsgrad von bis zu 95 %,
- großer Temperaturbereich von -40 °C bis +70 °C,
- geringe Selbstentladung (2 % p. M.)
- hohe Zellspannung (~3,6 V)
- mögliche Energiedichte von bis zu 310 Wh/kg,
- geringer volumetrische Energiedichte von 860 Wh/l.

Als Vergleich zu einem Lithium-Ionen-Energiespeichersystem, dient ein konventioneller Blei-Akkumulator im Fahrzeug. Dieser Blei-Akkumulator hat eine Energiedichte von 30 Wattstunden pro Kilogramm, eine Zellspannung von ca. 2 Volt und eine Selbstentladung von 6 % pro Monat. Schwieriger gestaltet es sich bei dem Nickel-Metallhydrid-Akkumulator. Bei diesem System sind die Kenndaten des Akkus zwar besser, besitzen jedoch weiterhin eine Selbstentladung von etwa 25 % pro Monat und kommen daher für einen Energiespeicher im elektrisch betriebenen Fahrzeug nicht infrage [Müller/Schmidt/Steber 2017]. Um einen geeigneten Akkumulator auszuwählen, ist es wichtig, die verbrauchte Leistung pro Stunde, also die Wattstunden, anhand einer Simulation zu errechnen. Durch diese kann anschließend mit einem Sicherheitsfaktor die Akkumulatorkapazität festgelegt werden. Typischerweise liegt diese für solch eine Anwendung, wie in dieser Arbeit, bei einer Kapazität von einigen tausend Wattstunden. Zusätzlich zu der Kapazität ist es wichtig auf die Strombelastbarkeit der Zellen für die Entlade- und Ladevorgänge zu achten, da es zeitweise in einem Traktionsantrieb zu Spitzenströmen von über 400 Ampere kommen kann. Des Weiteren ist auf typische Charakteristika und Anforderungen wie Temperaturbereich, Lebensdauer (Ladezyklen), mechanische Belastbarkeit, nutzbare Kapazität und anwendungsspezifische Akkumulatornennspannung bzw. Spannungsbereiche zu achten.

3.5 Leistungselektronik

Um das elektrisch betriebene Fahrzeug mit der notwendigen elektrischen Energie zu versorgen, werden mehrere Komponenten benötigt. Im Allgemeinen spricht man von der kompakten „Leistungselektronik“, die jeweils folgende Komponenten beinhalten:

- Gleichrichter
- DC/DC-Konverter
- Eingangfilter
- Inverter

Die nachfolgende **Abbildung 24**, zeigt das Flussdiagramm der Leistungselektronik, die für diese Arbeit benötigt wird.

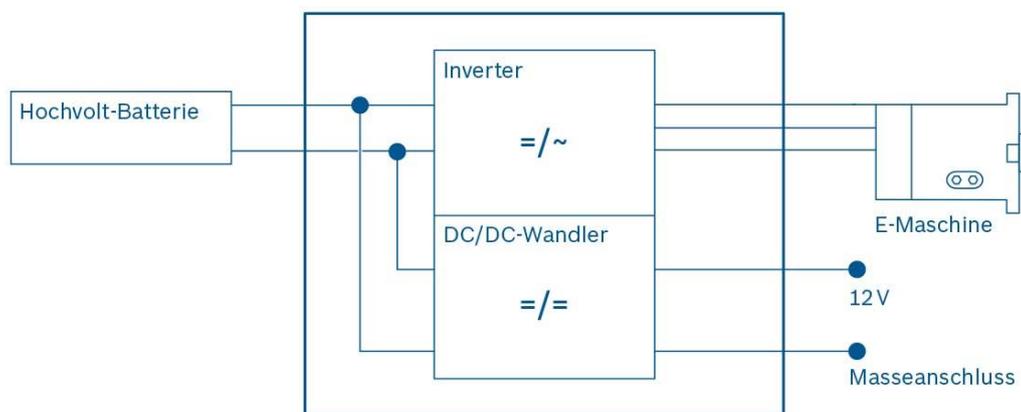


Abbildung 24: Leistungselektronik Flussdiagramm [13]

Detaillierter ist der Wechselrichter, auch Inverter genannt, häufig mit IGBTs (Insulated Gate Bipolar Transistor) zu einem drei Phasen Pulswechselrichter geschaltet (siehe **Abbildung 25**). Soll die vorhandene Gleichspannung (DC) des Hochvolt-Akkumulators, auch Hochvolt-Batterie genannt, in einen variablen Wechselstrom mit variabler Frequenz umgeformt werden, so werden die Endstufentransistoren über eine Pulsweitenmodulation (PWM) angesteuert. Die Pulsweitenmodulation, auch zu verstehen als Motorsteuerung, übernimmt dabei ein Mikroprozessor. Mithilfe dieser Motorsteuerung ist es möglich die Traktionsmaschine in unterschiedliche Betriebspunkte zu steuern.

Um zusätzlich die Rekuperation zu ermöglichen ist der Zwischenkreiskondensator notwendig (siehe **Abbildung 25**). Dabei wird die Bewegungsenergie des Fahrzeuges genutzt. Mithilfe der geänderten Pulsweitenmodulation vom Mikrocontroller, wird der Motor mit einem Bremsmoment beaufschlagt. Durch diese Änderung dreht sich die Stromrichtung um und lädt den Energiespeicher.

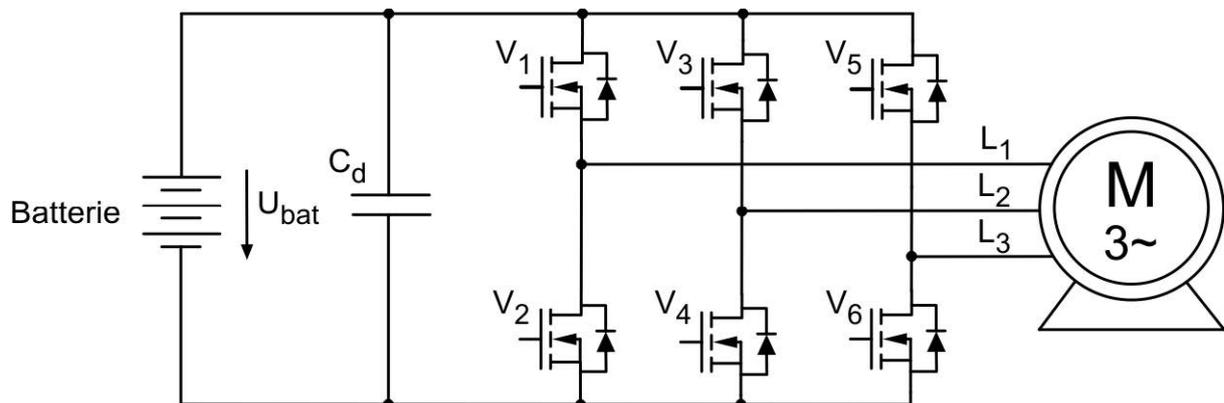


Abbildung 25: Batteriegespeister Pulswechselrichter mit lastseitigem Drehstrommotor [14]

Für die restliche Elektronik im Fahrzeug wird der DC/DC-Wandler benötigt. Dieser reduziert das Spannungsniveau der Hochvolt-Batterie auf eine Versorgungsspannung von 12 Volt. Um eine geeignete Leistungselektronik zu finden, wird typischerweise auf den Wirkungsgrad, die Lebensdauer und auf das Gewicht geachtet. Zusätzlich zu den oben genannten Bewertungskriterien kommen spezifische Anforderung wie das Batteriespannungsniveau, Nenn- und Maximalleistung und der Temperaturbereich hinzu.

4 Physikalische Grundlagen und Kinematik

Das Fahrzeug-Längsmodell dient zur einfachen Beschreibung eines fahrdynamischen Freiheitsgrades, welches generell auch als Längsdynamik bezeichnet wird. Um eine Bewegungsgleichung aufbauen zu können, sind physikalische und kinematische Grundlagen nötig. Anhand dieser Grundlagen kann anschließend, nach Betrachtung der angreifenden Kräfte am Fahrzeug, das Fahrzeug-Längsmodell aufgebaut werden. Dieses Fahrzeug-Längsmodell besteht im Allgemeinen aus der Bewegungsgleichung des Fahrzeuges in Längsrichtung und inkludiert die Antriebskraft und alle Fahrwiderstände.

4.1 Rollwiderstand

Der Rollwiderstand, auch Rollreibung genannt, definiert eine Kraft, die beim Abrollen eines Rades an der Kontaktstelle entsteht. Dabei ist der Rollwiderstand F_R entgegen der Translationsbewegung gerichtet, siehe nachfolgende **Abbildung 26**.

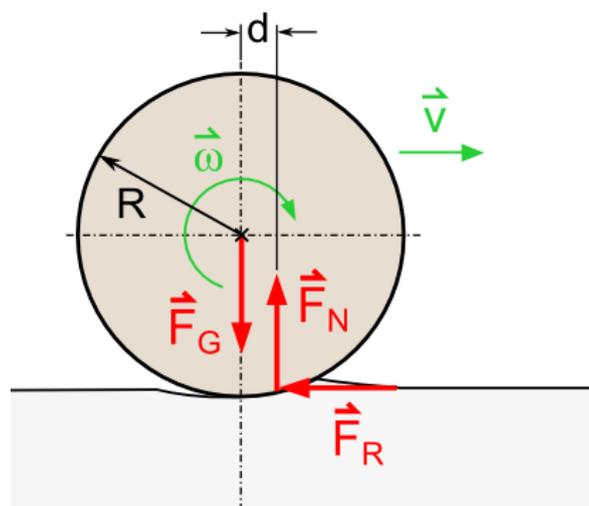


Abbildung 26: Rollwiderstand [15]

Um die Rollwiderstandskraft ausrechnen zu können, betrachtet man vereinfacht den Autoreifen als einen rollenden Zylinder auf einer Ebene in Längsrichtung des Fahrzeuges. Dabei greift die Rollwiderstandskraft F_R in einem Abstand von d zum geometrischen Zylindermittelpunkt an. Die Verformung des Systems, wird dabei in einem sogenannten Rollreibungskoeffizient zusammengefasst, der wie folgt berechnet werden kann:

$$c_R = \frac{d}{R} \quad (3)$$

d	Abstand zum geometrischen Mittelpunkt [m]
R	Radius des Fahrzeugreifens [m]
c_R	Rollwiderstandskoeffizient in []

In der Realität ist der Abstand allerdings nicht leicht messbar und ist daher in einer Tabelle für Reibwerte mit verschiedener Materialpaarung aufgelistet. Man unterscheidet dabei zwischen Haft- und Rollreibung. Der angenommene Rollwiderstandskoeffizient liegt dabei bei einem Autoreifen auf einer Kopfsteinpflasterstraße zwischen **0,015-0,03 (Anhang A)** und ist dimensionslos. Um anschließend die Rollwiderstandskraft F_R zu berechnen, ist die Steigung a_{Steig} der Fahrbahn in Prozent, für die resultierende Fahrzeugnormalkraft F_N , auf einer schiefen Ebene ebenfalls entscheidend (Visualisiert in **Abbildung 27**) und wird in einen Steigungskoeffizient k_{Steig} zusammengefasst.

$$k_{Steig} = \arctan\left(\frac{a_{Steig}[\%]}{100\%}\right) \quad (4)$$

Die Rollwiderstandskraft kann anschließend beschrieben werden mit:

$$\begin{aligned} F_R &= c_R \cdot F_N = c_R \cdot m_{ges} \cdot g \cdot \cos(k_{Steig}) \\ &\text{für } k_{Steig} \ll 1 \text{ gilt die Annäherung:} \\ &\approx c_R \cdot m_{ges} \cdot g \end{aligned} \quad (5)$$

F_R	Rollwiderstandskraft in [N]
c_R	Rollwiderstandskoeffizient in []
F_N	Fahrzeugnormalkraft in [N]
m_{ges}	Fahrzeuggesamtmasse in [kg]
g	Erdbeschleunigung in [m/s ²]
k_{Steig}	Steigungswinkel der Fahrbahn in [rad]
a_{Steig}	Fahrbahnsteigung in [%]

4.2 Luftwiderstand

Die Luftwiderstandskraft F_W , welche auf die Frontebene des Fahrzeugs wirkt, wird häufig auch Strömungswiderstand oder Luftwiderstand genannt. Der Kraftangriffspunkt ist dabei abhängig von der Karosserieform und hängt zusätzlich von den Strömungsverhältnissen ab.

Diese sind zusätzlich unterteilt in

- Formwiderstand
- Reibungswiderstand
- durch Auftriebskräfte induzierter Widerstand

und lassen sich in der Praxis schwer ermitteln und werden daher durch Experimente im Windkanal oder durch approximierende Rechnungen (Finite-Elemente-Methode) in einem Strömungswiderstandskoeffizienten c_W zusammengefasst (**Anhang B**). Der Luftwiderstand ist darüber hinaus zusätzlich zum Strömungswiderstandskoeffizient c_W , von der Luftdichte ρ_W , quadratisch von der Geschwindigkeit des Fahrzeuges v_{Fzg} , und der Frontfläche A_{Fzg} abhängig und kann daher wie folgt berechnet werden:

$$F_W = \frac{\rho_W \cdot v_{Fzg}^2 \cdot A_{Fzg} \cdot c_W}{2} \quad (6)$$

mit $A_{Front,Fzg} = B_{Fzg} \cdot H_{Fzg}$

F_W	Luftwiderstandskraft in [N]
ρ_W	Luftdichte in [kg/m ³] - Normalbedingung (0 °C): 1,293 kg/m ³ - Standardbedingung (25 °C): 1,184 kg/m ³
v_{Fzg}	Fahrzeuggeschwindigkeit in [m/s]
A_{Fzg}	Fahrzeugfrontfläche in [m ²]
B_{Fzg}	Fahrzeugfrontbreite in [m]
H_{Fzg}	Fahrzeugfronthöhe in [m]
c_W	Strömungswiderstandskoeffizient in [] - Piaggio Ape Calessino E4 (Ann.): 0,6

4.3 Steigungswiderstand

Die Hangabtriebskraft F_H , auch bekannt unter dem Steigungswiderstand, drückt eine Kraftkomponente aus, die benötigt wird, um ein Fahrzeug auf einer Ebene mit einer Steigung α_{Steig} überwinden zu können. Der Steigungskoeffizient k_{Steig} kann dabei in Abhängigkeit der Steigung α_{Steig} wie im Abschnitt „4.1 Rollwiderstand“ mit der **Gleichung (4)** berechnet werden. Um die Kraftkomponente F_H herauszufinden, wird die Gravitationskraft F_G aufgeteilt in die Kraftkomponenten F_N , also die Fahrzeugnormalkraft und in die Hangabtriebskraft F_H , siehe **Abbildung 27**.

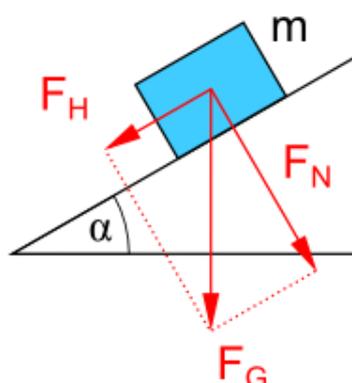


Abbildung 27: Kraftkomponente schiefe Ebene [15]

Dabei ist die Hangabtriebskraft parallel zur Fahrzeugebene und kann beschrieben werden mit:

$$\begin{aligned}
 F_H &= m_{ges} \cdot g \cdot \sin(k_{Steig}) \\
 \text{für } k_{Steig} \ll 1 \text{ gilt die Annäherung:} & \\
 &\approx m_{ges} \cdot g \cdot k_{Steig}
 \end{aligned}
 \tag{7}$$

F_H	Hangabtriebskraft in [N]
α_{Steig}	Fahrbahnsteigung in [%]
k_{Steig}	Steigungskoeffizient in [rad]
g	Erdbeschleunigung in [m/s ²]
m_{ges}	Fahrzeuggesamtmasse in [kg]

Für die Beschleunigung des Fahrzeugs wird zusätzlich zu der gesamten Masse des Fahrzeugs auch das Massenträgheitsmoment aller rotierender Bauteile benötigt und wird als sogenannte reduzierte Masse $m_{red,Fzg}$ deklariert. Dabei kann mithilfe von Multiplikation eines sogenannten Drehmassenzuschlags λ_M die Berechnung vereinfacht werden. In der Fahrzeugtechnik wird dabei der Faktor des Drehmassenzuschlags zwischen 1,1 und 1,5 liegen.

Um das Massenträgheitsmoment eines rotierenden Bauteils, also der des Fahrzeugrades auszurechnen, wird die Radmasse m_{Rad} mit dem Quadrat des Radradius r_R multipliziert.

$$J_R = \frac{1}{2} \cdot m_{Rad} \cdot r_R^2 \quad (8)$$

Anschließend wird die reduzierte Masse $m_{red,Fzg}$ wie folgt beschrieben:

$$m_{red,Fzg} = \lambda_M \cdot m_{ges} = m_{ges} + n_{Rad} \cdot \frac{J_R}{r_R^2} + J_R \cdot \frac{\ddot{u}_{Getriebe}^2}{r_R^2} \quad (9)$$

J_R	Rad Trägheitsmoment in [kgm ²]
m_{Rad}	Rad Masse in [kg]
r_R	Radradius in [m]
$m_{red,Fzg}$	Reduzierte Masse in [kg]
λ_M	Drehmassenzuschlag in []
n_{Rad}	Anzahl Fahrzeugräder in []
$\ddot{u}_{Getriebe}$	Übersetzungsverhältnis in []

4.4 Bewegungsgleichung

Um anhand der Antriebs- und Fahrwiderstandskräfte, die in der **Abbildung 28** zu sehen sind, eine Bewegungsgleichung aufstellen zu können, wird mithilfe der Annahme, dass alle Kräfte direkt auf den Fahrzeugschwerpunkt wirken, eine ausreichende Näherung erreicht. Dabei ist die Fahrzeugzugkraft F_{Zug} die eigentliche, aufzubringende Traktionskraft, die das Fahrzeug in eine translatorische Längsbewegung bringt.

$$m_{red,Fzg} \cdot a_{Fzg} = F_{Zug} - (F_H + F_W + F_R) \tag{10}$$

$m_{red,Fzg}$	Reduzierte Masse in [kg]
a_{Fzg}	Fahrzeugbeschleunigung in [m/s ²]
F_{Zug}	Fahrzeugzugkraft in [N]
F_H	Hangabtriebskraft in [N]
F_W	Luftwiderstandskraft in [N]
F_R	Rollwiderstandskraft in [N]

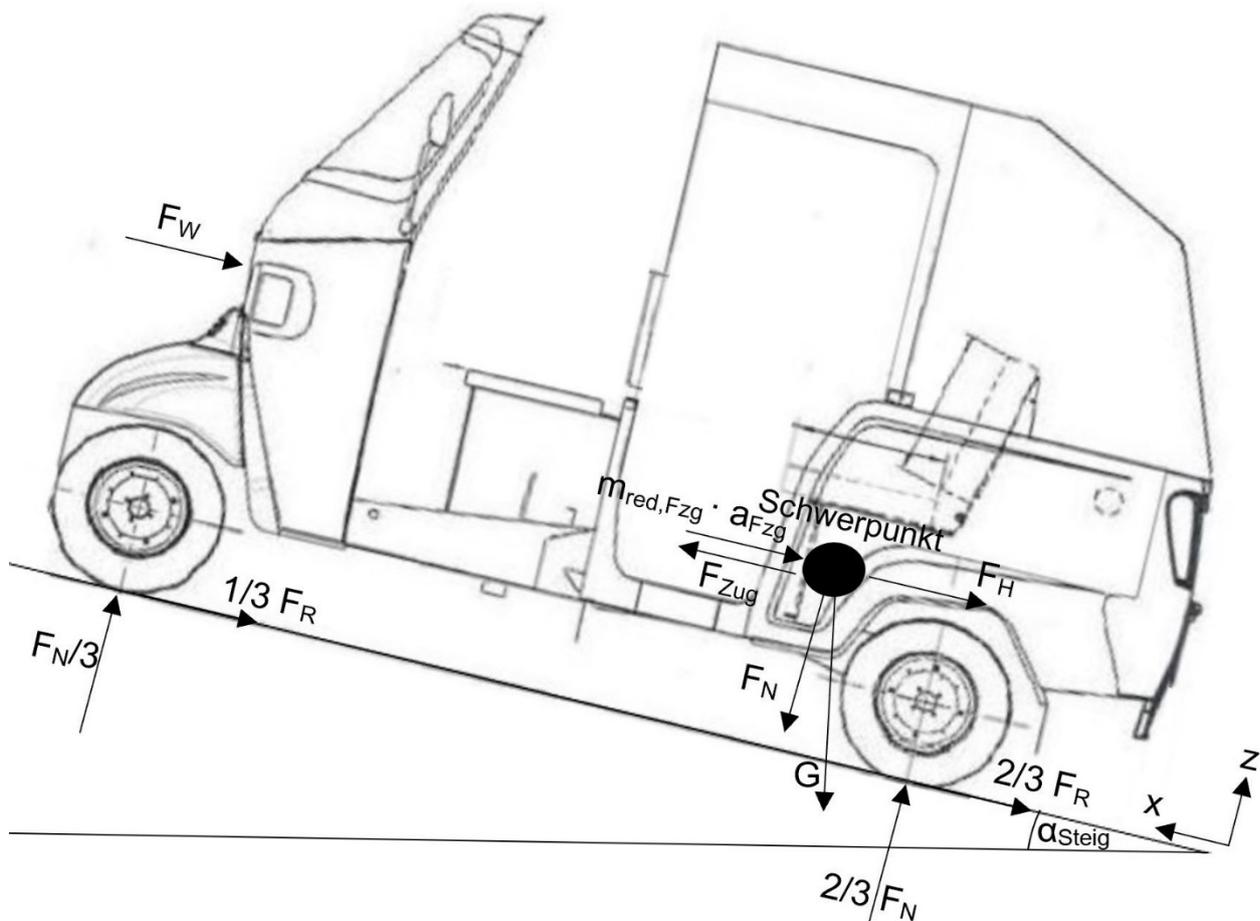


Abbildung 28: Angreifende Kräfte Piaggio Ape Calessino [2]

4.5 Leistungsberechnung

Um anhand der benötigten Fahrzeugzugkraft F_{Zug} die Leistungskomponente des Motors zu berechnen, ist das Umwandeln von Kraft in Drehmoment notwendig. Wird eine Kraft multipliziert mit dem wirkenden Hebelarm zum Drehpunkt, resultiert daraus ein Drehmoment. Anhand der Bewegungsgleichung **Gleichung (10)** im vorherigen Abschnitt wird das benötigte Antriebs- oder auch häufig genannte Zugdrehmoment M_{Zug} wie folgt beschrieben:

$$M_{Zug} = r_R \cdot (m_{red,Fzg} \cdot a_{Fzg} + F_H + F_W + F_R) \quad (11)$$

Dabei ist die tatsächliche translatorische Bewegung, also die Geschwindigkeit des Fahrzeuges v_{Fzg} , ebenfalls umzurechnen auf die Drehgeschwindigkeit der Gelenkwelle des Fahrzeugs. Die Drehgeschwindigkeit bei gegebener translatorischer Bewegung ist dabei abhängig vom Radius des Fahrzeugreifens r_R und kann beschrieben werden mit:

$$n_{Gelenk} = \frac{v_{Fzg}}{2 \cdot \pi \cdot r_R} \quad (12)$$

Bei einem vorgegebenen oder angenommenen Übersetzungsverhältnis i_{opt} , kann anschließend die Gelenkwelldrehzahl n_{Gelenk} auf die Motordrehzahl n_{Motor} umgerechnet werden, mit:

$$i_{opt} = \frac{n_{Motor}}{n_{Gelenk}} = \frac{n_{Motor}}{\frac{v_{Fzg}}{2 \cdot \pi \cdot r_R}} \quad (13)$$

Um im weiteren Verlauf die geforderte Leistung des Motors berechnen zu können, ist zu der Motordrehzahl, das Motordrehmoment M_{Motor} zu berechnen. Dieses kann anhand des Übersetzungsverhältnisses ebenfalls auf die Motorseite transformiert und berechnet werden, mit:

$$i_{opt} = \frac{M_{Zug}}{M_{Motor}} \quad (14)$$

Da die Hauptkomponenten, also die Drehzahl des Motors n_{Motor} und das geforderte Drehmoment M_{Motor} nach der Transformation vorhanden ist, ist der Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges,Strang}$, bestehend aus dem Wirkungsgrad der Traktionsmaschine und der des Getriebes zu berücksichtigen. Zusammengefasst wird jeder Wirkungsgrad der Traktionskomponente miteinander multipliziert und kann beschrieben werden mit:

$$\eta_{ges,Strang} = \eta_{Motor} \cdot \eta_{Getriebe} \cdot \eta_{Antrieb} \quad (15)$$

Um Final die Leistung zu berechnen, wird das geforderte Motordrehmoment mit der Drehzahl des Motors multipliziert. Dabei ist der Antriebswirkungsgrad mitzuberücksichtigen und kann beschrieben werden mit:

$$M_{Motor} = \frac{P_{Motor}}{\omega_{Motor}} = \frac{P_{Motor}}{2\pi \cdot n_{Motor}} \cdot \eta_{ges,Strang} \quad (16)$$

Aus dem Zusammenhang zwischen Leistung und Arbeit kann anschließend die benötigte Kapazität des Akkumulators berechnet werden:

$$P_{Motor} = \frac{\Delta W_{Motor}}{\Delta t} = \frac{U \cdot I \cdot \Delta t}{\Delta t} = U \cdot I \quad (17)$$

n_{Gelenk}	Drehzahl Gelenkwelle in [U/s]
v_{Fzg}	Translatorische Fahrzeuggeschwindigkeit in [m/s]
r_R	Radradius in [m]
i_{opt}	Optimale Getriebeübersetzung in []
n_{Motor}	Drehzahl Motor in [U/s]
M_{Zug}	Zugdrehmoment [Nm]
M_{Motor}	Motordrehmoment in [Nm]
$\eta_{ges,Strang}$	Gesamtwirkungsgrad des Antriebsstranges in []
P_{Motor}	Geforderte Leistung des Motors in [W]
ω_{Motor}	Winkelgeschwindigkeit in [rad/s]
U	Versorgungsspannung in [V]
I	Versorgungsstrom in [A]
ΔW_{Motor}	Verrichtete mechanische Arbeit [Ws]

5 Simulation

5.1 Simulationsaufbau

Die Fahrzeugbewegungsgleichung (siehe **Gleichung (10)**), bildet die Grundlage dieser Fahrzeugsimulation. Das daraus resultierende gesamte Fahrzeug-Längsmodell, siehe **Abbildung 29** (Simulink Model **Anhang E**), besteht aus den folgenden Submodellen:

- Fahrermodell
- Verlustmodell
- Fahrzeugmodell
- Leistungsmodell

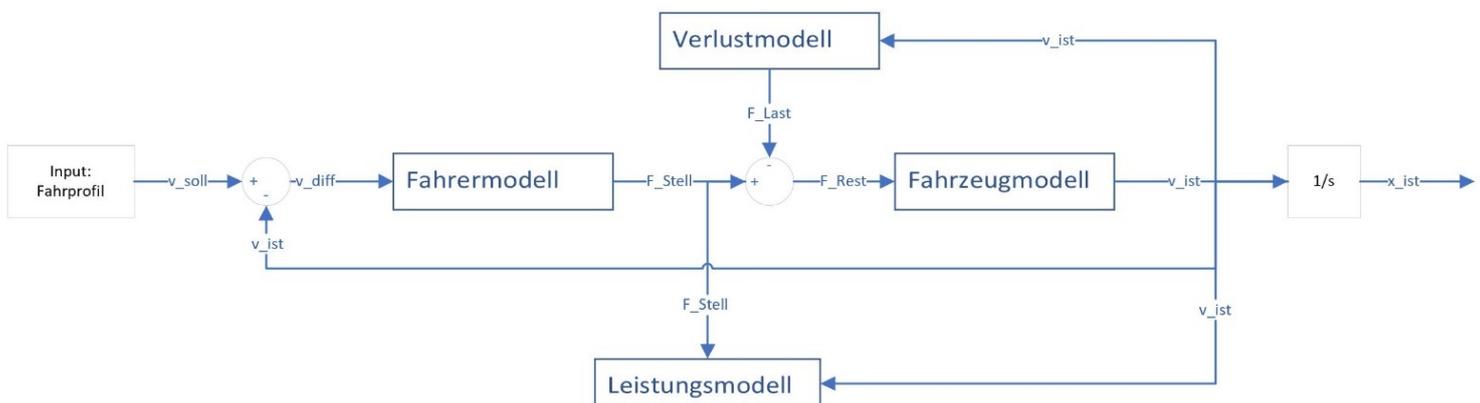


Abbildung 29: Darstellung Längsmodell Piaggio Ape Calessino E4

Die Fahrzeugsimulation kann auch als eine geschwindigkeitsgeregelter Linearachse interpretiert werden. Die dargestellte Fahrzeugsimulation vergleicht einen zeitbasierten Fahrzyklus, also eine theoretisch vorgegebene Sollgeschwindigkeit v_{soll} , mit der aktuellen, tatsächlichen Fahrzeuggeschwindigkeit v_{ist} . Ist dieser Vergleich ungleich Null ($v_{diff} \neq 0$), so wird eine erforderliche Stellgröße F_{Stell} , auch Fahrzeugzugkraft genannt, mithilfe des Fahrermodells generiert. Die Fahrwiderstandskräfte F_{Last} wirken dabei verzögernd auf den Fahrzeugschwerpunkt. Die aus der Summe resultierende Kraft F_{Rest} , beschleunigt das Fahrzeug translatorisch. Für die anschließende Auswertung der unterschiedlichen Testzyklen werden alle Aus- und Eingänge der Submodelle aufgenommen, sodass das folgende Verhalten visualisiert werden können.

- Fahrzeuggeschwindigkeitsprofil
- Fahrzeugkraftprofil
- Motordrehzahl
- Motordrehmoment
- Motorleistung
- Fahrzeugbeschleunigung

Die zugrunde gelegten Submodelle werden in den nachfolgenden Abschnitten detaillierter erläutert.

5.1.1 Fahrprofil

Für eine Anforderungsanalyse kann das Fahrzeug verschiedene internationale Fahrzyklen durchfahren. Angezeigt ist dies in der obigen **Abbildung 29** im linken Bereich gekennzeichnet mit dem Block „Input: Fahrprofil“.

Das Fahrprofil definiert sich dabei mit den folgenden Ausgängen:

Tsoll Simulationszeitvektor [s]
v_soll Geschwindigkeitsvektor [km/h] → [m/s]

Ein typischer Testzyklus ist der in **Abbildung 30** dargestellte „Neuer Europäischer Fahrzyklus“. Dabei ist der Simulationszeitvektor die x-Achse und der Geschwindigkeitsvektor die y-Achse. Umgeformt in die SI-Einheit, Meter pro Sekunde, wird der Geschwindigkeitsvektor durch 3,6 dividiert.

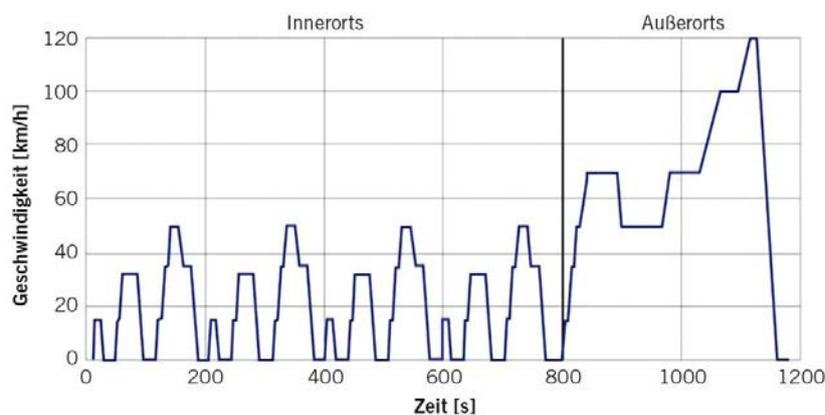


Abbildung 30: Neuer Europäischer Fahrzyklus [16]

5.1.2 Fahrermodell

Das Submodell definiert folgenden Aus- und Eingang:

v_diff Differenzgeschwindigkeit [m/s]
F_Stell Stellkraft [N]

Dabei ist der PI-Regler mit den Parametern

P_Anteil/I_Anteil Regler Parameter [kg/s]

besetzt.

Der in **Abbildung 31** befindliche ideale und nicht begrenzte PI-Regler generiert bei einer Regeldifferenz, Differenzgeschwindigkeit (o. g. $v_{diff} \neq 0$), eine geeignete Stellgröße, Stellkraft F_{Stell} , sodass dieser mit geringer oder ohne bleibende Regeldifferenz dem vorgegebenen Testzyklus folgen kann. Durch diesen PI-Regler lassen sich sportliche-, trödelnde oder komfortable Verhalten des Fahrers realisieren.

In dieser Arbeit soll das Fahrzeug dem vorgegebenem Testzyklus und somit, der vorgegebenen Beschleunigungszeit, folgen. Vereinfacht dargestellt, befindet sich hinter diesem Ausgang die Fahrzeugzugkraft F_{Zug} , also die eigentliche aufzubringende Traktionskraft am Fahrzeugschwerpunkt vom Traktionsantrieb.

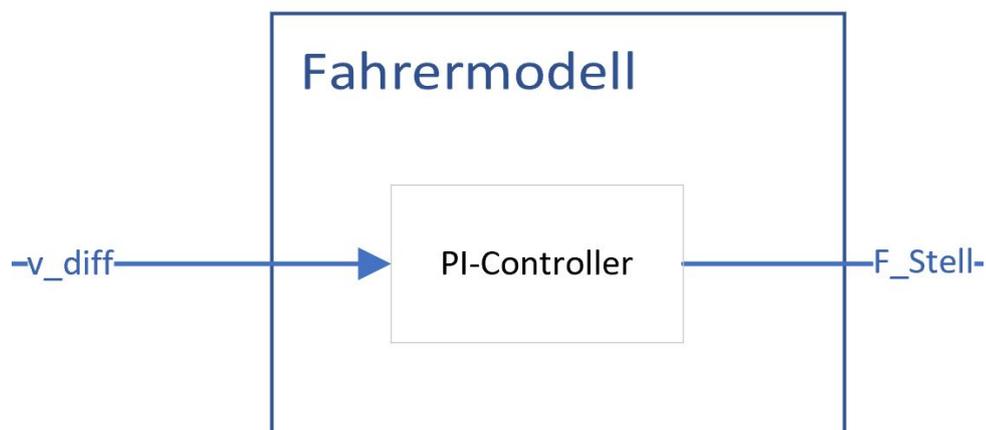


Abbildung 31: Fahrermodell Simulation Piaggio Calessino

5.1.3 Verlustmodell

Der Ausgang des Verlustmodells kumuliert die drei Fahrwiderstandskräfte, die in dem vorherigen Kapitel „4 Physikalische Grundlagen und Kinematik“ erläutert wurden. Dabei sind der in der **Abbildung 32** zu sehende Ein- und Ausgang wie folgt definiert:

F_Last Kumulierte Fahrwiderstandskräfte [N]
v_ist Tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]

Detailliert handelt es sich im Verlustmodell um drei Fahrwiderstandskräfte.

F_Reib Rollwiderstandskraft [N] – Ursprünglich literarische Bez. F_R
F_Wind Luftwiderstandskraft [N] – Ursprünglich literarische Bez. F_W
F_Steig Hangabtriebskraft [N] – Ursprünglich literarische Bez. F_H

Der Eingang, tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit, wird für die Luftwiderstandskraft in quadratischer Form benötigt und nach **Gleichung (6)** aufgebaut.

Damit während der Simulation, bei einem Zeitpunkt im Testzyklus, in dem das simulierte Fahrzeug steht, keine negativen Fahrwiderstandskräfte simuliert werden, ist die Rollwiderstands- und Hangabtriebskraft über die in **Abbildung 32** oben Rechts befindlichen Reibungs- und Steigungsprofile angesteuert. Diese Profile sind wie folgt definiert:

time_profil Zeitvektor [s]
steig_profil Steigungsvektor []
reib_profil Reibvektor []

Beide dieser Profile verwenden den gleichen Zeitstempel. Der Steigungsvektor beinhaltet den zeitlich passenden Steigungskoeffizient k_{Steig} , der mit der **Gleichung (4)** berechnet wird. Da es sich in dieser Arbeit um eine geringe Fahrbahnsteigung handelt, ist die Annäherung ($k_{Steig} \ll 1$) der **Gleichung (7)** ausreichend. Analog zum Steigungsvektor wird ein zeitlich passender Sprung (0/1) zur Verfügung gestellt. Die Multiplikation der **Gleichung (5)** mit dem Reibvektor ergibt anschließend die Rollwiderstandskraft. Auch in diesem Fall ist die vorherige Annäherung ($k_{Steig} \ll 1$) ausreichend.

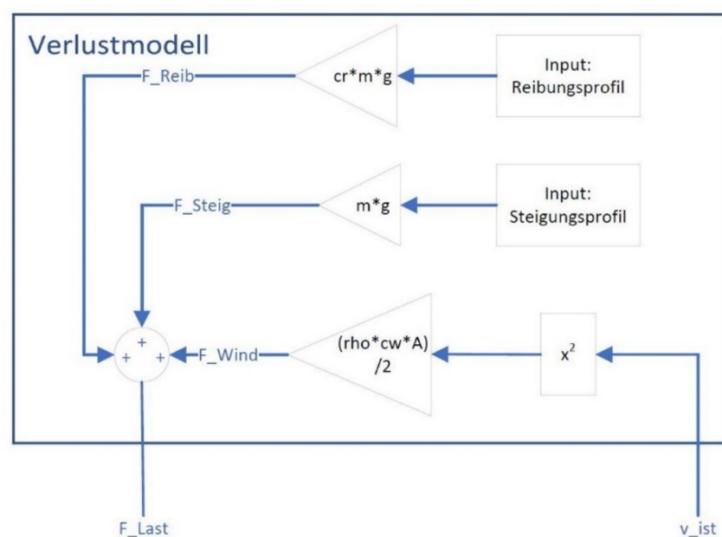


Abbildung 32: Verlustmodell Simulation Piaggio Calessino

5.1.4 Fahrzeugmodell

In diesem Submodell, **Abbildung 33**, handelt es sich um das eigentliche, modellierte Fahrzeug. Da es sich vereinfacht um ein Kräftegleichgewicht im Schwerpunkt des Fahrzeuges nach **Gleichung (10)** handelt, ist die wirkende Stellkraft, auch Fahrzeugzugkraft F_{Zug} , genannt mit den Fahrwiderstandskräften F_{Last} verzögert. Der Eingang,

F_Rest Beschleunigungskraft [N]

wirkt dabei auf den Kehrwert der reduzierten Masse **Gleichung (9) mit (8)**, die in der Simulation mit

m_red Reduzierte Masse in [kg]

definiert ist, ein.

Die daraus resultierende Fahrzeugbeschleunigung,

a_ist Fahrzeugbeschleunigung [m/s^2]

beschleunigt das Fahrzeug. Über einen einfachen Integralblock wird die tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit anschließend ermittelt und als Ausgang

v_ist Tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]

bereitgestellt.

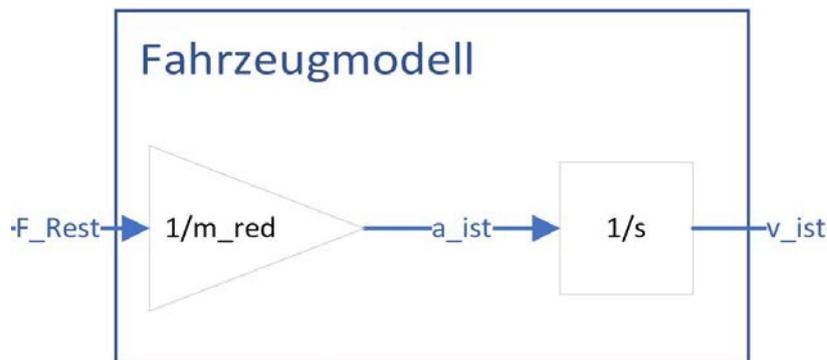


Abbildung 33: Fahrzeugmodell Simulation Piaggio Ape Calessino

5.1.5 Leistungsmodell

Die bereits genannten Submodelle (Fahrzeugmodell, Verlustmodell und Fahrermodell) ermöglichen kumuliert eine lauffähige Fahrzeug-Längssimulation.

Um während der Simulation die Leistungsanforderungen analysieren zu können, sind die folgenden Zweige in das Leistungsmodell (**Abbildung 34**) geführt:

F_Stell Stellkraft [N]
v_ist Tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit [m/s]

Die Eingänge des Leistungsmodells sind anhand der **Gleichung (11)**, **(14)** und **Gleichung (12)**, **(13)** mit den in **Abbildung 34** sichtbaren Bausteinen auf die Motorseite transformiert. Die anschließende Berechnung der Motorleistung ist über den Multiplikator Baustein nach **Gleichung (16)** mit der Berücksichtigung des Gesamtwirkungsgrades nach **Gleichung (15)** aufgestellt.

Dabei sind die Parameter, Aus- und Eingänge wie folgt definiert:

RadR Radradius [m]
iges Gesamtübersetzungsverhältnis []
PI Kreiszahl []
M_Motor Motordrehmoment [Nm]
n_Motor Motordrehzahl [U/s]
eta Gesamtwirkungsgrad []
P_Motor Motorleistung [W]

Um zu der geforderten Motorleistung den dazugehörigen Versorgungsstrom und die geleistete Arbeit über den Zyklus zu ermitteln, sind die Ausgänge und Parameter nach **Gleichung (17)** aufgebaut:

I_Motor Versorgungsstrom [A]
U Versorgungsspannung [V]
Ws_Motor Geleistete mechanische Arbeit [Ws]

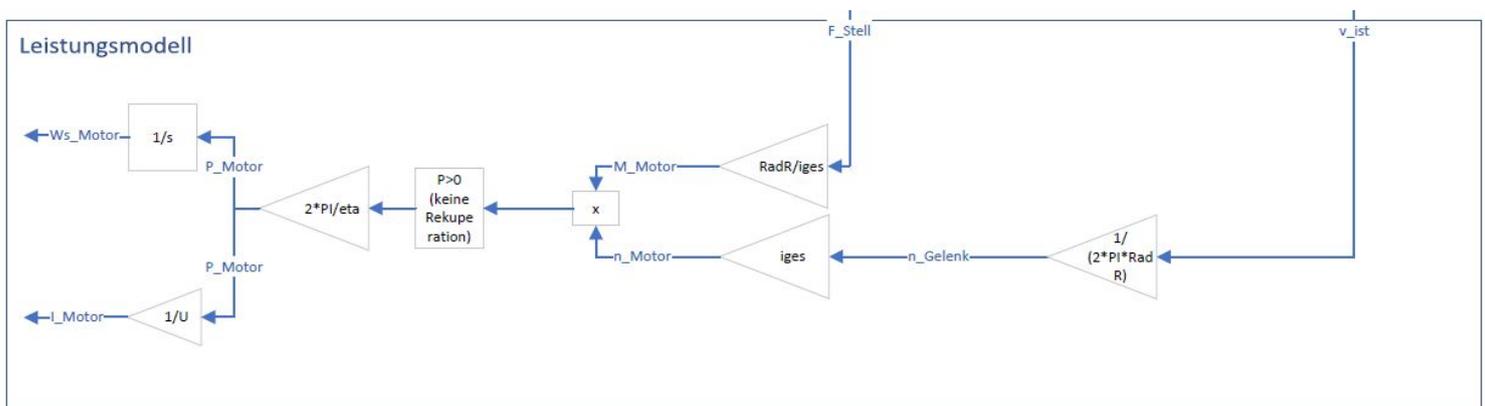


Abbildung 34: Leistungsmodell Simulation Piaggio Calessino

5.2 Parametrisierung

Anhand der nachfolgenden ausgearbeiteten Anforderungsliste ist das obige Fahrzeug-Längsmodell mit den Variablen von MATLAB parametrisiert. Dabei handelt es sich um einige Annahmen, die vorab getroffen wurden, sodass diese den Anforderungen in Harar entsprechen.

Fahrzeugspezifische Anforderung:

max. Fahrzeuggeschwindigkeit	60	km/h
min. Fahrzeuggeschwindigkeit	25	km/h
Beschleunigungsvorgang mit Steigung (0-30 km/h)	25	sec.
Beschleunigungsvorgang ohne Steigung (0-60 km/h)	15	sec.
Fahrzeugesamtgewicht (Vollbeladung)	645	kg
Querschnittsfläche (Anströmungsfläche)	1,60	m ²
Gewicht des Rades (Annahme)	12	kg
Strömungswiderstandskoeffizienten (c_w)	0,6	--

Umgebungsspezifische Anforderung:

Umgebungstemperatur	25	°C
Autoreifen auf Kopfsteinpflaster (c_r)	0,015	--
max. Straßensteigung	13	%

Motorspezifische Anforderung:

Versorgungsspannung	48	V
gesamter Antriebswirkungsgrad	92	%

In diesem Abschnitt der Arbeit sind die Parameter für die Simulink Modulation erläutert und festgelegt. Die festgelegten Parameter gelten anschließend als Grundeinstellungen für das Fahrzeug-Längsmodell und werden nicht mehr verändert. Um die Anforderung an einen Traktionsantrieb herauszufinden, werden die im nächsten Abschnitt durchgeführten Testzyklen erläutert, die Ausschließlich, wie oben bereits erwähnt wurde, über Profile initialisiert werden.

5.2.1 Fahrzeug

Als Grundeinstellung für die gesamte Simulation gelten die nachfolgenden Werte und Variablennamen, die an das Simulink-Modell (**Abbildung 29**) übergeben werden.

Fahrzeugparameter:

m_Rad	Traktionsradgewicht (Annahme)	12 kg
RadR	Radradius	0,205 m
m	Fahrzeuggesamtmasse	645 kg
J_Rad	Massenträgheitsmoment Traktionsrad	s. F. Gleichung (18)
m_red	Reduzierte Masse	s. F. Gleichung (19)
A	Fahrzeugfrontfläche	s. F. Gleichung (20)

Umgebungsparameter:

rho	Luftdichte	1,184 kg/m ³
cw	Strömungswiderstandskoeffizient (Annahme)	0,6
cr	Rollwiderstandskoeffizient	0,015

Grundlagenparameter:

PI	Kreiszahl	3,1415
g	Schwerebeschleunigung	9,81 m/s ²
F_R	Rollwiderstandskraft (Annahme: $k_{Steig} \ll 1$)	s. F. Gleichung (21)

Motor- und Antriebsparameter:

eta	Gesamtwirkungsgrad (Annahme)	0,92
iges	Getriebeübersetzung	s. F. Gleichung (22)
U	Versorgungsspannung	48 V

Regler Parameter:

P_Anteil	Regler Parameter (P-Regler)	6688,976 kg
I_Anteil	Regler Parameter (I-Regler)	0,175 s

Das oben genannte **Trägheitsmoment des Traktionsrades (J_Rad)** wird wie folgt berechnet:

$$J_R = \frac{1}{2} \cdot m_{Rad} \cdot r_R^2 = \frac{1}{2} \cdot 12 \text{ kg} \cdot (0,205 \text{ m})^2 = \mathbf{0,2522 \text{ kgm}^2} \quad (18)$$

Unter Verwendung der oben genannten Werte, vereinfacht ohne Berücksichtigung eines Getriebes, wird die **reduzierte Masse (m_red)** wie folgt berechnet:

$$m_{red,Fzg} = m_{ges} + n_{Rad} \cdot \frac{J_R}{r_R^2} = 645 \text{ kg} + 3 \cdot \frac{0,2522 \text{ kgm}^2}{(0,205 \text{ m})^2} = \mathbf{663 \text{ kg}} \quad (19)$$

Des Weiteren ist die **Fahrzeugfrontfläche (A)** mit den im Abschnitt „2.1 Fahrzeugaufbau“ benannten Abmessungen berechnet:

$$A_{Front,Fzg} = B_{Fzg} \cdot H_{Fzg} = 1,14 \text{ m} \cdot 1,4 \text{ m} = \mathbf{1,6 \text{ m}^2} \quad (20)$$

Da die Annahme: $k_{Steig} \ll 1$ zutrifft, wird die **Rollwiderstandskraft (F_R)** vorab wie folgt berechnet:

$$F_R = c_R \cdot m_{ges} \cdot g = 0,015 \cdot 645 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = \mathbf{94,912 \text{ N}} \quad (21)$$

Durch die Marktrecherche wird von einem Traktionsmotor ausgegangen, der eine maximale Drehzahl von 6000 U/min aufweist. Daher muss eine geeignete **Übersetzung (iges)** gefunden werden, die wie folgt berechnet ist:

$$i_{opt} = \frac{n_{Motor}}{n_{Gelenk}} = \frac{n_{Motor}}{\frac{v_{Fzg}}{2 \cdot \pi \cdot r_R}} = \frac{6000 \text{ U/min}}{\frac{60 \text{ km/h} \cdot 60}{3,6 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,205 \text{ m}}} = \mathbf{7,73} \quad (22)$$

Die Regler Parameter sind während der Initialisierungsphase über die Tune-Funktion definiert worden. In dieser Arbeit soll das modellierte Fahrzeug dem vorgegebenen Fahrprofil folgen, ohne dass dieses ein charakteristisches Verhalten, wie oben im Abschnitt „Fahrermodell“ bereits erwähnt wurde, aufweist.

5.2.2 Fahrzyklus 1 – Konstante Fahrt

Der Fahrzyklus 1 – Konstante Fahrt (siehe **Abbildung 35**), gibt eine 195 Sekunden lange Fahrsimulation vor.

Zyklen:

Startphase:	0 s	bis	10 s
Beschleunigungsphase:	10 s	bis	25 s
Haltephase:	25 s	bis	155 s
Abbremsphase:	155 s	bis	165 s
Haltephase:	165 s	bis	195 s

In diesem Fahrzyklus wird die modellierte Piaggio Ape, bei einer Fahrbahnsteigung von 0 %, ab der Sekunde 10 auf eine Höchstgeschwindigkeit von 60 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Über den initialisierten Reibvektor und dem dazugehörigen Zeitvektor, wird die Rollwiderstandskraft vor dem Beschleunigungsvorgang mit einem Sprung am Eingang aktiviert. Der Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 15 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 130 Sekunden auf 60 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das modellierte Fahrzeug in 10 Sekunden in den Stand abgebremst. Die Rollwiderstandskraft wird in diesem Zeitpunkt mit einem Sprung von 1 auf 0 deaktiviert.

Parameter:

Tsoll = [0 10 25 28 50 60 85 95 120 145 155 165 175 190 195]
 Simulationszeitvektor [s]

v_soll = [0 0 60 60 60 60 60 60 60 60 0 0 0 0 0]/3.6
 Geschwindigkeitsvektor [km/h] → [m/s]

time_profil = [0 9.9 10 29 30 48 49 96 97 118 119 164.9 165 195]
 Zeitvektor [s]

steig_profil = [0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0]
 Steigungsvektor []

reib_profil = [0 0 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 0 0]
 Reibvektor []

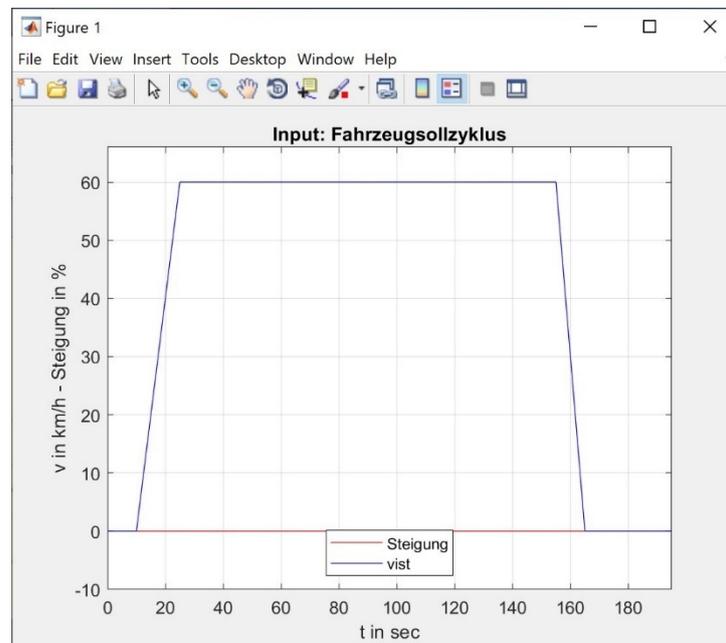


Abbildung 35: Fahrzyklus 1 – Konstante Fahrt

5.2.3 Fahrzyklus 2 – Konstante Bergfahrt

Der Fahrzyklus 2 – Konstante Bergfahrt (siehe **Abbildung 36**), gibt ähnlich wie im Fahrzyklus 1 eine 195 Sekunden lange Fahrsimulation vor.

Zyklen:

Startphase:	0 s	bis	10 s
Beschleunigungsphase:	10 s	bis	35 s
Haltephase:	35 s	bis	175 s
Abbremsphase:	175 s	bis	190 s
Haltephase:	190 s	bis	195 s

In diesem Fahrzyklus muss die modellierte Piaggio Ape eine Fahrbahnsteigung von 13 % überwinden (siehe **Abbildung 36** rote Kennlinie).

Ab der Sekunde 10, wird das modellierte Fahrzeug aus dem Stand in 25 Sekunden auf eine Geschwindigkeit von 30 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Über die initialisierten Reib-, Steig- und Zeitvektoren werden die Fahrwiderstandskräfte vor dem Beschleunigungsvorgang über die jeweiligen Profile aktiviert. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 140 Sekunden auf 30 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das modellierte Fahrzeug in 15 Sekunden in den Stand abgebremst. Die Fahrwiderstandskräfte werden in diesem Zeitpunkt deaktiviert.

Parameter:

Tsoll = [0 10 35 50 60 85 95 120 145 155 165 175 190 195]
Simulationszeitvektor [s]

v_soll = [0 0 30 30 30 30 30 30 30 30 30 30 0 0]/3.6
Geschwindigkeitsvektor [km/h] → [m/s]

timeprofil = [0 9.9 10 29 30 48 49 96 97 118 119 189.9 190 195]
Zeitvektor [s]

steigprofil = [0 0 atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13)
atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13) atan(0.13) 0 0]
Steigungsvektor []

reibprofil = [0 0 1 1 1 1 1 1 1 1 1 1 0 0]
Reibvektor []

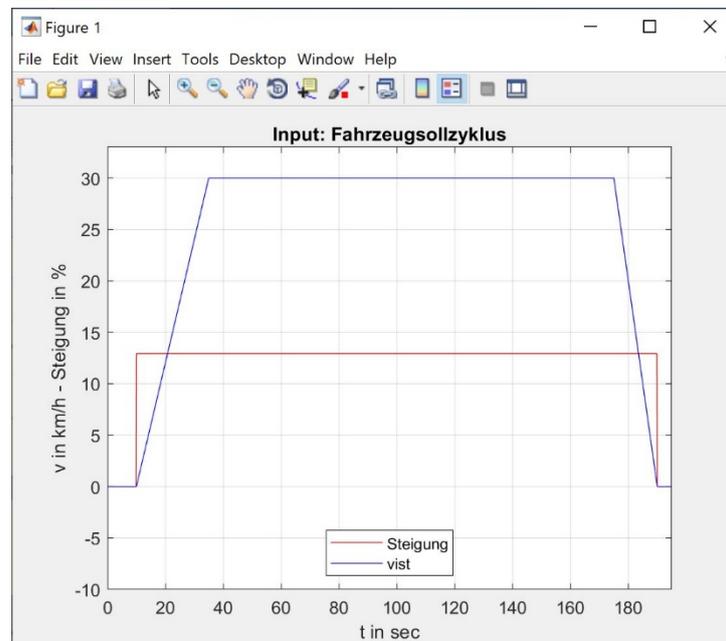


Abbildung 36: Fahrzyklus 2 – Konstante Bergfahrt

5.2.4 Fahrzyklus 3 – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)

Der Fahrzyklus 3 – Neuer Europäischer Fahrzyklus (**Abbildung 30**), wird in dieser Arbeit nur für den Stadtbereich simuliert. Dieser Stadtzyklus, **Abbildung 37**, wird auch ECE 15 genannt. Ähnlich wie die ersten Zyklen ist dieser eine 195 Sekunden lange Fahrsimulation. In diesem Fahrzyklus muss die modellierte Piaggio Ape eine Steigung von 0 % überwinden. Über den initialisierten Reib- und Zeitvektor wird die Rollwiderstandskraft vor jedem Beschleunigungsvorgang mit einem Sprung am Eingang aktiviert. Deaktiviert wird die Rollwiderstandskraft am Ende der Abbremsphasen mit einem Sprung von 1 auf 0.

1. Fahrt

Ab der Sekunde 10 wird auf eine Geschwindigkeit von 16 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Der erste Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 5 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 9 Sekunden auf 16 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 4 Sekunden in den Stand abgebremst.

Fahrt 1:

Startphase:	0 s	bis	10 s
Beschleunigungsphase:	10 s	bis	15 s
Haltephase:	15 s	bis	24 s
Abbremsphase:	24 s	bis	28 s
Haltephase:	28 s	bis	50 s

2. Fahrt

Ab der Sekunde 50 wird auf eine Geschwindigkeit von 32 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Der zweite Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 10 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 25 Sekunden auf 32 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 10 Sekunden in den Stand abgebremst.

Fahrt 2:

Start:		ab	50 s
Beschleunigungsphase:	50 s	bis	60 s
Haltephase:	60 s	bis	85 s
Abbremsphase:	85 s	bis	95 s
Haltephase:	95 s	bis	120 s

3. Fahrt

Ab der Sekunde 120 wird auf eine Geschwindigkeit von 50 Kilometer pro Stunde beschleunigt. Der dritte Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 25 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 10 Sekunden auf 50 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 10 Sekunden auf eine Fahrgeschwindigkeit von 35 Kilometer pro Stunde abgebremst. Das Fahrzeug fährt 10 Sekunden diese Geschwindigkeit. Anschließend wird in 10 Sekunden in den Stand abgebremst.

Fahrt 3:

Start:		ab	120 s
Beschleunigungsphase 1:	120 s	bis	145 s
Haltephase 1:	145 s	bis	155 s
Abbremsphase 1:	155 s	bis	165 s
Haltephase 2:	165 s	bis	175 s
Abbremsphase 2:	175 s	bis	190 s
Haltephase 2:	190 s	bis	195 s

Parameter:

Tsoll = 0 10 15 24 28 50 60 85 95 120 145 155 165 175 190 195]
Simulationszeitvektor [s]

v_soll = [0 0 16 16 0 0 32 32 0 0 50 50 35 35 0 0]/3.6
Geschwindigkeitsvektor [km/h] → [m/s]

time_profil = [0 10 10.1 27.9 28 50 50.1 94.9 95 120 120.1 189.9 190 195]
Zeitvektor [s]

steig_profil = [0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0 0]
Steigungsvektor []

reib_profil = [0 0 1 1 0 0 1 1 0 0 1 1 0 0]
Reibvektor []

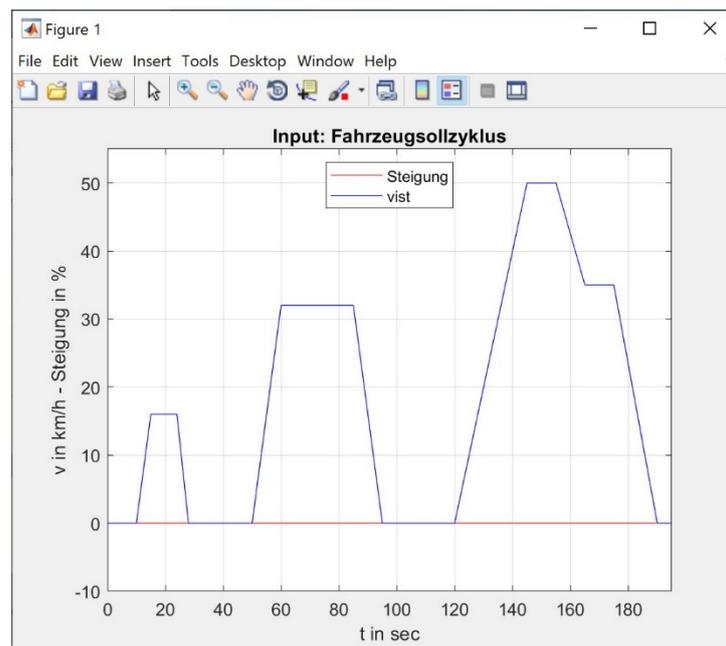


Abbildung 37: Fahrzyklus 3 – ECE-15 Stadtfahrzyklus

5.2.5 Fahrzyklus 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus

Der Fahrzyklus 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus, **Abbildung 38**, ist auch, wie im Fahrzyklus 3, eine 195 Sekunden lange Stadtzyklusfahrt mit zusätzlich angepassten Beschleunigungsvorgängen. In diesem Fahrzyklus muss die modellierte Piaggio Ape zwei Fahrbahnsteigungen von 8 % und 13 % überwinden. Über die initialisierten Reib-, Steig- und Zeitvektoren werden die Fahrwiderstandskräfte vor den Beschleunigungsvorgängen über die jeweiligen Profile aktiviert. Deaktiviert werden die oben genannten Fahrwiderstände am Ende der Abbremsphasen.

1. Fahrt

Ab der Sekunde 10 wird auf eine Geschwindigkeit von 16 Kilometer pro Stunde bei einer Fahrbahnsteigung von 13 % beschleunigt. Der erste Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 14 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 6 Sekunden auf 16 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 5 Sekunden in den Stand abgebremst.

Fahrt 1:

Startphase:	0 s	bis	10 s
Beschleunigungsphase:	10 s	bis	24 s
Haltephase:	24 s	bis	31 s
Abbremsphase:	31 s	bis	36 s
Haltephase:	36 s	bis	50 s

2. Fahrt

Ab der Sekunde 50 wird auf eine Geschwindigkeit von 32 Kilometer pro Stunde bei einer Fahrbahnsteigung von 13 % beschleunigt. Der zweite Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 25 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 10 Sekunden auf 32 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 10 Sekunden in den Stand abgebremst.

Fahrt 2:

Start:		ab 50 s	
Beschleunigungsphase:	50 s	bis	75 s
Haltephase:	75 s	bis	85 s
Abbremsphase:	85 s	bis	95 s
Haltephase:	95 s	bis	120 s

3. Fahrt

Ab der Sekunde 120 wird auf eine Geschwindigkeit von 50 Kilometer pro Stunde bei einer Fahrbahnsteigung von 8 % beschleunigt. Der dritte Beschleunigungsvorgang dauert insgesamt 25 Sekunden. Nach dem Beschleunigungsvorgang wird das modellierte Fahrzeug 5 Sekunden auf 50 Kilometer pro Stunde gehalten. Anschließend wird das Fahrzeug in 5 Sekunden auf eine Fahrgeschwindigkeit von 35 Kilometer pro Stunde abgebremst. Das Fahrzeug fährt 10 Sekunden diese Geschwindigkeit. Anschließend wird das modellierte Fahrzeug in 15 Sekunden den Stillstand erreichen.

Fahrt 3:

Start:		ab 120 s	
Beschleunigungsphase 1:	120 s	bis	155 s
Haltephase 1:	155 s	bis	160 s
Abbremsphase 1:	160 s	bis	165 s
Haltephase 2:	165 s	bis	175 s
Abbremsphase 2:	175 s	bis	190 s
Haltephase 2:	190 s	bis	195 s

Parameter:

Tsoll = [0 10 24 31 36 50 75 85 95 120 155 160 165 175 190 195]
Simulationszeitvektor [s]

v_soll = [0 0 16 16 0 0 32 32 0 0 50 50 35 35 0 0]/3.6;
Geschwindigkeitsvektor [km/h] → [m/s]

time_profil = [0 10 10.1 35.9 36 50 50.1 94.9 95 120 120.1 189.9 190 195]
Zeitvektor [s]

steig_profil = [0 0 atan(0.13) atan(0.13) 0 0 atan(0.13) atan(0.13) 0 0 atan(0.08)
atan(0.08) 0 0]
Steigungsvektor []

reib_profil = [0 0 1 1 0 0 1 1 0 0 1 1 0 0]
Reibvektor []

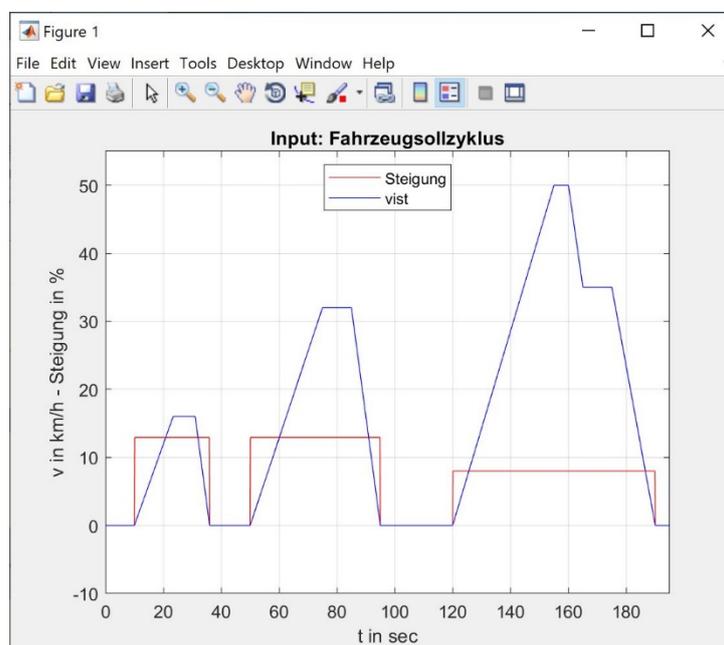


Abbildung 38: Fahrzyklus 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus

5.3 Simulationsergebnisse

In diesem Abschnitt der Arbeit ist die MATLAB/Simulink Simulation nach den im Abschnitt „5.2 Parametrisierung“ genannten Grundeinstellungen (Übersetzungsverhältnis 1:7,3 etc.) und Testzyklen durchgeführt worden. Bei diesen Simulationen des Fahrzeug-Längsmodells, sind folgende Aus- und Eingänge nach **Abbildung 29** erfasst.

- Fahrzeuggeschwindigkeitsprofil (v_{soll} , v_{ist} , v_{diff})
- Fahrzeugkraftprofil (F_{Stell} , F_{Last} , F_{Rest})
- Motordrehzahl (n_{Motor})
- Motordrehmoment (M_{Motor})
- Motorleistung (P_{Motor})
- Fahrzeugbeschleunigung (a_{Fzg})

Die wichtigsten Simulationsergebnisse für die Auswahl eines geeigneten Traktionsantriebes sind in den darunter stehenden Tabellen zusammengefasst. Der nachgeschaltete Abschnitt „5.4 Anforderungsdiskussion“ greift anschließend darauf zurück, sodass nach einer Analyse der Simulationsergebnisse eine Anforderungsliste erstellt werden kann. Anschließend wird eine Möglichkeit eines Traktionsantriebes im Abschnitt „6 Komponentenauswahl“ anhand der Anforderungskriterien ausgewählt.

5.3.3 Simulation 3 – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)

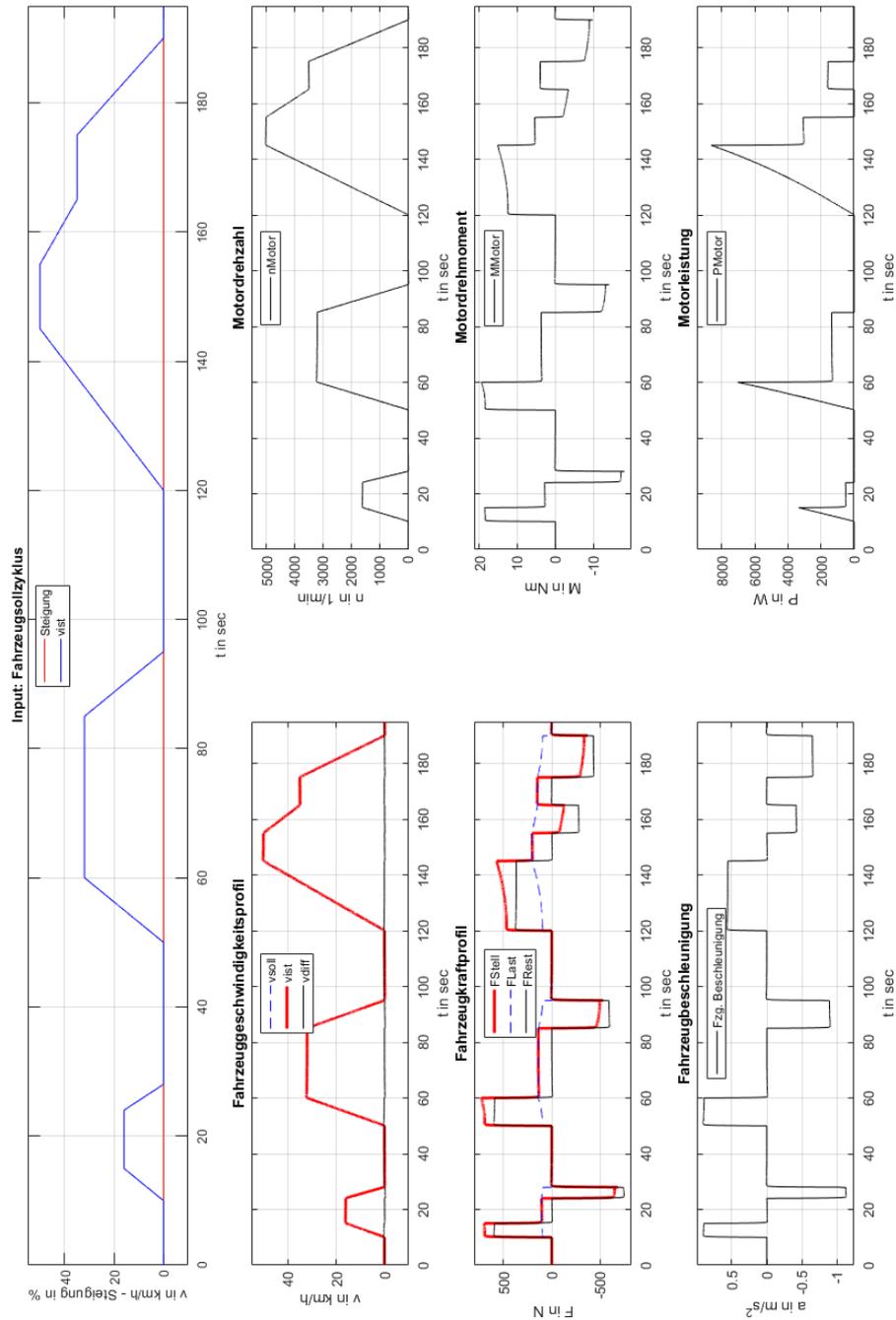


Abbildung 41: Simulationsergebnisse – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)

5.3.4 Simulation 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus

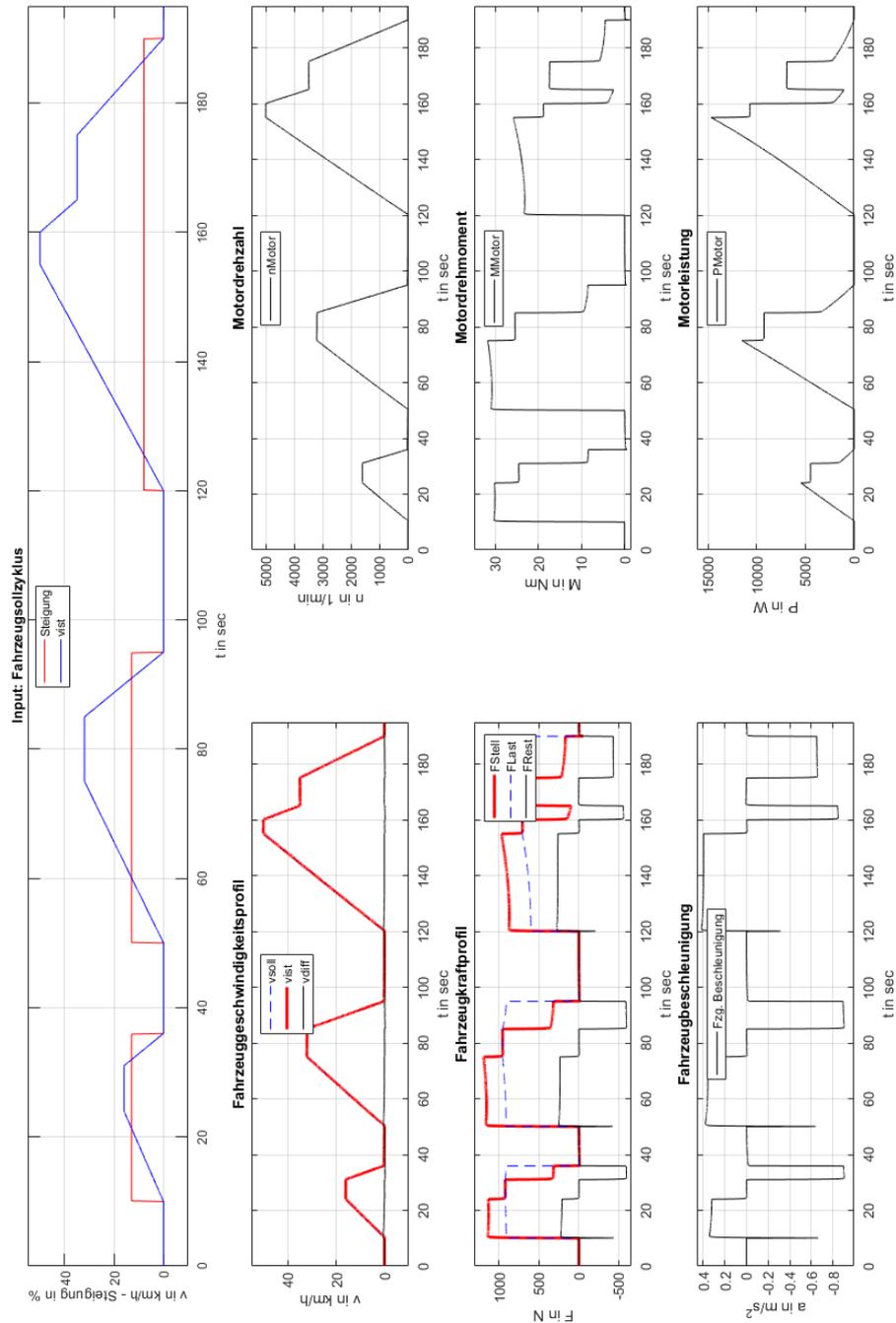


Abbildung 42: Simulationsergebnisse – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus

5.4 Anforderungsdiskussion

In dem nachfolgenden Abschnitt „5.4.1 Gegenüberstellung Simulationsergebnisse“ sind die einzelnen, oben genannten, Simulationen zusammen in den jeweiligen Plots gegenübergestellt, sodass ein Vergleich untereinander stattfinden kann. Eine anschließende Analyse der Simulationsdaten im Abschnitt „5.4.2 Analyse Lastmerkmale“ führt zu einer Anforderungsliste.

5.4.1 Gegenüberstellung Simulationsergebnisse

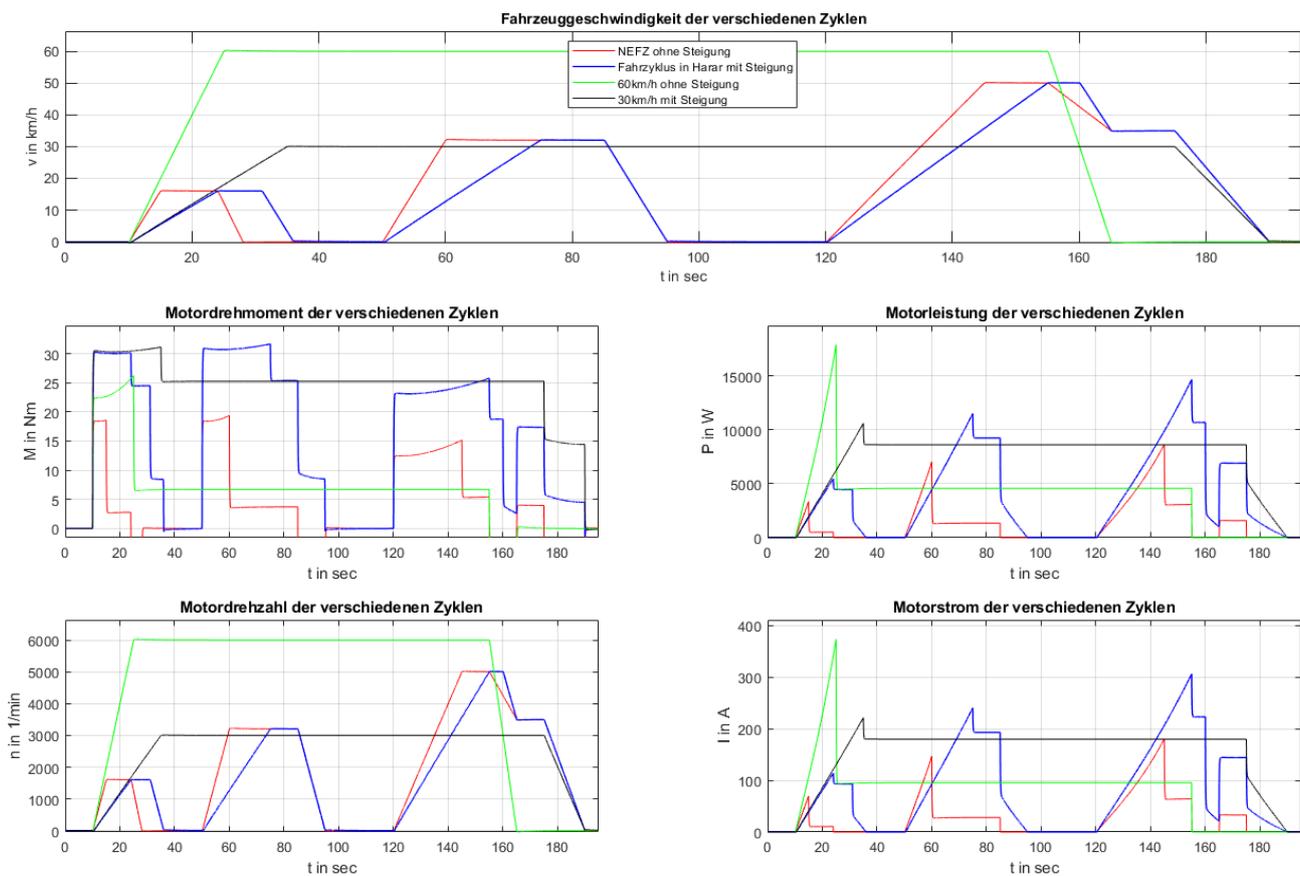


Abbildung 43: Simulationsergebnisse – Gegenüberstellung

5.4.2 Analyse Lastmerkmale

Die nachfolgende **Tabelle 14** stellt die obigen in **Abbildung 43** visualisierten Simulationsergebnisse dar. Da die ersten Fahrten der Simulation 3 und 4 keinen Einfluss auf die nachfolgenden Lastmerkmale haben, sind diese der Übersicht halber nicht mitberücksichtigt worden. Die anschließende Gegenüberstellung der einzelnen Phasen führt zu folgenden Aussagen:

Drehmomentanforderung:

Während der Simulationen bewegt sich das angeforderte Drehmoment im Bereich von 3,686 Newtonmeter bis zu einem Spitzendrehmoment von 31,9 Newtonmeter bei einer Übersetzung von 7,73. Die Fahrt 2 des „Neuen Hararischen Stadtfahrzyklus“ erreicht nach seiner Beschleunigungsphase von 25 Sekunden eine Geschwindigkeit von 32 Kilometer pro Stunde und ist nach der Anforderung im Abschnitt „5.2 Parametrisierung“ 2 Kilometer pro Stunde schneller. Wird als Vergleich die konstante Bergfahrt verwendet, so fordert diese ein Drehmoment von 31,12 Newtonmeter. Vereinfacht kann von einem Spitzendrehmoment von 32 Newtonmeter ausgegangen werden. Da von einem dynamischen Drehmomentbereich die Rede ist, kann grob ein Nenndrehmoment über das arithmetische Mittel ermittelt werden (**Gleichung (23)**). Dabei sind die Drehmomentwerte der Haltephasen durch die Anzahl der Phasen geteilt.

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Mittel}} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n M_k = \frac{(6,7 + 25,26 + 3,686 + 5,364 + 3,979 + 25,36 + 18,75 + 17,37) \cdot Nm}{8} \\
 &= \frac{106,469 \cdot Nm}{8} = \mathbf{13,31 Nm}
 \end{aligned} \tag{23}$$

Das Anzugsdrehmoment $M_{\text{Motor},0}$, welches beim Einschalten des Motors bei einer Fahrbahnsteigung von 13 % vorhanden sein muss, ist einzuschätzen mit der Simulation 2 und wird mit der, aus den Grundgleichungen aufgebauten, **Gleichung (24)** berechnet. Dabei handelt es sich um die wirkenden Fahrwiderstandskräfte in Höhe von 912,9 Newton am Traktionsrad. Das daraus resultierende Anzugsdrehmoment von,

$$M_{\text{Motor},0} = \frac{r_R \cdot (F_H + F_W + F_R)}{i_{\text{opt}}} = \frac{0,205 \text{ m} \cdot 912,9 \text{ Nm}}{7,73} = \mathbf{24,21 Nm} \tag{24}$$

wird für eine Bergfahrt mindestens benötigt, um das Fahrzeug im Stand halten zu können. Im Vergleich zu der obigen Berechnung, wirken bei einer konstanten Fahrt (Simulation 1) die Fahrwiderstandskräfte in Höhe von 94,91 Newton (**Gleichung (21)**) am Traktionsrad. Das daraus resultierende Anzugsdrehmoment beträgt 2,51 Newtonmeter.

Zusammengefasst sind folgende Anforderung gesetzt:

Drehmomentspektrum:	0 bis 32 Newtonmeter
Nenndrehmoment:	~ 13,31 Newtonmeter
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Bergfahrt):	24,21 Newtonmeter
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Fahrt):	2,51 Newtonmeter

Drehzahlanforderung:

Da die Motordrehzahl stark von der Übersetzung abhängig ist, bewegt sich das **Drehzahlspektrum** im Bereich von **0 - 6000 U/min**. Dabei ist bei 6000 U/min bei einem Übersetzungsverhältnis 7,73:1 (nach **Gleichung (22)**) eine Höchstgeschwindigkeit von 60 km/h zu erwarten.

Leistungsanforderung:

Da die Leistung abhängig von der Traktionsdrehzahl und -drehmoment (nach **Gleichung (16)**) berechnet wird, wird die maximale Leistung in Höhe von 17,9 Kilowatt bei dem Beschleunigungsvorgang von 0 auf 60 Kilometer pro Stunde in 15 Sekunden (Simulation 1, Konstante Fahrt) erreicht. Verlängert man den Beschleunigungsvorgang auf 35 Sekunden, wird eine Leistung von etwa 10 Kilowatt angefordert. Für die Simulation 2, Konstante Bergfahrt, ist eine Leistung von 10,06 Kilowatt ausreichend, sodass das simulierte Fahrzeug in 25 Sekunden von 0 auf 30 Kilometer pro Stunde beschleunigt werden kann. Ein Traktionsmotor kann deutlich überlastet werden, daher ist auch hier ein arithmetisches Mittel sinnvoll, um die Nennleistung des Traktionsmotors grob einzuschätzen. Wie im vorherigen Abschnitt werden mit **Gleichung (25)** alle Leistungswerte der Haltephasen durch die Anzahl der Phasen geteilt.

$$P_{\text{Mittel}} = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n P_k = \frac{(4,579 + 8,626 + 1,346 + 3,060 + 9,25 + 10,7 + 6,915) \cdot kW}{8} \quad (25)$$

$$= \frac{44,476 \cdot kW}{8} = 5,56 kW$$

Um auch grobe Einschätzungen für die Anforderung der Leistungskomponenten zu treffen, wird der Zusammenhang zwischen Leistung, Strom und Spannung nach **Gleichung (17)** genutzt. Bei einer Versorgungsspannung von 48 Volt und einer maximalen Leistung von 17,9 Kilowatt können Ströme in Höhe von 372,92 Ampere fließen. Der Nennstrom wird allerdings im Bereich von 115,84 Ampere liegen.

Zusammengefasst sind folgende Anforderung gesetzt:

Leistungsspektrum:	0 bis 17,9 Kilowatt
Nennleistung:	~ 5,56 Kilowatt
max. Versorgungsstrom:	372,92 Ampere
Nennstrom:	115,84 Ampere

Getriebeanforderung:

Um im Allgemeinen die simulierten Drehmomente übertragen zu können, muss das Traktionsgetriebe ein Übersetzungsverhältnis von 7,73:1 aufweisen. In diesem Fall ist der Faktor von 7,73 zu berücksichtigen, sodass folgende Anforderungen an ein Traktionsgetriebe nach **Gleichung (13) und (14)** gesetzt werden können:

Drehmomenteingang (Traktionsmotorseite):	0 bis 32 Newtonmeter
Drehzahleingang (Traktionsmotorseite):	0 bis 6000 Umdrehung pro Minute
Drehmomentausgang (Traktionsräder):	0 bis 247,36 Newtonmeter
Drehzahlausgang (Traktionsräder):	0 bis 776,19 Umdrehung pro Minute
Übersetzungsverhältnis:	7,73

Tabelle 14: Simulationsergebnisse Lastmerkmale

	Motor					
	-leistung		-drehzahl		-drehmoment	
	P_Motor [kW]		n_Motor [min ⁻¹]		M_Motor [Nm]	
Konstante Fahrt:						
Beschleunigungsphase:	0	17,9	0	6029	22,37	26,24
Haltephase:	4,579		6002		6,7	
Abbremsphase:	--	--	6001	0	-23,49	-27,8
Konstante Bergfahrt:						
Beschleunigungsphase:	0	10,6	0	3008	30,53	31,12
Haltephase:	8,626		3001		25,26	
Abbremsphase:	5,09	0	3001	0	15,29	14,43
NEFZ Fahrt 2:						
Beschleunigungsphase:	0	7,04	0	3219	18,41	19,37
Haltephase:	1,346		3202		3,686	
Abbremsphase:	--	--	3201	0	-12,24	-14,1
NEFZ Fahrt 3:						
Beschleunigungsphase 1:	0	8,64	0	5015	12,45	15,19
Haltephase 1:	3,060		5006		5,364	
Abbremsphase 1:	--	--	5006	3493	-2,05	-3,385
Haltephase 2:	1,582		3499		3,979	
Abbremsphase 2:	--	--	3499	0	-7,549	-9,834
NHFZ Fahrt 2:						
Beschleunigungsphase:	0	11,53	0	3209	30,9	31,9
Haltephase:	9,25		3209		25,36	
Abbremsphase:	3,19	0	3209	0	9,398	8,52
NHFZ Fahrt 3:						
Beschleunigungsphase 1:	0	14,68	0	5010	23,22	25,79
Haltephase 1:	10,7		5010		18,75	
Abbremsphase 1:	2,14	1,03	5010	3490	3,98	2,578
Haltephase 2:	6,915		3496		17,37	
Abbremsphase 2:	2,4	0	3496	0	5,757	4,498

5.4.3 Anforderungsliste

In diesem Abschnitt sind in der nachfolgenden **Tabelle 15** alle Anforderungen an ein Traktionsantrieb aufgelistet, sodass anschließend im Abschnitt „6 Komponentenauswahl“ mit Verwendung dieser Anforderungsliste ein geeigneter Traktionsantrieb gefunden werden kann.

Tabelle 15: Anforderungsliste Traktionsantrieb

Anforderungsliste	
Anforderung/Bezeichnung der Anforderung	Wert [Einheit]
Traktionsmotor:	
Drehmomentbereich:	0 - 32 [Nm]
Nenn Drehmoment:	~ 13,31 [Nm]
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Bergfahrt):	24,21 [Nm]
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Fahrt):	2,51 [Nm]
Drehzahlbereich:	0 - 6000 [U/min]
Leistungsbereich:	0 - 17,9 [kW]
Nennleistung:	~ 5,56 [kW]
max. Versorgungsstrom:	372,92 [A]
Nennstrom:	115,84 [A]
Traktionsgetriebe:	
Drehmomenteingang (Traktionsmotorseite):	0 - 32 [Nm]
Drehzahleingang (Traktionsmotorseite):	0 - 6000 [U/min]
Drehmomentausgang (Traktionsräder):	0 - 247,36 [Nm]
Drehzahlausgang (Traktionsräder):	0 - 776,19 [U/min]
Übersetzungsverhältnis:	7,73 []

6 Traktionsantrieb

In diesem Abschnitt der Arbeit soll ein geeignetes elektrisches Antriebskonzept für die Piaggio Ape Calessino festgelegt werden.

6.1 Idee

Um ein geeignetes, elektrisches Antriebskonzept zu finden, ist eine Marktanalyse durchgeführt worden. Während dieser Analyse ist nach mehrmaliger Suche klar geworden, dass es kein auf dem freien Markt erhältliches, geeignetes, elektrisches Antriebskonzept für die Piaggio Ape Calessino gibt.

Das eigentliche Kernproblem war es ein geeignetes Differenzial (Verteilergetriebe) mit der passenden Aus- und Eingangsdrehzahl und Übersetzung zu finden. Das anschließende Umdenken führte zurück zur Analyse der Bestandskomponenten.

Da die Traktionseinheit der Piaggio Ape Calessino (**Abbildung 6**) über folgende Komponenten verfügt,

- Verbrennungskraftmaschine
- Traktionsgetriebe
- Differenzialgetriebe

wird die Idee verfolgt, die Verbrennungskraftmaschine von dem Traktionsgetriebe zu trennen. In der nachfolgenden **Abbildung 44** und **Abbildung 45** sind die Getriebe- und Kupplungskomponenten zu sehen. Um den Kraftfluss zwischen Verbrennungskraftmaschine und Getriebe- und Differenzialgruppe zu trennen, ist das Kupplungspaket und dessen Komponenten (**Abbildung 44**) zu entfernen. Um das Umfeld anschließend vor drehenden Teilen zu schützen und die Getriebe- und Differenzialgruppe weiterhin gut lagern zu können, ist der Kupplungsdeckel (**Abbildung 44 – Position 25**) nach der Demontage der Komponenten wieder zu montieren. Über dem am Kupplungsdeckel befindlichen Stutzen (**Abbildung 44 – Position 28**) ist mit einer geeigneten kraftschlüssigen Verbindung die Getriebeeingangswelle (**Abbildung 45 – Position 10**) mit dem im nächsten Abschnitt ausgewählten elektrischen Traktionsmotor zu verbinden. Da es sich hierbei um ein 4-Stufiges Traktionsgetriebe handelt, muss über die **Position 1**, in der **Abbildung 45** die Getriebestufe 4, mit einer Gesamtgetriebeübersetzung von 6,1, festgesetzt werden. Um einen geeigneten Traktionsmotor zu finden, müssen die obigen Simulationen und die dazugehörige Anforderungsliste mit der geänderten Gesamtgetriebeübersetzung von 6,1 überarbeitet werden.

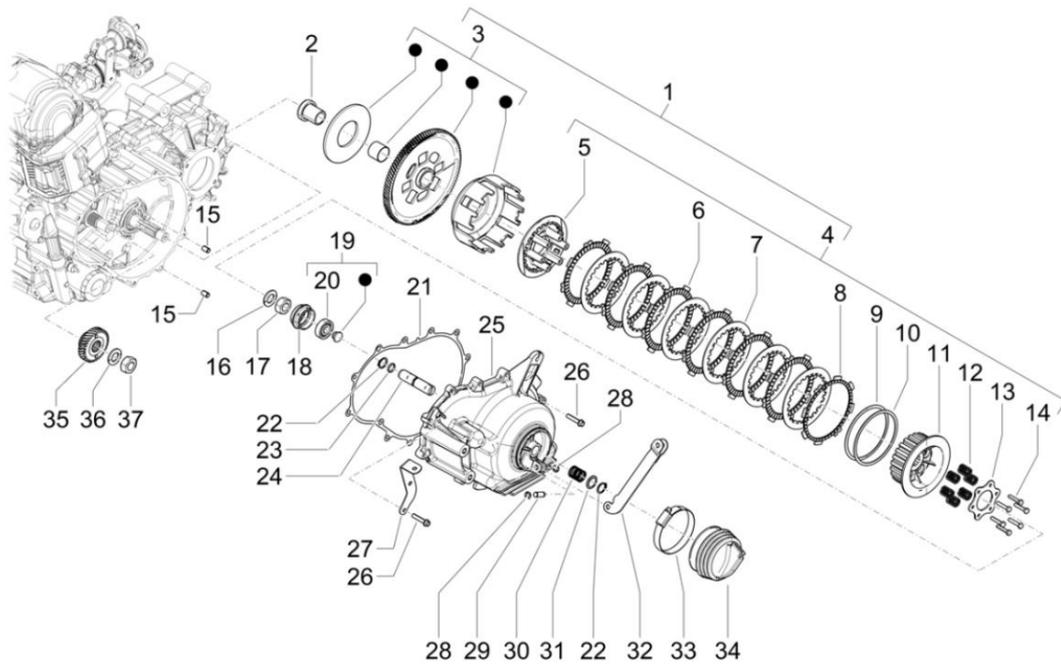


Abbildung 44: Übersicht – Traktionsantrieb/Kupplungsgehäuse [3]

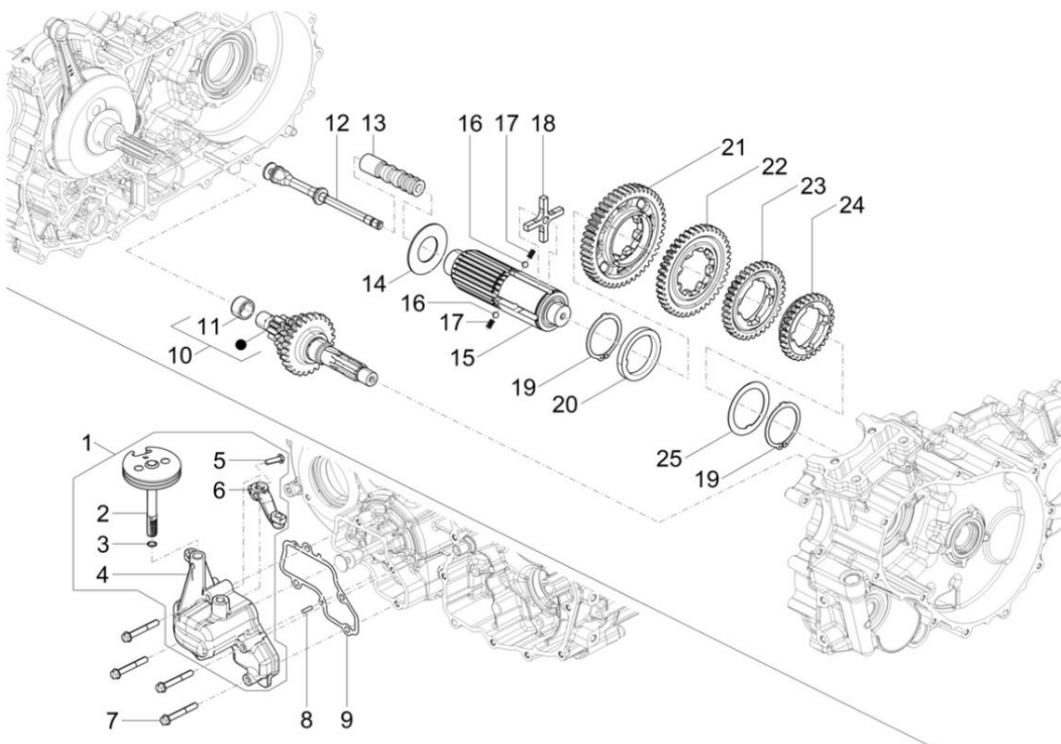


Abbildung 45: Übersicht – Traktionsantrieb/Traktionsgetriebe [3]

Die nachfolgende, angepasste Anforderungsliste (**Tabelle 16**) ist dabei nach den **Grundgleichungen (13)** und **(14)** mit der neuen Getriebeübersetzung angepasst worden. Die Werte zur Anpassung des Nenndrehmoments sind wie im obigen Abschnitt „5.4.2 Analyse Lastmerkmale“ über die neuen Haltephasen der neuen Simulationsergebnisse, die sich im **Anhang C** befinden, berechnet worden.

$$\begin{aligned}
 M_{\text{Mittel}} &= \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n M_k = \frac{(8,488 + 32,01 + 4,663 + 32,15 + 6,795 + 23,77 + 5,036 + 22,02) \cdot Nm}{8} & (26) \\
 &= \frac{134,932 \cdot Nm}{8} = \mathbf{16,86 Nm}
 \end{aligned}$$

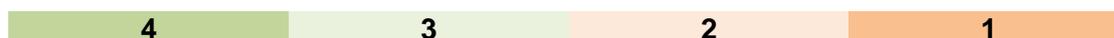
Tabelle 16: Angepasste Anforderungsliste Traktionsantrieb

Neue Anforderungsliste	
Anforderung/Bezeichnung der Anforderung	Wert [Einheit]
Traktionsmotor:	
Drehmomentbereich:	0 - 40,55 [Nm]
Nenndrehmoment:	~ 16,86 [Nm]
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Bergfahrt):	30,68 [Nm]
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Fahrt):	3,19 [Nm]
Drehzahlbereich:	0 - 4734 [U/min]
Leistungsbereich:	0 - 17,9 [kW]
Nennleistung:	~ 5,56 [kW]
max. Versorgungsstrom:	372,92 [A]
Nennstrom:	115,84 [A]
Traktionsgetriebe:	
Drehmomenteingang (Traktionsmotorseite):	0 - 40,55 [Nm]
Drehzahleingang (Traktionsmotorseite):	0 - 4734 [U/min]
Drehmomentausgang (Traktionsräder):	0 - 247,36 [Nm]
Drehzahlausgang (Traktionsräder):	0 - 776,19 [U/min]
Übersetzungsverhältnis:	6,1 []

6.2 Traktionsmotor

In diesem Abschnitt sind elektrische Traktionsmotoren, die auf dem freien Markt erhältlich sind, nach den oben gesetzten Anforderungen untersucht worden. Dabei wurden die Anforderungen mit den Produktportfolio der Firmen Baumüller und Heinzmann verglichen.

Für ein elektrisches Antriebskonzept der Piaggio Ape eignen sich hervorragend die Produkte der Firma Heinzmann. Als Traktionsmotor steht der bürstenlose Synchronmotor „PSM 120“ in zwei Auslegungen zur Auswahl (**Tabelle 17**). Bewertet sind diese zwei Varianten mit den unterschiedlichen Farben, die jeweils folgende Punkte vermitteln:



Dabei drückt 4 eine volle Übereinstimmung aus und folgt mit geringer Übereinstimmung bis zu gar keiner Übereinstimmung.

Tabelle 17: Vergleichstabelle – Technische Daten [17]

Anforderung Piaggio Ape Calessino		PSM 120	
Anforderung/Bezeichnung der Anforderung	Wert [Einheit]		
Traktionsmotor:			
Drehmomentbereich:	0 - 40,55 [Nm]	0 - 45 [Nm]	0 - 45 [Nm]
Nennmoment:	~ 16,86 [Nm]	12,7 [Nm]	9,5 [Nm]
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Bergfahrt):	30,68 [Nm]	--	--
min. Anzugsdrehmoment (Konstante Fahrt):	3,19 [Nm]	--	--
Drehzahlbereich:	0 - 4734 [U/min]	0 - 4500 [U/min]	0 - 6000 [U/min]
Leistungsbereich:	0 - 17,9 [kW]	0 - 16,9 [kW]	0 - 18,5 [kW]
Nennleistung:	~ 5,56 [kW]	6 [kW]	6 [kW]
max. Versorgungsstrom:	372,92 [A]	480 [A]	650 [A]
Nennstrom:	115,84 [A]	134 [A]	137 [A]
Spannungskonstante:	--	6,03 [V/1000 min ⁻¹]	4,44 [V/1000 min ⁻¹]
Drehmomentkonstante:	--	0,095 [Nm/A]	0,070 [Nm/A]
Ergebnis:		21	20

Nach der Bewertung steht es 21 zu 20 für den bürstenlosen Synchronmotor mit 4500 U/min. Mit seinen technischen Daten passt dieser besser zu den simulierten Anforderungen. Der unterschiedliche Drehzahlbereich ermöglicht allerdings eine nach **Gleichung (27)** berechnete maximale Geschwindigkeit von:

$$v_{Fzg} = \frac{n_{Motor} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_R}{i_{opt}} = \frac{4500 \frac{U}{min} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,205 m}{6,1 \cdot 60} = 15,837 \frac{m}{s} \triangleq 57,01 \frac{km}{h} \quad (27)$$

Zusätzlich zur reduzierten maximalen Geschwindigkeit, ist durch die gegebene maximale Leistung des Motors, die Beschleunigungszeit ebenfalls leicht abweichend zur Simulation. Diese Abweichungen sind allerdings zu verkraften. Die nachfolgende **Abbildung 46** zeigt den ausgewählten, bürstenlosen Synchronmotor „PSM 120“ mit seiner Abmessung.

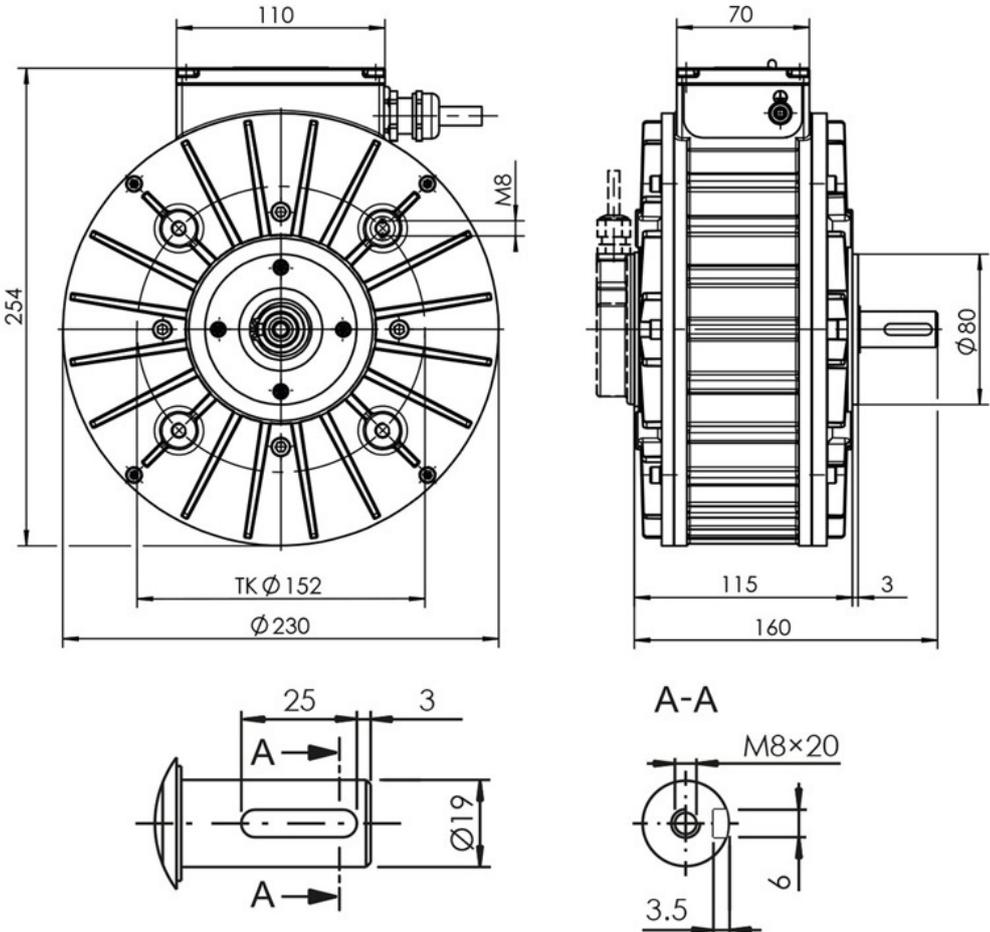


Abbildung 46: Technische Zeichnung PSM 120 [17]

7 Zusammenfassung

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass die Piaggio Ape Calessino E4 mit ihrem technisch zulässigen Gesamthöchstgewicht von 645 Kilogramm über das ausgearbeitete und simulierte achsparallele, elektrische Antriebskonzept nach einigen nachgeschalteten Modifizierungen angetrieben werden kann. Die Motivation, eine solche Elektrifizierung vorzunehmen, resultiert aus der Analyse und Betrachtung der Umstände in Harar, Äthiopien, wo der alltägliche Gebrauchsgegenstand die Piaggio Ape Calessino E4 ist.

Die täglich einfallende Kurzwellen-Solarenergie, liegt nach einer Recherche, im Durchschnitt pro Quadratmeter in Harar bei über 7,5 Kilowattstunden. Dies ermöglicht das Fahrzeug ökonomisch betreiben und laden zu können.

Die Altstadt verfügt über eine schlechte Straßeninfrastruktur, die mit großer Straßensteigung geprägt ist.

Eine sehr interessante Frage ist dabei verfolgt worden:

„Wie kann die handelsübliche Piaggio Ape Calessino E4 mit Ihren Bestandskomponenten die geografischen Anforderungen in Harar bewältigen?“.

Nach der Analyse des eingebauten achsparallelen Heckantriebes, wird das maximale Drehmoment von 14,6 Newtonmeter über das angeflanschte vierstufige Stirnradgetriebe und die dazugehörige Differenzialgruppe angetrieben. Dies ermöglicht das Überwinden von deutlich höherer Steigung als die für diese Arbeit angenommenen 13 % Straßensteigung.

Mit einer anschließenden Marktanalyse sind die unterschiedlichen Möglichkeiten der alternativen Antriebe und der dazugehörigen Antriebstopologien analysiert worden. Die Recherche der aktuell auf dem Markt befindlichen elektrifizierten Fahrzeugmodelle, wie der Smart EQ fortwo, VW e-up! und das allseits bekannte Paketfahrzeug der deutschen Post, ist für eine grobe Einschätzung der Leistungs- und Komponentenauswahl verwendet worden. Um das elektrische Antriebskonzept der Piaggio Ape Calessino E4 einschätzen zu können, sind die recherchierten Fahrzeugmodelle nebeneinander verglichen worden, sodass unter anderem die folgende Vorauswahl getroffen werden konnte.

- 1-Gang Traktionsgetriebe
- Permanent-Erregter-Synchronmotor
- Lithium-Ionen Batteriesystem

Um die Vorauswahl und die alternativ möglichen Bauarten zu überprüfen und final festzulegen, sind die technischen Grundlagen, gefolgt von den technischen Vor- und Nachteilen, untersucht worden. Zusammengefasst, bestätigt die Überprüfung der Komponenten die Vorauswahl im vorherigen Abschnitt und trägt zusätzlich zum technischen Verständnis bei. Um anschließend die zugeschnittenen Komponenten für die Elektrifizierung der Piaggio Ape Calessino E4 auszuwählen, ist die Bewegungsgleichung mit den folgenden Wirkkräften,

- Rollwiderstand
- Luftwiderstand
- Steigungswiderstand
- Fahrzeugzugkraft
- Beschleunigungskraft

aufgestellt und in Simulink/MATLAB aufgebaut worden. Die einzelnen Anforderungen an ein Antriebssystem wurden mit einem „Neuen Hararischen Stadtfahrzyklus“ und drei weiteren Zyklen überprüft und in einer Anforderungsliste festgehalten.

Nach einer Komponentenrecherche wurde klar, dass ein Differenzialgetriebe für einen achsparallelen Antrieb mit einer geeigneten Übersetzung nicht käuflich erwerbbar ist. Über eine weitere Analyse der Bestandskomponenten, wurde das Antriebskonzept verfolgt, die kompakte Antriebseinheit über das bereits verbaute Traktionsgetriebe und dem dazugehörigen Differenzial wiederzuverwenden.

Nach der darauffolgenden Untersuchung ist dies mit der Entfernung des Kupplungspaketes und der Festsetzung des vierten Ganges, mit einer Übersetzung von 6,1, möglich. Um die Anforderung an einen Traktionsantrieb erneut herauszufinden, wurde eine angepasste Simulation durchgeführt, sodass die finale Anforderungsliste entstand, die zu dem bürstenlosen Synchronmotor „PSM 120“ von der Firma Heinzmann führte.

8 Weiteres Vorgehen / Zukunftsausblick

Um den Traktionsmotor an die Getriebeeingangswelle anzuf lanschen, muss vor der Bestellung überprüft werden, ob die tatsächliche Übersetzung mit der theoretischen übereinstimmt. Für diese Überprüfung muss das Kupplungspaket und die dazugehörigen Komponenten entfernt werden. Über das Einsetzen in den vierten Gang ist anschließend zu schauen, um wie viele Umdrehungen und in welche Richtung sich das Rad im Vergleich zur Getriebeeingangswelle dreht.

Der passende Traktionsmotor und die dazugehörigen Systemkomponenten wie,

- PSM 120 (Traktionsmotor)
 - 1360 € Netto
- AC Motor Controller G4865 Sevcon (**Anhang D**)
 - 939 € Netto
- USB-Adapter
 - 333 € Netto
- Leistungsschutz
 - 155 € Netto

können bei der Firma Heinzmann unter der Telefonnummer 07673 8208 314 bei Herrn Spielmann ausgewählt und bestellt werden. Um die Piaggio Ape Calessino E4 elektrisch fahren lassen zu können, ist nach Auswahl aller oben genannten Komponenten ein geeigneter 48-Volt Lithium Akkumulator zu erwerben. Ist das Fahrzeug nach Installation und Montage fahrbereit, ist es über dem ausgewählten AC Motor Controller möglich, die Batterie über die Rekuperation zu laden. Dies ermöglicht einen höheren rein elektrischen Aktionsradius der Piaggio Ape Calessino E4. Zusätzlich ist in ferner Zukunft ein technisch moderner Schritt durchführbar, der die Piaggio Ape autonom fahren lassen könnte.

Literaturverzeichnis

- [1] Google LLC, „Google Maps,“ 2020. [Online]. Available: www.google.de/maps.
- [2] J. Plankensteiner, „ape-deutschland,“ [Online]. Available: www.ape-deutschland.de.
- [3] EasyParts Rollerteile GmbH, „EasyParts,“ [Online]. Available: www.easyparts-rollerteile.de.
- [4] Casa-Moto, „Casa Moto Onlineshop,“ [Online]. Available: www.casa-moto-shop.de.
- [5] Deutsche Energie-Agentur GmbH (dena), „dena,“ 2020. [Online]. Available: www.dena.de.
- [6] StreetScooter GmbH, „StreetScooter,“ 2020. [Online]. Available: www.streetscooter.com.
- [7] Mercedes-Benz AG, „smart,“ 2020. [Online]. Available: www.smart.com.
- [8] Volkswagen AG, „volkswagen,“ 2020. [Online]. Available: www.volkswagen.de.
- [9] Schaeffler, „Schaeffler,“ [Online]. Available: www.schaeffler.com.
- [10] P. D.-I. J. Ginzel, „Elektrische Antriebstechnik SS2019,“ Hamburg, 2019.
- [11] DNA, „xplore-DNA,“ [Online]. Available: www.xplore-dna.net.
- [12] w-tech e. K., „servotechnik,“ [Online]. Available: www.servotechnik.de.
- [13] Robert Bosch GmbH, „Bosch Mobility Solutions,“ 2020. [Online]. Available: www.bosch-mobility-solutions.de.
- [14] B. Wittig, „Verbesserung des Schalt- und Betriebsverhaltens,“ 2012. [Online]. Available: <https://macau.uni-kiel.de/>.
- [15] Maschinenbau-Wissen, „Maschinenbau-Wissen,“ [Online]. Available: <http://www.maschinenbau-wissen.de>.
- [16] Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, „Springer Professional,“ [Online]. Available: www.springerprofessional.de.
- [17] Heinzmann GmbH & Co. KG, „heinzmann-electric-motors,“ 2020. [Online]. Available: www.heinzmann-electric-motors.com.
- [18] BorgWarner Systems Lugo S.r.l., „Sevcon,“ 2020. [Online]. Available: www.sevcon.com.
- [19] J. Teigelkötter, Energieeffiziente elektrische Antriebe, Aschaffenburg: Springer Vieweg, 2012.
- [20] D.-I. H. S. (Hrsg.), Elektrische Antriebstechnologie für Hybrid- und Elektrofahrzeuge, Tübingen: Expert, 2019.
- [21] A. Braun, Effiziente Elektrofahrzeuge, Stuttgart: Springer Vieweg, 2019.
- [22] G. Babel, Elektrische Antriebe in der Fahrzeugtechnik, Capetown SA: Springer Vieweg, 2014.
- [23] N. Roland, *Elektrifizierung, Regelung und Simulation eines skalierten Fahrzeuges*, Graz,

- 2011.
- [24] R. Buchberger, *Simulationsgestützte Auslegung eines elektrischen Antriebsstranges für einen Stadtlieferwagen*, Graz, 2010.
- [25] P. D. G. Jürgens, *E-Maschinen im Antriebsstrang*, Graz.
- [26] ABB Automation Products GmbH, *Dimensionierung eines Antriebssystems*, Mannheim.
- [27] Heinzmann GmbH & Co. KG Electric Drives, *Wahl und Auslegung von elektrischen Antrieben für Elektrofahrzeuge*, Schönau, 2013.
- [28] Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg GmbH, „ifeu,“ [Online]. Available: <https://www.ifeu.de/>.
- [29] ecomento, „VW ID.3: So funktioniert der Elektromotor,“ Stuttgart.
- [30] Müller/Schmidt/Steber, *Elektromobilität*, Würzburg: Vogel Business Media GmbH & Co. KG, 2017.
- [31] Deutsche Post AG, „deutschepost,“ 2020. [Online]. Available: <https://www.deutschepost.de/>.
- [32] FM Autoportal GmbH, „autogazette,“ 2020. [Online]. Available: <https://www.autogazette.de/>.
- [33] VDE, *Kompendium: Li-Ionen-Batterien*, Frankfurt am Main: VDE Verband der Elektrotechnik, 2015.
- [34] Wikimedia Foundation Inc., „wikipedia,“ 2020. [Online]. Available: de.wikipedia.org.
- [35] Umweltbundesamt, „umweltbundesamt,“ 2019. [Online]. Available: www.umweltbundesamt.de.
- [36] Cedar Lake Ventures, Inc., „Weather Spark,“ 2019. [Online]. Available: de.weatherspark.com.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Ansicht Google Maps Harar, Äthiopien [1]	7
Abbildung 2: Ansicht Piaggio Ape Calessino E4 [2]	8
Abbildung 3: Ablaufdiagramm Simulation, Komponenten- und Antriebskonzept.....	9
Abbildung 4: Piaggio Ape Calessino Abmessungen	10
Abbildung 5: Armaturenbrett Piaggio Calessino E4	11
Abbildung 6: Traktionsantrieb Calessino E4 Ansicht Oben [3]	12
Abbildung 7: Motorhalterungen Piaggio Ape Calessino [3]	13
Abbildung 8: Kardanwelle Piaggio Ape Calessino [3]	15
Abbildung 9: Traktionsrad Piaggio Ape Calessino [3]	16
Abbildung 10: Plug-in-Hybrid Antriebskonzept [5].....	17
Abbildung 11: Battery Electric Vehicle Antriebskonzept [5].....	18
Abbildung 12: StreetScooter WORK Box [31].....	19
Abbildung 13: Smart EQ fortwo [32]	20
Abbildung 14: Volkswagen e-up! [8]	21
Abbildung 15: Traktionsantrieb Komponentenansicht ID-3 [8]	24
Abbildung 16: Komponentenübersicht Radnarbenantrieb [9].....	25
Abbildung 17: Lorentzkraft - grafisches Beispiel [10]	26
Abbildung 18: Rechte-Hand-Regel [10]	27
Abbildung 19: Gleichstrommaschine – Trommelanker [10].....	28
Abbildung 20: Arten der Erregung für Gleichstrommotoren [10].....	29
Abbildung 21: Darstellung Rotor – Kurzschlussläufer [11]	30
Abbildung 22: Darstellung einer ASM mit einem Polpaar – Kurzschlussläufer [12].....	30
Abbildung 23: Darstellung einer Permanentmagnet-Synchronmaschine [12].....	32
Abbildung 24: Leistungselektronik Flussdiagramm [13]	35
Abbildung 25: Batteriegespeister Pulswechselrichter mit lastseitigem Drehstrommotor [14].....	36
Abbildung 26: Rollwiderstand [15]	37
Abbildung 27: Kraftkomponente schiefe Ebene [15]	40
Abbildung 28: Angreifende Kräfte Piaggio Ape Calessino [2]	42
Abbildung 29: Darstellung Längsmodell Piaggio Ape Calessino E4.....	45
Abbildung 30: Neuer Europäischer Fahrzyklus [16].....	46
Abbildung 31: Fahrermodell Simulation Piaggio Calessino.....	47
Abbildung 32: Verlustmodell Simulation Piaggio Calessino	48
Abbildung 33: Fahrzeugmodell Simulation Piaggio Ape Calessino	49
Abbildung 34: Leistungsmodell Simulation Piaggio Calessino	50
Abbildung 35: Fahrzyklus 1 – Konstante Fahrt	54
Abbildung 36: Fahrzyklus 2 – Konstante Bergfahrt.....	55
Abbildung 37: Fahrzyklus 3 – ECE-15 Stadtfahrzyklus.....	57
Abbildung 38: Fahrzyklus 4 – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus	59

Abbildung 39: Simulationsergebnisse – Konstante Fahrt.....	61
Abbildung 40: Simulationsergebnisse – Konstante Bergfahrt	62
Abbildung 41: Simulationsergebnisse – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)	63
Abbildung 42: Simulationsergebnisse – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus	65
Abbildung 43: Simulationsergebnisse – Gegenüberstellung	67
Abbildung 44: Übersicht – Traktionsantrieb/Kupplungsgehäuse [3].....	73
Abbildung 45: Übersicht – Traktionsantrieb/Traktionsgetriebe [3].....	73
Abbildung 46: Technische Zeichnung PSM 120 [17]	76
Abbildung 47: Simulationsergebnisse – Gegenüberstellung 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)	89
Abbildung 48: Simulationsergebnisse – Neuer Europäischer Fahrzyklus 2 (Neues Übersetzungsverhältnis).....	90
Abbildung 49: Simulationsergebnisse – Neuer Hararischer Fahrzyklus 2 (Neues Übersetzungsverhältnis).....	91
Abbildung 50: Simulationsergebnisse – Konstante Fahrt 2 (Neues Übersetzungsverhältnis) ...	92
Abbildung 51: Simulationsergebnisse – Konstante Bergfahrt 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)	93
Abbildung 52: AC Motor Controller Seite 1 [22]	94
Abbildung 53: AC Motor Controller Seite 2 [22]	95
Abbildung 54: Simulink Modell (Piaggio Ape Calessino).....	96

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Komponentenaufistung Cockpit.....	11
Tabelle 2: Technische Angaben Traktionsantriebskomponenten [2].....	14
Tabelle 3: Kennwerte StreetScooter WORK Box [6].....	19
Tabelle 4: Kennwerte Smart EQ fortwo [7].....	20
Tabelle 5: Kennwerte Volkswagen e-up! [8].....	21
Tabelle 6: Gesamtübersicht Kennwerte Marktrecherche	22
Tabelle 7: Erste Anforderungsbereiche (Vorauswahl).....	23
Tabelle 8: Vorauswahl der Elektromotoren (Traktionsantrieb)	33
Tabelle 9: Vergleich der Energiespeichersysteme.....	34
Tabelle 10: Simulationsergebnisse – Konstante Fahrt.....	61
Tabelle 11: Simulationsergebnisse – Konstante Bergfahrt.....	62
Tabelle 12: Simulationsergebnisse – Neuer Europäischer Fahrzyklus (ECE 15)	64
Tabelle 13: Simulationsergebnisse – Neuer Hararischer Stadtfahrzyklus	66
Tabelle 14: Simulationsergebnisse Lastmerkmale.....	70
Tabelle 15: Anforderungsliste Traktionsantrieb.....	71
Tabelle 16: Angepasste Anforderungsliste Traktionsantrieb	74
Tabelle 17: Vergleichstabelle – Technische Daten [17]	75
Tabelle 18: Rollwiderstandskoeffizient.....	87
Tabelle 19: Strömungswiderstandskoeffizient.....	88

Formelverzeichnis

Lorentzkraft	26
Magnetische Flussdichte	26
Rollreibungskoeffizient	38
Steigungskoeffizient	38
Rollwiderstandskraft	38
Strömungswiderstand	39
Hangabtriebskraft	40
Trägheitsmoment Rad	41
reduzierte Masse	41
Bewegungsgleichung	42
Zugdrehmoment	43
Drehzahl Gelenkwelle	43
Drehzahlverhältnis	43
Drehmomentverhältnis	43
Gesamtwirkungsgrad	43
Motordrehmoment	44
Motorleistung	44
Trägheitsmoment Rad	52
reduzierte Masse	52
Fahrzeugfrontfläche	52
Rollwiderstandskraft	53
Drehzahlverhältnis	53
Arithmetisches Drehmomentmittel	68
Anzugsdrehmoment	68
Arithmetisches Leistungsmittel	69
Arithmetisches Drehmomentmittel 2	74
veränderte Fahrzeugmaximalgeschwindigkeit	75

Anhang

Anhang A

Tabelle 18: Rollwiderstandskoeffizient
[Quelle: <https://de.wikipedia.org/wiki/Rollwiderstand>]

c_R	Wälzkörper/Wälzkörperbahn
0,0005–0,001	Kugellager, Kugel und Lager aus gehärtetem Stahl
0,001–0,002	Eisenbahnrad auf Schiene
0,015–0,02	Motorradreifen auf Asphalt
0,006–0,010	Autoreifen auf Asphalt, Lkw
0,011–0,015	Autoreifen auf Asphalt, Pkw
0,01–0,02	Autoreifen auf Beton
0,02	Autoreifen auf Schotter
0,015–0,03	Autoreifen auf Kopfsteinpflaster
0,03–0,06	Autoreifen auf Schlaglochstrecke
0,045	Gleiskette (Kettenlaufwerk, Panzer Leopard 2) auf fester Fahrbahn
0,050	Autoreifen auf Erdweg
0,04–0,08	Autoreifen auf festgefahretem Sand
0,035–0,08	Gurtband (Raupenfahrwerk, Caterpillar Challenger und John Deere 8000T) auf Asphalt
0,2–0,4	Autoreifen auf losem Sand

Anhang B

Tabelle 19: Strömungswiderstandskoeffizient
 [Quelle: <https://de.wikipedia.org/wiki/Str%C3%B6mungswiderstandskoeffizient>]

Wert	Form
2,3	Halbrohr lang, konkave Seite
2,0	lange Rechteckplatte
1,33	Halbkugelschale, konkave Seite, Fallschirm
1,2	Halbrohr lang, konvexe Seite
1,2	langer Zylinder, Draht ($Re < 1,9 \cdot 10^5$)
1,11	runde Scheibe, quadratische Platte
0,78	Mensch, stehend
0,6	Gleitschirm (Bezugsfläche Strömungsquerschnittsfläche !)
0,53...0,69	Fahrrad (Mountainbike, gestreckt/aufrecht)
0,45	Kugel ($Re < 1,7 \cdot 10^5$)
0,4	Fahrrad (Rennrad)
0,35	langer Zylinder, Draht ($Re > 6,7 \cdot 10^5$)
0,34	Halbkugelschale, Konvexe Seite
0,09...0,18	Kugel ($Re > 4,1 \cdot 10^5$)
0,08	Flugzeug (Bezugsfläche Tragfläche)
0,04	Stromlinienkörper „Tropfenform“
0,03	Pinguin
0,02	optimierte Spindelform

Anhang C

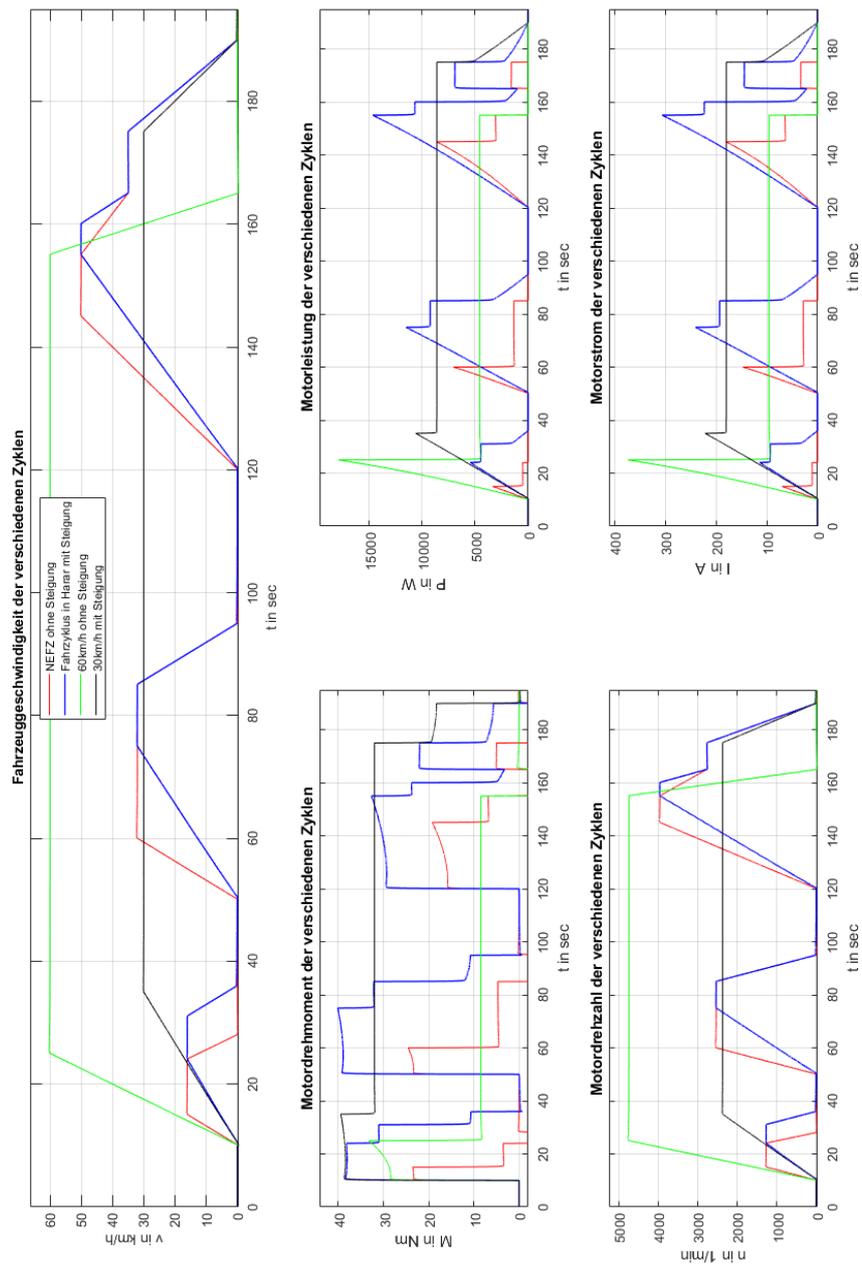


Abbildung 47: Simulationsergebnisse – Gegenüberstellung 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)

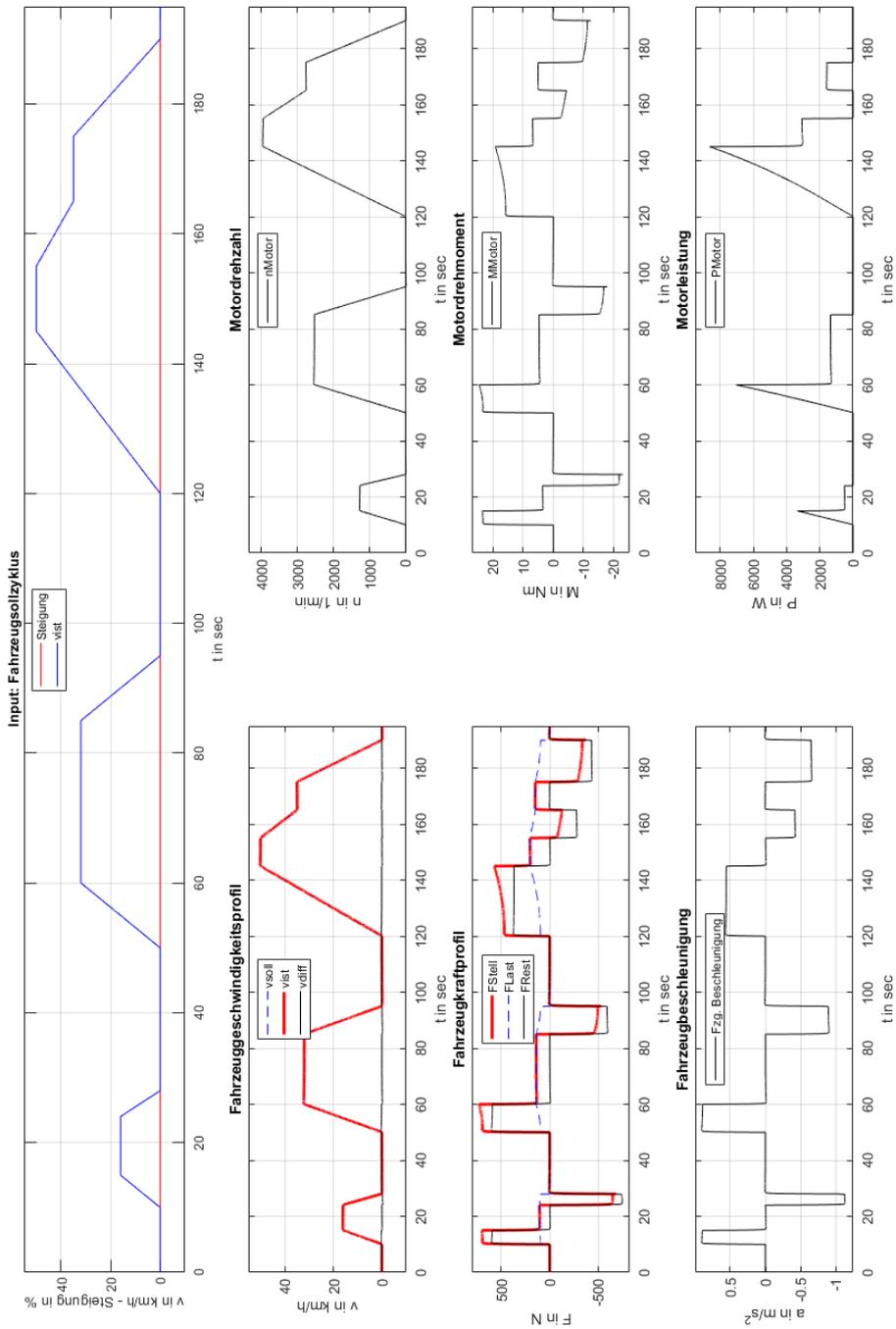


Abbildung 48: Simulationsergebnisse – Neuer Europäischer Fahrzyklus 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)

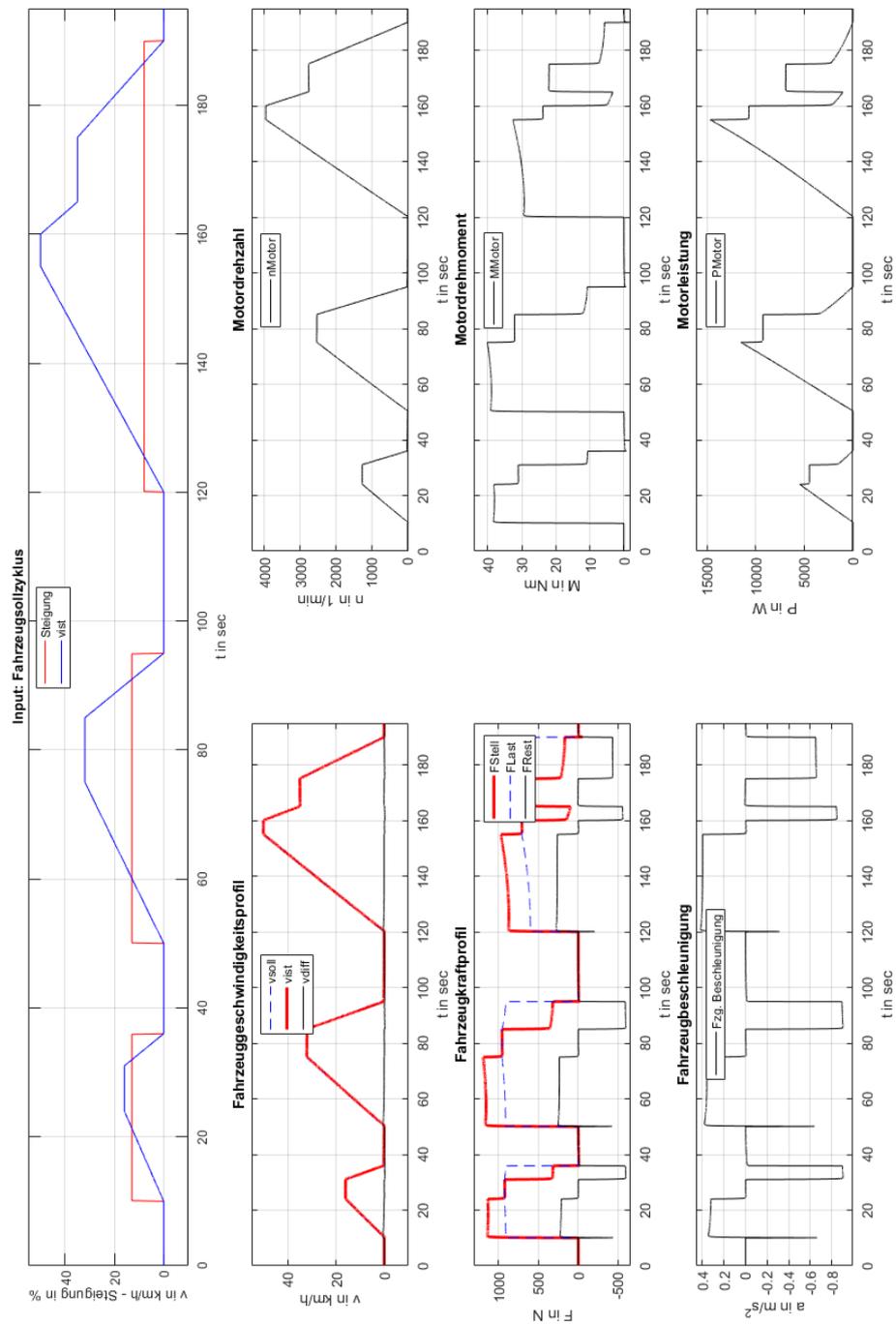


Abbildung 49: Simulationsergebnisse – Neuer Hararischer Fahrzyklus 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)

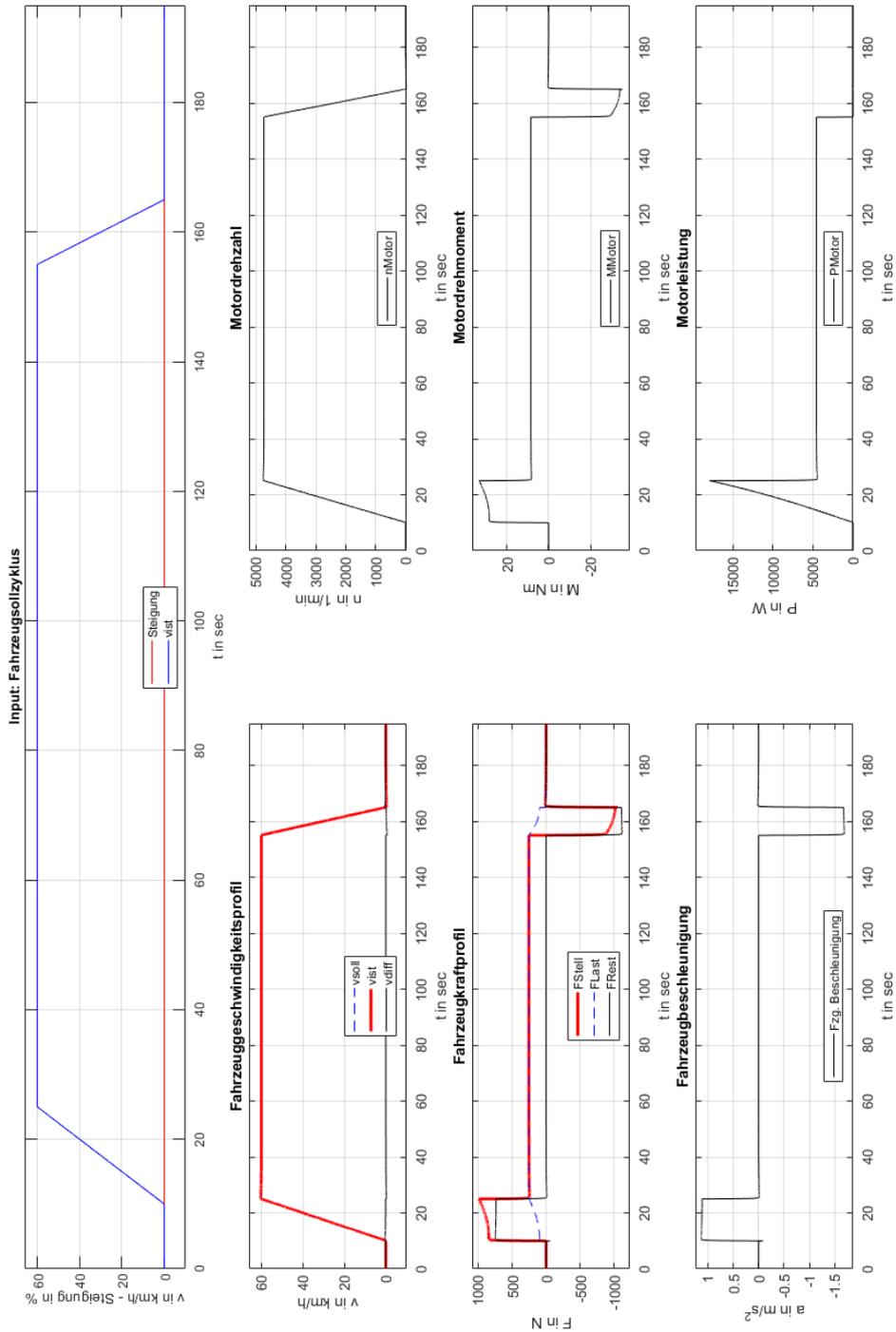


Abbildung 50: Simulationsergebnisse – Konstante Fahrt 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)

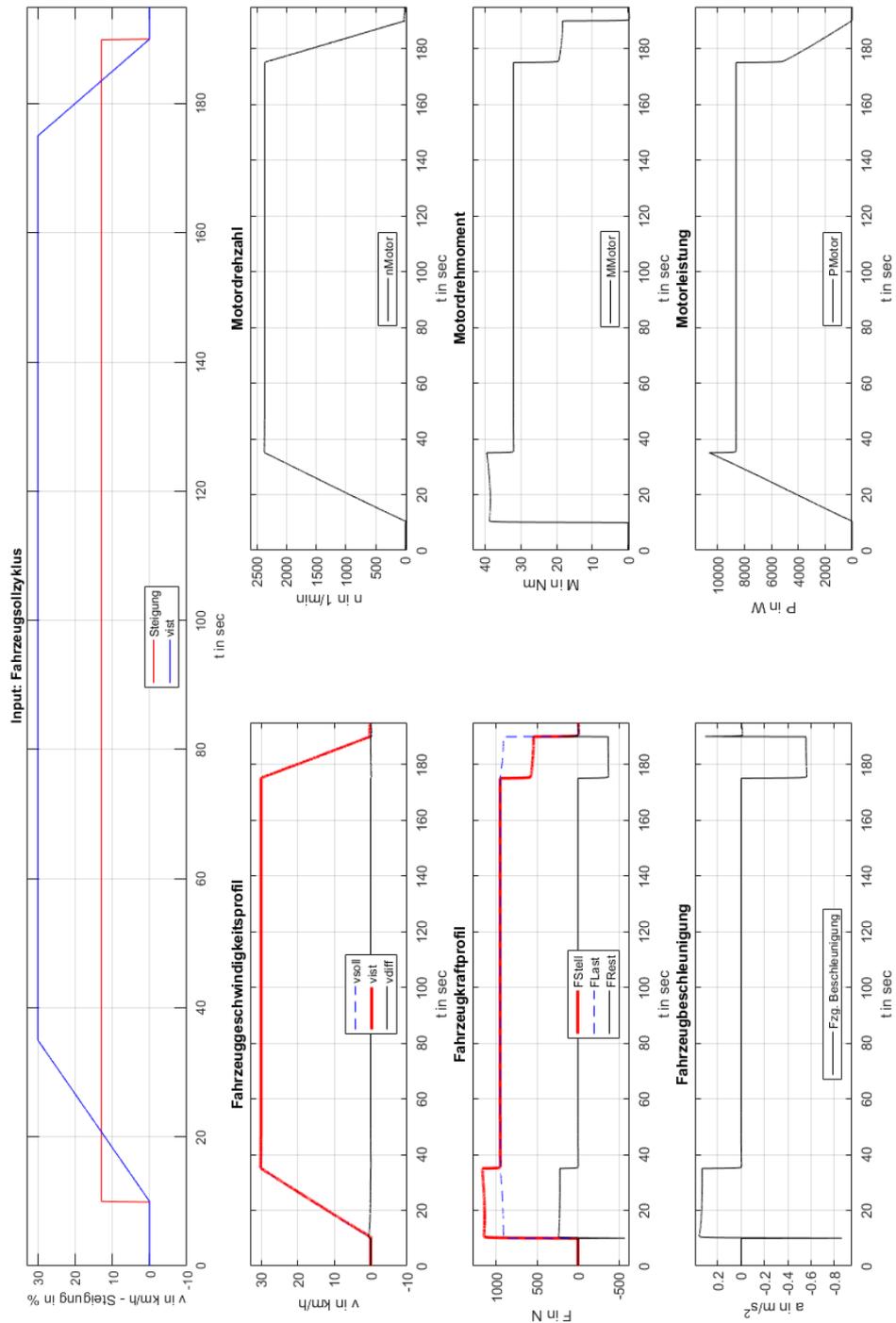


Abbildung 51: Simulationsergebnisse – Konstante Bergfahrt 2 (Neues Übersetzungsverhältnis)

Anhang D



Gen4
Size 2 Size 4
Size 6

AC Motor Controller

The Gen4 range represents the latest design in compact AC Controllers. These reliable controllers are intended for on-road and off-road electric vehicles and feature the smallest size in the industry for their power capacity.

Thanks to the high efficiency it is possible to integrate these controllers into very tight spaces without sacrificing performance. The design has been optimised for the lowest possible installed cost while maintaining superior reliability in the most demanding applications.

Features

- Advance flux vector control
- Autocheck system diagnostic
- Integrated logic circuit
- Hardware & software failsafe watchdog operation
- Supports both PMAC and AC motor
- Induction motor control
- Integrated fuse holder
- IP66 protection



Abbildung 52: AC Motor Controller Seite 1 [18]

Key Parameters

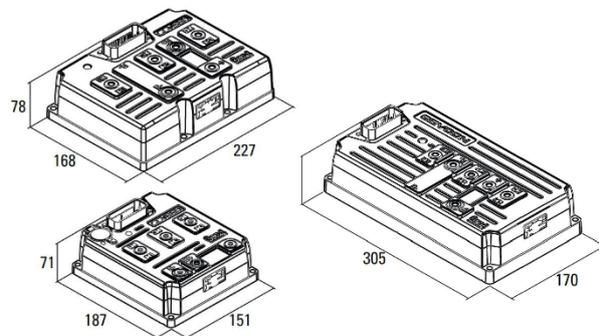
Model	Size 2	Size 4	Size 6	Size 2	Size 4	Size 6	Size 2	Size 4	Size 6	Size 2*	Size 4
Nominal Battery Voltage	24 VDC	24 to 36 VDC		36 to 48 VDC			72 to 80 VDC			96 to 120 VDC	
Max. operating Voltage	34.8 VDC	52.2 VDC		69.6 VDC			116 VDC			150 VDC	
Min. operating Voltage	12.7 VDC			19.3 VDC			39.1 VDC			48 VDC	
Peak Current (2 min)	300A	450A	650A	275A	450A	650A	180A	350A	550A	150A	300A
Boost Current (10 sec)	360A	540A	780A	330A	540A	780A	215A	420A	660A	180A	360A
Cont. Current (60 min)	120A	180A	260A	110A	180A	260A	75A	140A	220A	60A	120A

* Not yet available. Please contact Sevcon

Multiple Motor Feedback Options

Gen4 provides a number of motor feedback possibilities from a range of hardware inputs and software control, allowing a great deal of flexibility.

- Absolute UVW encoder input
- Absolute Sin/Cos encoder input
- Incremental AB encoder input



Integrated I/O

Gen4 includes a fully-integrated set of inputs and outputs (I/O) designed to handle a wide range of vehicle requirements. This eliminated the need for additional external I/O modules or vehicle controllers and connectors.

- 8 digital inputs
- 2 analogue inputs (can be configured as digital)
- 3 contactor/solenoid outputs
- 1 encoder supply output - programmable 5V or 10V

Configuration Tools

Sevcon offers a range of configuration tools for the Gen4 controller, with options for Windows based PC or calibrator handset unit. These tools provide a simple yet powerful means of accessing the CAN-open bus for diagnostics or parameter adjustment. The handset unit features password protected access levels and a customized logo start-up screen.



Other Features

- A CANopen bus allows easy interconnection of controllers and devices such as displays and driver controls
- The CANbus allows the user to wire the vehicle to best suit vehicle layout since inputs and outputs can be connected to any of the controllers on the vehicle and the desired status is passed over the CAN network to the relevant motor controller
- The Gen4 controller can dynamically change the allowed battery current by exchanging CAN messages with a compatible Battery Management System
- Configurable as vehicle control master or motor slave

For more information visit sevcon.com

Anhang E

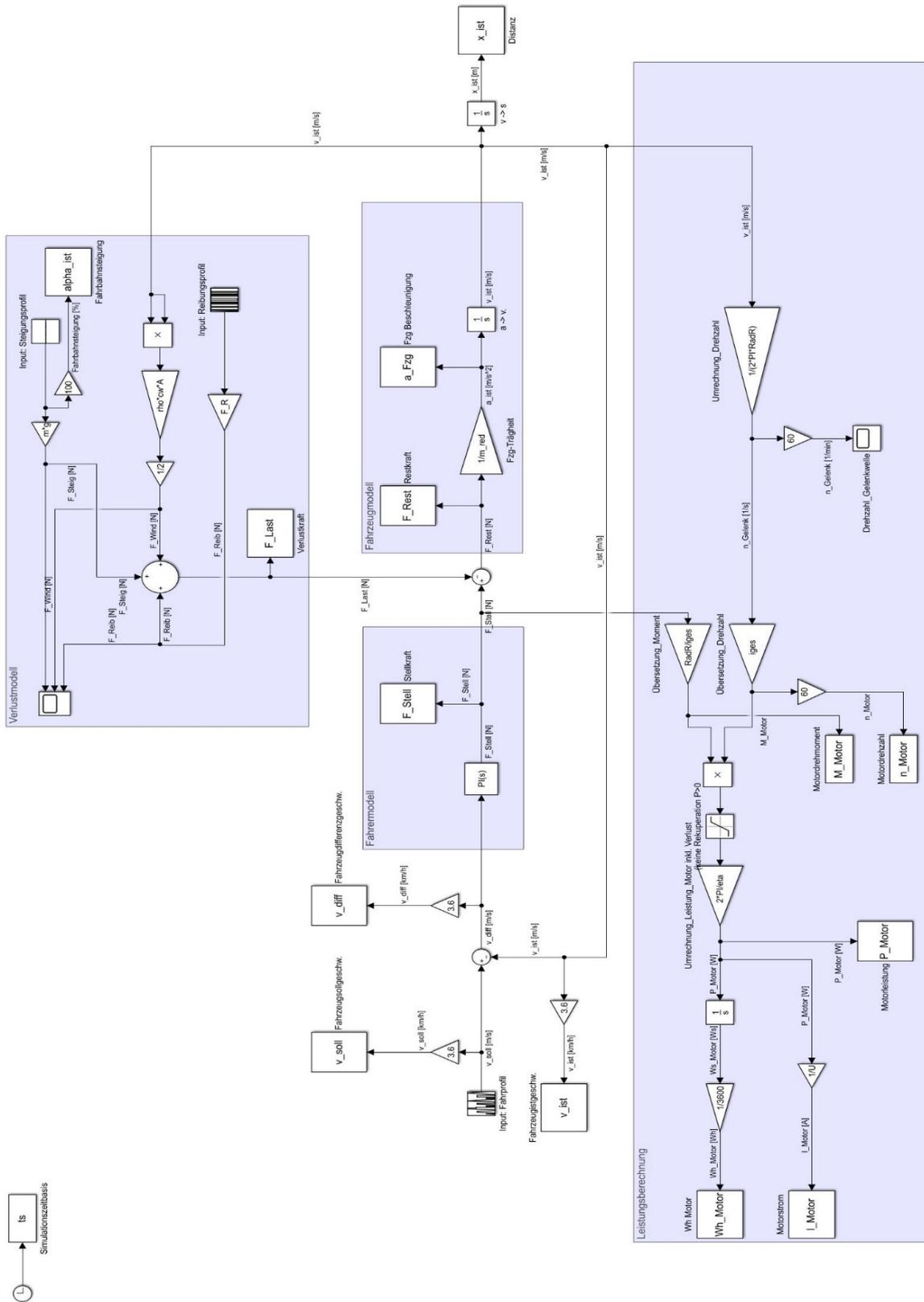


Abbildung 54: Simulink Modell (Piaggio Ape Calessino)

